

슬립을 제어를 위한 자동차용 유압 조절시스템의 최적 설계에 관한 연구

김대원*, 김진한*, 최석창**

A Study on Optimal Design of Automotive Hydraulic Control System for Slip Ratio Control

Dae-Won Kim*, Jin-Han Kim*, Seok-Chang Choi**

ABSTRACT

In this study, to investigate a characteristics of slip ratio control of H.C.U. for ABS, half car model tester were developed and a new H.C.U. was compactly designed comparing to the commercial H.C.U. for ABS. In half car model tester, variable inertia wheel has been used to load the car weights and braking forces according to the road surface conditions which were realized by pneumatic cylinder. And solenoid valves using P.W.M. (Pulse Width Modulation) method were installed in the new H.C.U. The slip ratio characteristics of tire had been measured using half car model tester and the results were used in the control simulation for a new H.C.U.

Key Words : Antilock Brake System (ABS), Hydraulic Controll system(유압조절시스템), Slip Ratio(슬립율), P.W.M. (Pulse width Modulation), Magnetic Pick Up Sensor(마그네틱 픽업센서), Braking Torque(제동토크)

1. 서론

Antilock Brake System(ABS)은 50년대 초반 항공기 및 고속 철도 차량용으로 개발되었으나, 노면 상태에 따른 다양한 제동 조건에 대응할 수 없는 당시의 제어 기술의 한계와 신뢰성 결여로 자동차 분야로의 적용에는 이르지 못하였다⁽¹⁾. 그러나 전자 제어 기술의 급속한 발전에 따라서 70년대 후반 4륜 제어 방식의 ABS의 개발과 더불어 자동차용으로의 실용화가 시작되었으며, 다양한 제동 조건하에서도 최적의 제동 성능을 발휘할 수 있는 예

방 안전 장치로서의 유효성이 입증되어 더욱 발전된, 시스템 개발을 위해 최근 활발한 연구가 진행되고 있다. 차량의 급제동시 필요한 제동력에 비해 과잉의 제동력 공급은 차량의 고착(lock)을 유발하게 되고, 이것은 차량의 거동에 큰 영향을 미치게 된다. 제동력 과잉 공급으로 인한 전륜의 고착은 차량의 조향을 불가능하게 하고, 후륜의 고착은 직진 안정성을 잃게 되어 매우 위험한 상황을 초래하게 된다⁽²⁾. ABS는 전자 제어에 의해 제동시 이러한 차량의 고착을 회피하여 보다 안전하게 차량을 정지시키고 제동 중에도 조향을 가능하게 해주며 요잉(yawing)

* 정회원,기아정기 기술연구소
** 창원전문대학 기계설계과

을 억제할 수 있는 기능적 특성을 가지고 있다. 현재 주로 사용되고 있는 ABS는 후륜 제어 방식과 4륜 제어 방식의 두 가지로 분류할 수 있으며, 후륜 제어 방식의 경우 제동시 직진 안정성을 크게 개선할 수 있으나 전륜 고착으로 인한 조향성 상실은 보완할 수없고 4륜 제어 방식은 급제동시에도 차량의 조향성 유지가 가능하고 요잉을 억제할 수 있으나 시스템의 과잉 작동으로 인한 일부 노면에서의 제동 거리의 증가, 시스템 구조의 복잡성, 중량 및 가격적인 측면에서 단점이 있으며,⁽¹⁾ 특히 복잡한 유압 조절시스템(hydraulic control system)의 구성과 차량 장착을 위한 실차에서의 장기간에 걸친 튜닝의 필요성은 ABS의 가격 상승을 유발하고 있으며, 대중화에 대한 장애 요인으로 인식되고 있다. 한편, 현재 상용화되고 있는 대부분의 ABS는 제동시 식(1)과 같이 타이어의 회전 속도와 차체 속도의 비로 나타내는 슬립율, S를 주 제어 변수로 설정하고 있다.⁽³⁾

$$S = \frac{V_v - V_r}{V_v} \times 100(\%) \quad (1)$$

V_v : 차체 속도

V_r : 타이어 속도

제동시 운전자의 페달 답력에 의해 브레이크 토오크가 증가하면 타이어의 회전 속도는 급속히 감소하고 차체 속도와 차가 커지게 되어 슬립율, S가 증가한다. 일반적으로 슬립율에 대한 타이어와 노면간에 발생하는 제동력과 횡력은 Fig.1과 같은 특성을 나타내고 있으며, ABS는

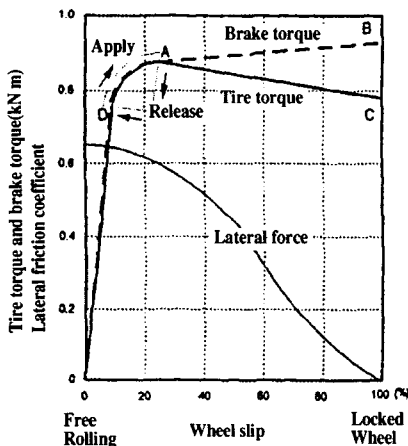


Fig. 1 Representative tire brake torque and lateral force as function of wheel slip

제동시 최대 제동력과 횡력이 발생하는 슬립율의 범위에서 타이어의 회전을 적절하게 제어함으로써 제동 거리 감소와 더불어 횡력 (lateral force.)을 최대한 확보하여 제동거리의 감소와 차량의 요잉을 최대한 억제시킬 수 있다. 한편 ABS의 제어를 통한 제동효과의 최적화를 위해서는 타이어의 슬립율 특성의 고찰이 매우 중요하다. 본 연구에서는 제동조건에 따른 차량의 관성을 부여할 수 있는 플라이 휠이 부착된 1/2차량모델의 실험장치를 제작하여 타이어와 노면간의 슬립율에 대한 제동력 특성을 고찰하여 각각의 제동조건에 따라 최대 제동력을 발생시킬 수 있는 슬립율의 제어범위를 설정하였다. 한편 기존의 상용화된 ABS의 유압조절기는 on-off방식의 고속응답형 솔레노이드 밸브(Solenoid valve)를 사용하고 있으며, 그 중 가장 일반적인 방법으로서 2way 2port방식의 솔레노이드 밸브를 각 바퀴당 2개씩을 조합하는 방식과 2port 3way방식의 솔레노이드 밸브를 각 바퀴당 1개씩을 채용하고 있으며, 이러한 방식의 유압조절기 (Hydraulic control unit)는 제어간에 발생하는 압력의 작용과 해제에 따라 필연적으로 발생하는 충격압력에 의한 페달의 진동과 시스템의 내구수명이 단축되는 단점이 제기되고 있다. 또한 고가의 솔레노이드 밸브를 다수 채용하고, 시스템의 구성이 복잡하게 되어 시스템의 가격이 상승하고 솔레노이드 밸브의 성능의 한계에 따라서 제어 성능의 최적화 구현이 제한되는 등의 문제점들이 제기되고 있다.

본 연구에서는 이러한 기존의 상용화된 유압조절기의 단점을 개선하기 위하여, 각 바퀴당 1개의 솔레노이드 밸브와 플런저(Plunger)밸브를 조합하여 시스템의 컴팩트 (Compact)화를 통한 저가격화와 브레이크 페달로부터 연결되는 유압회로와는 독립된 제어회로의 구성으로 진동을 방지해 줄 수 있도록 새로운 형태의 유압조절기를 제작하여 기존의 상용화된 시스템과의 성능을 비교하였다. 제어를 위한 알고리즘에 있어서는 슬립율을 주 제어 변수로 하여 타이어의 특성 실험을 통하여 얻어진 타이어의 슬립율에 대한 제동력 특성을 제어에 직접 이용하여 1/2차량모델의 실험장치를 이용하여 제동거리의 단축 효과를 비교하였다. 이러한 일련의 연구는, 금후 ABS개발에 있어 실차를 통한 최적의 튜닝과정의 간소화와 시간의 단축이 기대되며 새로운 모델의 유압조절기는 기존의 상용화된 시스템에서의 ABS의 뛰어난 효과에도 불구하고 보급화에 장애가 되고 있는 페달의 진동으로 유발되는 각종 문제점, 시스템의 고가에 따른 대중화의 장애를 극복

할 수 있는 기회를 제공할 수 있을 것으로 생각된다.

2. 제 동 역 학

2.1 차량의 동역학적 모델

평면상에서의 차량 운동은 Center of Gravity(CG)점을 기준으로 하여 X, Y, Z좌표계를 이용하여 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다.⁽⁴⁾

제동과 같은 외력이 차량에 가해졌을 때 x, y방향에 대한 역학적인 관계는 식(2), (3)과 같다.

$$F_y = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} \quad (2)$$

$$F_x = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} - F_D \quad (3)$$

F_{xi} : 각 차륜에서의 종방향의 타이어와 노면간의 접선력 성분

F_{yi} : 각 차륜에서의 횡방향의 타이어와 노면간의 접선력 성분

F_D : 공기 저항력

또한, CG점을 기준으로 한 모멘트 균형으로부터 평면상의 역학적 관계는 다음과 같다.

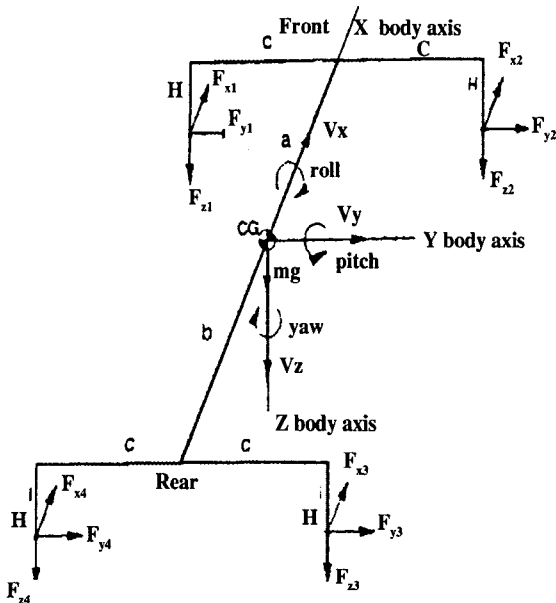


Fig. 2 Description of mechanical relation of vehicle

$$T = c(F_{x1} - F_{x2} - F_{x3} + F_{x4}) + a(F_{y1} + F_{y2}) - b(F_{y3} + F_{y4}) \quad (4)$$

a : CG점으로부터 전축 중심까지의 거리

b : CG점으로부터 후축 중심까지의 거리

c : CG점으로부터 트레드(Tread) 중심까지의 거리

식(4)로부터, 차량의 제동시 발생하는 요잉(yawing)의 현상은 각륜에 작용하는 타이어와 노면간의 접지력에 의한 것임을 알 수 있다.

2.2 차량의 제동 운동 특성

자동차는 제동시 제동 감속도에 따라서 전-후륜에 작용하는 수직 하중이 다르게 되고 크기는 다음과 같다.

$$F_{Zf} = \frac{W}{l} \left(b + \frac{H}{g} \frac{dV_v}{dt} \right) \quad (5)$$

$$F_{Zr} = \frac{W}{l} \left(a - \frac{H}{g} \frac{dV_v}{dt} \right) \quad (6)$$

F_{Zf}, F_{Zr} : 전, 후륜 수직 작용 총하중

l : Wheel Base

H : 차량의 중심고

$\frac{dV_v}{dt}$: 차체 감속도

Fig.2에서 차량 전체를 하나의 강체로 가정하고 CG점에 대한 전후 방향의 운동 방정식을 세우면 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$\frac{W}{g} \frac{dV_v}{dt} = -(\mu_f \times F_{Zf} + \mu_r \times F_{Zr}) - F_D \quad (7)$$

W : Weight of Vehicle

μ_f, μ_r : 전, 후륜 타이어와 노면간의 마찰계수

2.3 제동시 타이어의 운동 특성

제동시 타이어에 작용하는 수직 하중 FZ 가 일정하다면, 타이어와 노면간에 발생하는 제동 토크, M_r 은 다음과 같다.

$$M_r = \mu(s) F_z r_T \quad (8)$$

$\mu(s)$: 타이어와 노면간의 마찰 계수(슬립을 함수)

F_z : 타이어에 작용하는 수직하중(전륜 또는 후륜)
 r_T : 타이어의 회전 반경

브레이크 휠 실린더의 압력 증가가 Fig. 3과 같이 시간에 대해 선형적으로 가정하면, 브레이크 제동 토크, M_b , 는 다음과 같이 근사된다.⁽⁶⁾

$$M_b(t) = b_a t, \quad 0 \leq t \leq t_a \quad (9)$$

$$M_b(t) = T_m \quad t_a \leq t \quad (10)$$

b_a : 브레이크 제동 토크 증가율

t : 제동시간

t_a : 최대 브레이크 제동 토크 발생에 이르는 시간

T_m : 최대 브레이크 제동 토크

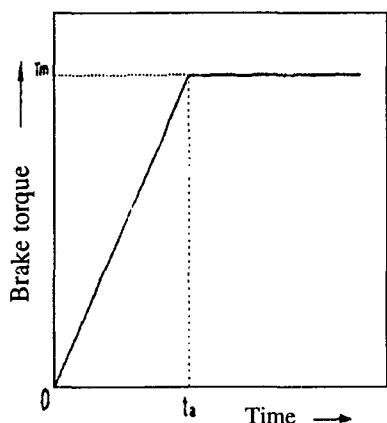


Fig. 3 Linearized model of brake torque

각운동량 방정식으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.
 $0 \leq t \leq t_a$ 에서

$$I_t \Delta \omega_T + \mu(s) F_z r_T \Delta t - \frac{1}{2} b_a \Delta t^2 = 0 \quad (11)$$

$t_a \leq t$ 에서는

$$I_t \Delta \omega_T + \mu(s) F_z r_T \Delta t - T_m \Delta t = 0 \quad (12)$$

I_t : 타이어의 회전 관성 모멘트

$\Delta \omega_T$: 타이어의 각속도

3. 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치의 구성

본 연구에서는 기존의 ABS유압 조절기에 비해 구조적으로 단순화된 새로운 유압조절기 및 실제 차량에서의 제동 상황을 구현할 수 있는 1/2 차량 모델의 실험 장치를 Fig. 4와 같이 설계 제작하였으며 각종의 데이터 처리 시스템과 유압 조절기의 제어 시스템 및 제어용 소프트웨어를 개발하였다. 한편, 1/2차량 모델은 차량에 있어, 전-후 또는 좌-우 분할과 대각방향 분할 방법이 고려될 수 있으나, 본 연구에서는 전, 후 분할 상태의 1/2차량 모델을 적용하였다.

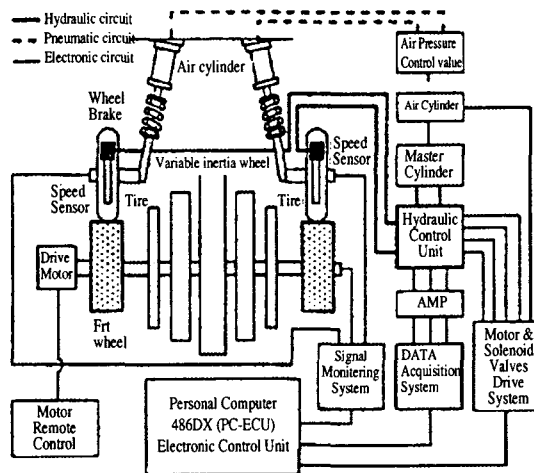


Fig. 4 Schematic diagram of 1/2 car model

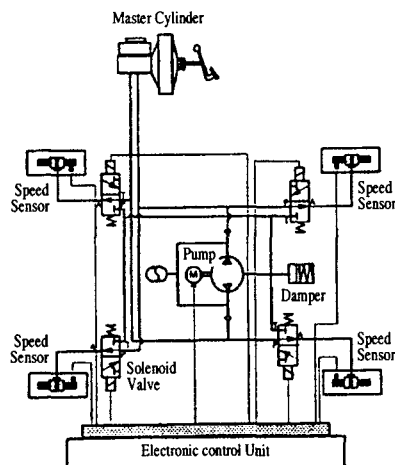


Fig. 5 Schematic diagram of hydraulic control unit

3.1.1 실험 모델의 유압 조절기

기존의 생산되고 있는 유압 조절 시스템에서는 2 position 2way 방식 또는 3position 3way 방식의 전자 제어 솔레노이드 밸브가 사용되고 있으나, 본 실험 모델 유압 조절기에서는 Fig. 5와 같이 2position 3way 방식의 솔레노이드 밸브를 사용함으로써 사용되는 밸브의 수를 줄였다. ABS 제어 중에 휠 실린더의 유량 공급은 전기 모터에 의해 구동되는 레이디얼 피스톤 방식의 유압 펌프를 사용하였으며, 압력 맥동의 방지 및 고압에 의한 시스템 보호를 위하여 스프링 부하식 댐퍼(Damper)와 블래더(Bladder)형 축압기를 채용하였다. 한편, 본 유압조절기에 사용한 P.W.M.(Pulse Width Modulation)제어가 가능한 2position 3way 방식의 전자 제어 솔레노이드 밸브는 비례 출력 범위가 넓고, 전원 전압 변동에 강하며, 저소비 전력으로 연속 통전이 가능한 특성이 있다.⁽⁷⁾

3.1.2 제어 알고리즘

본 연구에서는 유압조절기의 제어를 위하여 퍼스널컴퓨터를 사용하였다. 유압조절기의 제어에 있어 실제 구동이 필요한 액츄에이터는 2개의 2/3솔레노이드 밸브와 유압 펌프용 DC모터이고 이들은 8253카드의 D/O 포트를 이용하여 제어한다. 한편 주제어 변수로서는 슬립을 단독 변수만을 사용하였고 실제 제어실험에서 설정된 슬립을 상하한값에서 솔레노이드 밸브 구동 신호를 발생하여 제어하여도 타이어의 회전 관성 모멘트에 의해 타이어가 속도를 회복하거나 감속하는데 지연시간이 발생하고 실제의 슬립율은 제어범위를 벗어나서 정밀 제어실험이 어렵다. 따라서 본 실험에서는 타이어의 이러한 동특성을 고려하여 슬립을 제어 신호 발생시점을 조정함으로써 실제의 제어된 슬립값이 설정된 범위를 만족하도록 제어한다. 본 실험에 사용된 유압조절기의 제어개념은 Fig.6에 있다.

3.1.3 1/2 차량 모델 실험장치

1/2차량 모델에서는 Fig. 4와 같이, 제동시 차체 속도를 구현하기 위하여 플라이휠을 사용하였으며, 플라이휠과 동일한 회전축에 여러 가지 관성을 가진 가변 플라이휠을 부착하여 차량의 중량 조건 및 제동 조건에 따라 달라지는 차체의 운동 에너지에 의한 효과를 구현할 수 있도록 하였다. 또한 타이어 및 플라이 휠의 회전축에는 마그네틱 픽업(Magnetic Pick up) 센서가 각각 장착되어 있어서 회전 속도 변화의 측정이 가능하고, 실제 차량과

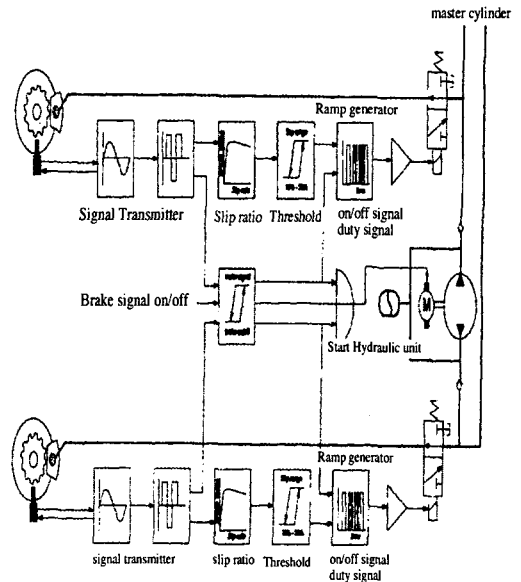


Fig. 6 Simplified control concept for experimental model

Table 1 Specifications of brake system in 1/2 car model

Name	Specification	Unit
Tire	185/70 R14 887	.
Brake Type	Disc Brake	.
Brake Factor	0.65	.
Master Cylinder Diameter	$\phi 2.222 \times 10^{-2}$	m
Wheel Cylinder Diameter	$\phi 5.4 \times 10^{-2}$	m
Fly Wheel Radius	0.325	m
Brake Effective Radius	0.102	m
Tire Rolling Radius	0.301	m

동일한 제동시스템을 구성하였다. 타이어의 상부에는 가압용 공압 실린더를 장착하여 노면 조건 및 차량의 중량 조건에 따라 타이어와 노면간의 접지력 변화에 대응할 수 있어 각종 노면에서의 제동 조건을 부여할 수 있다. 본 실험 장치에 있어 플라이휠 과 타이어의 구동은 12Hp VS 모터에 의해서 구동되며 최대 180km/h의 속도로 플라이 휠을 구동할 수 있다. 한편, 본 1/2차량 모델 실험장치에는 실제차량과 동일한 제동시스템 회로를 구성하였으며 여기에 장착된 제동시스템의 주요제원은 Table 1에 제시하였다

3.1.4 데이터 계측 및 처리

타이어의 슬립율에 대한 제동력 특성 분석 및 유압 조

절기의 제어 특성 분석을 위하여 플라이 휠 및 타이어의 회전 속도 변화, 휠 실린더 및 마스터 실린더 압력을 계측하였으며 소프트웨어적인 처리 방법에 의하여 슬립율, 타이어 감속도, 플라이 휠의 감속도, 제동 거리를 계산하였다. Fig. 7에 본 실험에 사용된 데이터 처리 및 제어 시스템의 block diagram을 나타내었다. 한편, 플라이 휠 및 타이어의 회전 속도는 유압 조절기 제어에 있어 제어 변수로 사용되는 슬립을 연산시 차체 속도와 제동 거리 계산에 이용될 수 있고, 타이어의 회전 속도 역시 슬립을 연산에 직접 이용될 수 있다.

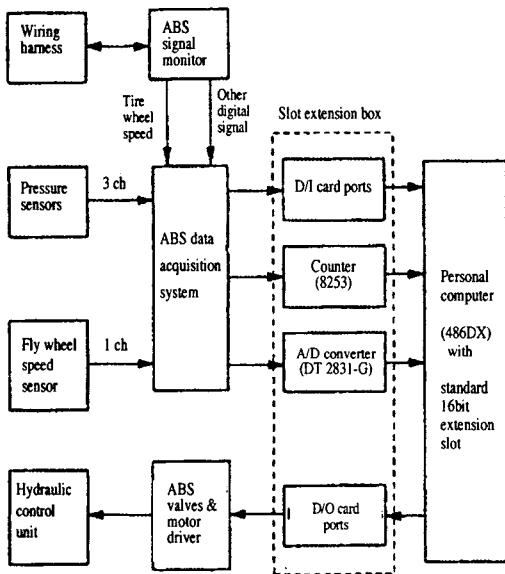


Fig. 7 Block diagram of data acquisition system and control system for test H. C. U.

3.2 실험방법

차량의 제동 운동 특성에 관련된 변수로는 타이어와 노면간의 접지력에 의해 발생하는 제동 토크가 있다. 이 제동 토크는 차량의 중량과 노면 조건 및 제동 초기 속도 등에 종속되므로 본 연구에서는 이들을 실험변수로 설정하였다.

3.2.1 중량 및 노면 조건

플라이 휠을 통하여 차량의 적재 중량에 따른 운동 에너지 효과를 부여 할 수 있는데, 다음의 식에 의해 차량중량에 상당하는 질량 관성 모멘트를 구할 수 있다.

$$I = \frac{W}{g}(r_T)^2 \quad (13)$$

W : weight of vehicle

r_T : 타이어의 회전 반경

g : 중력 가속도(9.38m/s²)

또한, 차량의 제동시 타이어와 노면간에 발생하는 접지력의 관계는,

$$B = \mu(s)F_Z \quad (14)$$

와 같고 타이어 상부에 장착된 공압 실린더의 공급압력 조절을 통하여 접지력의 변화 효과를 부여하였다.

3.2.2 타이어의 특성 실험

1/2차량 모델의 실험 장치를 사용하여 제동 조건 및 제동 초기 속도의 변화를 가하고 슬립율에 대한 타이어 특성 실험을 통하여 최대 제동력 발생 범위를 분석하였다. 타이어에 부착된 공압 실린더에 실험 노면 조건에 상당하는 압력을 공급하고 VS모터를 구동하여 플라이휠과 타이어를 실험 차속에 상당하는 회전 속도로 구동하고 제동 압력을 공급하면 타이어는 급속히 감속하지만 플라이 휠은 회전 질량 관성에 의하여 완만하게 감속하게 된다. 이 때 플라이 휠과 타이어의 속도 변화와 휠 실린더의 압력을 계측하여 타이어의 슬립율에 대한 제동 토크를 구하였다.

3.2.3 유압 조절기의 제어 특성 실험

본 유압 조절기의 제어 실험에 있어 제어 변수로는 슬립을 단독 변수만을 사용하였으며, Fig.8과 같이 제어 실험시 설정된 슬립을 상,하한값에서 슬레노이드 밸브를 구동하여도 타이어의 회전 관성 모멘트에 의해 타이어가 속도를 회복하거나 감속하는데는 응답 지연이 발생하고 실제의 제어 슬립을 제어 범위를 벗어나게 된다. 따라서 본 실험에 있어서는 마찰 계수가 높은 노면 조건의 경우 반복된 튜닝을 통하여 제어 기준점을 조정하였고, 마찰계수가 낮은 노면 조건에서는 P.W.M.제어 알고리즘을 적용하여 휠 실린더의 압력 증가 기울기를 조절하였다. Table2에 실험 제원을 나타내었다.

4. 시뮬레이션 및 실험 결과 고찰

4.1 타이어의 슬립율과 제동력 특성 실험

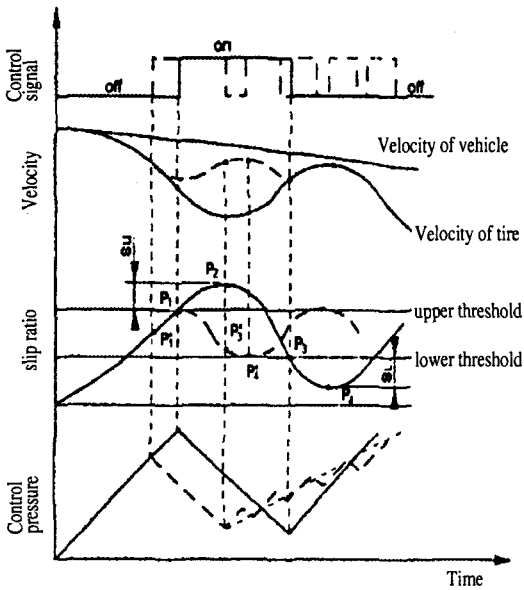


Fig. 8 Characteristics of slip control for experimental model

Table 2 Specifications of experiment of tire

Name	Values	Unit
Air Pressure of Tire	0.22	MPa
Tire Load	2,942.64,151	KN
Fly Wheel Inertia	49	$N \cdot m \cdot s^2$
Tire Inertia	0.94	$N \cdot m \cdot s^2$
Gradient of Supply Pressure	5.9	MPa/sec
Max. Wheel Cylinder Pressure	10.3	MPa
Fly Wheel Speed	80,60,30	Km/h
Fixed Inertia	7.54	$N \cdot m \cdot s^2$

Fig. 9은 타이어의 가압 하중을 2.94KN(노면 조건 A)로 하고 제동 초기 속도를 80, 60, 30km/h로 하여 1/2차량 모델의 실험장치에서 실험한 슬립율에 대한 제동 토크의 실험 결과이다. 이 결과를 보면 제동 초기 속도에 따라서 최대 제동 토크가 발생하는 슬립율의 범위가 변화하고 최대 제동 토크의 값도 달라지고 있음을 알 수 있다. 또한 슬립율이 증가하면 제동 토크의 값도 크게 감소됨을 나타낸다. 한편 중, 고속(60, 80km/h)의 제동 초기 속도에서는 슬립율이 20~30%범위에서 최대 제동 토크가 발생되고 있고, 또한 저속(30km/h)에서는 30~40%에서 최대 제동 감속도가 발생되고 있다. Fig. 10는 타이어의 가압 하중을 2.64KN(노면 조건 B)로 한 경우의 실험 결과로서 제동 초기 속도에 따라 최대 제동 토크값이 크게 변화하지만 슬립율 증가에 따라 제

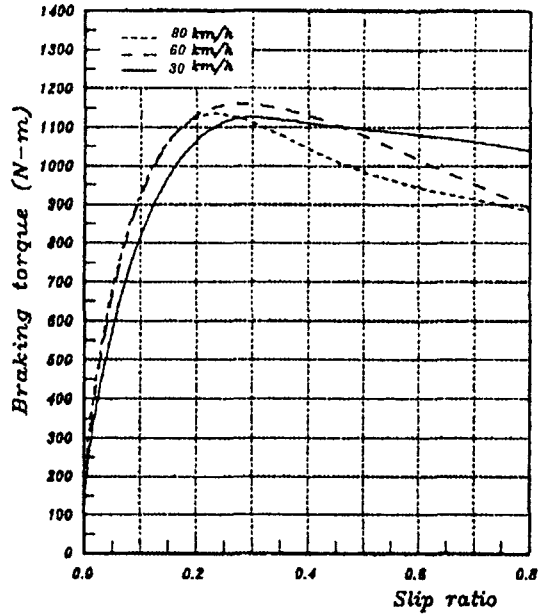


Fig. 9 Characteristics of braking torque with slip ratio on the road A.

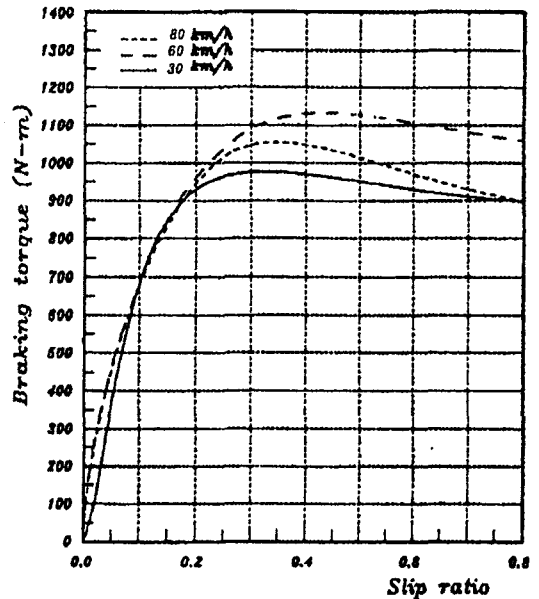


Fig. 10 Characteristics of braking torque with slip ratio on the road B.

동 토크의 감소 폭은 그다지 크지 않다. 제동 초기 속도 30, 80km/h에서는 30~40%, 60km/h에서는 40~50%슬립율 영역에서 최대 제동 토크가 발생되고 있다.

Fig.11은 타이어의 가압 하중을 1.51kN(노면 조건C)로 한 경우의 실험 결과이다. 제동 초기 속도에 따른 최대 제동 토크는 큰 차이가 없고, 제동 초기 속도에 관계없이 30~40% 영역에서 최대 제동 토크가 발생 되고 있다.

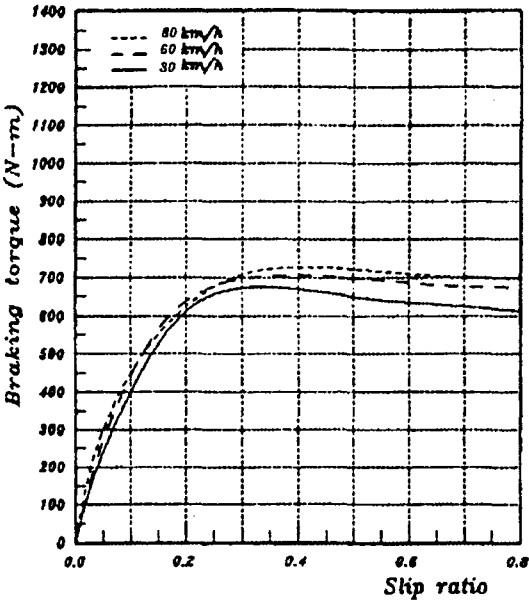


Fig. 11 Characteristics of braking torque with slip ratio on the road C.

4.2 제어 시뮬레이션 및 실험

앞에서 기술한 수학적 모델링과 타이어의 슬립율에 대한 제동력 특성 실험 결과를 이용하여 4차 Runge Kutta 방법을 사용하여 각각의 노면 조건과 속도 변화에 대해 슬립을 제어 시뮬레이션을 실시하였다. 본 시뮬레이션에 사용된 인자는 Table 3과 같고 다음과 같은 가정을 적용하였다.

- ※ 제동중 타이어의 회전 유효 반경은 동일하다
- ※ 제어중 휠 실린더의 압력은 선형적인 증가와 감소 형태를 갖는다.
- ※ 슬레노이드 밸브의 응답 지연에 의한 휠 실린더 증압 및 감압의 영향은 무시한다.

Fig 12및 13는 노면 조건 A에서 제동 초기 속도 80km/h에서의 실험 및 시뮬레이션 결과를 나타낸 것으로 두 결과는 매우 잘 일치하고 있다.

Table 3 Parameters of simulation

Name	Value	Unit
Ratio of Rise of Pressure	53.9	MPa/sec
Ratio of Decay of Pressure	68.6	MPa/sec
Integration Time Interval	0.001	sec
Inertia of Fly Wheel	49	N m s ²
Inertia of Tire	0.94	N m s ²
Initial Velocity	80,60,30	Km/h

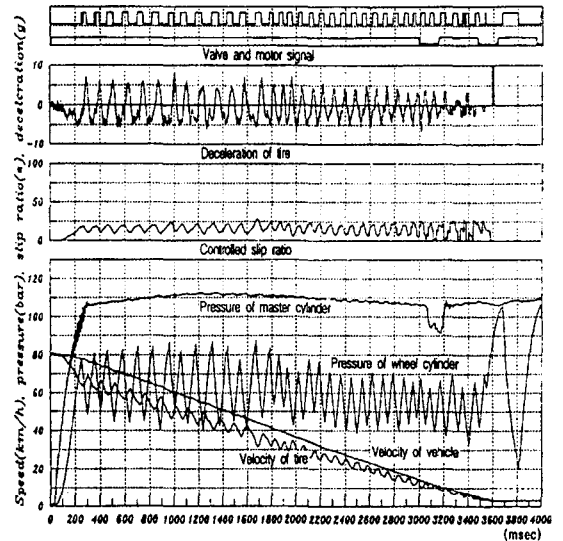


Fig. 12 Results of test with slip range 10~20% on the road A for 80Km/h

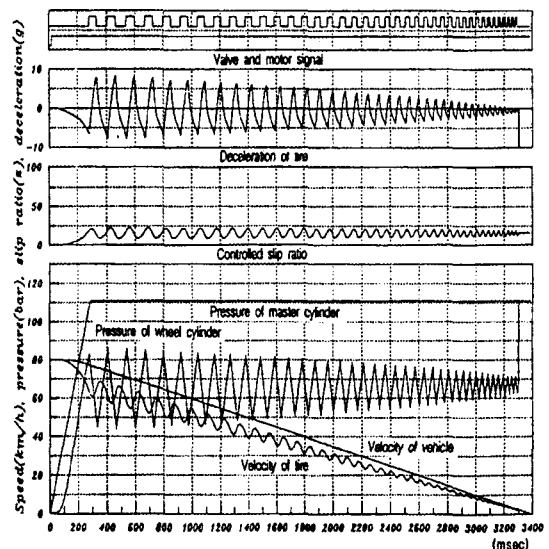


Fig. 13 Results of simulation with slip range 10~20% on the road A for 80Km/h

4.3 제동 효과

Fig. 14, 15 및 16는 실험 모델의 유압 조절기를 사용하여 슬립을 제어 범위를 10~20%, 20~30%, 30~40%에 대한 제동 감속도와 ABS 비제어시의 제동 감속도를 나타낸 것으로 제동효과가 7~25%정도 증가되었다. 또한, 실험 결과로부터 Fig. 9, 10 및 11의 타이어의 슬립을 특성 실험 결과와도 잘 일치하고 있다

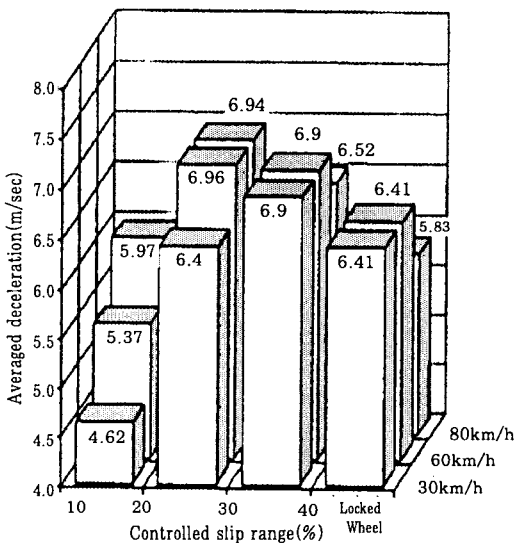


Fig. 14 Deceleration of vehicle on the road A

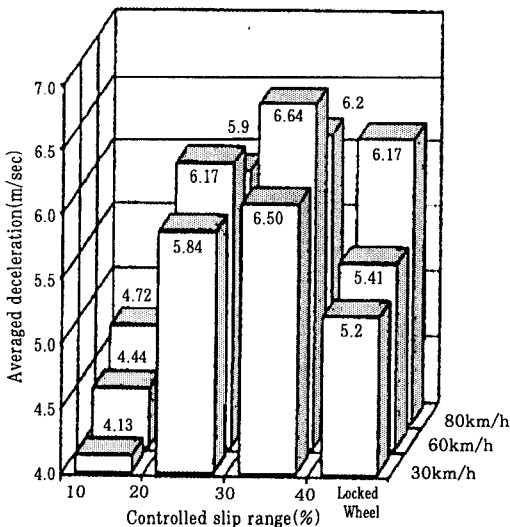


Fig. 15 Deceleration of vehicle on the road B

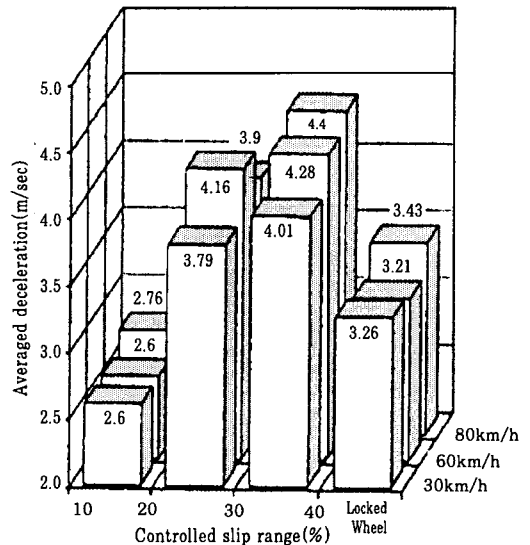


Fig. 16 Deceleration of vehicle on the road C

5. 결론

본 연구에서는 슬립율을 제어변수로 하여 ABS 유압 조절기의 제어특성에 관한 연구를 위해 1/2차량 모델의 실험 장치를 제작하여 타이어의 슬립율에 대한 제동토크 발생 관계를 고찰하였다. 또한 2 position 3way 방식의 전자 제어 솔레노이드 밸브를 사용한 유압 조절기를 제작하여 제어특성에 관한 실험 및 시뮬레이션을 통해 제어 성능을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 본 연구에서 제작한 1/2차량 모델의 실험 장치를 통하여 타이어의 슬립율에 대한 제동 토크를 측정할 수 있고, 타이어의 제동 토크는 제동 초기 속도 및 타이어에 작용하는 수직 하중에 따라 변화한다.
2. 압력 제어용 2 position 3 way 방식의 전자제어 솔레노이드 밸브를 사용하는 유압 조절 시스템에 있어 정밀한 슬립율의 제어는 PWM 방식의 알고리즘 적용에 의해 가능하다.
3. 여러 가지 노면조건과 제동초기 속도 조건에서의 ABS 제동 실험 결과와 타이어의 슬립율에 대한 제동 토크 실험을 통해 얻어진 데이터를 이용한 제동 특성에 관한 컴퓨터 시뮬레이션 결과는 실험치와 잘 일치하고 본 시뮬레이션 프로그램은 제어 특성의 분석 및 제어 알고리즘 설계에 이용될 수 있다.

4. 본 연구에서 제작한 유압 조절기의 각종 노면에서의 슬립을 제어 실험 결과, 기존의 브레이크 시스템에 의한 제동 감속도에 비해 약 7~25%의 증가된 제동 감속도가 발생되었으며, 본 유압 조절시스템의 실차 적용이 가능함을 확인하였다.

참 고 문 헌

1. Yasuo Kita, Masato Yoshino, "4-Sensor 2-Channel Antilock Brake System for 4WD Cars," SAE 860511, 1986.
2. H. Ouwerkerk, Ramachandra Rao Guntur, "Skid Prediction," Vehicle System Dynamics 1, pp. 67~68, 1972.
3. 山崎俊一(shunichiyamazaki), "タイヤの制動, 駆動特性と ABS装置," (日)自動車 研究 14巻 14號, 1992.
4. M.A. Salman, "A Robust Servo-Electronic Controller for Brake Force Distribution," Transaction of the ASME, No. 1, pp. 112, 1990.
5. 平尾收外 3人 "理論自動車工學," (日)山海堂, p86, 1998.
6. Howard Dugoff, P.S Fancher and Leonard Segal "An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance," SAE 700377, 1970.
7. 服部 吉身 "PWM 制御 比例 電磁 スタシクバルブ," (日)油空壓技術, pp. 40, 1992.