

# 유압 구동방식 타이어 롤러를 위한 유압 시스템 회로분석 및 모델링에 관한 연구

김상겸<sup>†</sup> · 박춘식\* · 김정하\*\*

(2002년 7월 6일 접수, 2003년 2월 14일 심사완료)

## A Study on the Hydraulic System Circuit Analysis and Modeling of the Hydrostatic Tire Roller

Sang-Gyum Kim, Chun-Shic Park and Jung-Ha Kim

**Key Words :** Tire Roller(타이어롤러), Driving System Modeling(구동시스템모델링), Hydraulic Pump/Motor(유압펌프,모터), Hydraulic Circuit(유압회로)

### Abstract

In this research, we are trying to develop the new hydraulic driven tire roller which is conventionally operated by mechanical transmission system. The reason why we would like to develop it is that tire roller is one of the most useful machine for the road construction site and also imported totally from overseas. In this paper, we conceptualize the new hydraulic system and derive the equations of motion for dynamic analysis. And we investigate system modeling by using DAQ system. Finally, we will design the controller, which can manage the hydraulic circuit of steering and traction mechanism system. The advent of modern high-speed computers coupled with the application of high-fidelity simulation technology can be used to create "virtual prototypes of construction equipment. Tests conducted on these virtual prototypes may be used to augment actual machine testing, thereby lowering costs and shortening time to production. So, we studied tire roller to integrate development technology. In System Analysis, We formulate hydraulic driving system model and hydraulic steering system model. Also, We integrate DAQ system to acquire experimental result in real tire roller equipment.

기호설명	
$D_p/D_m$	: 유압펌프와 모터의 체적변위
$N_p$	: 유압펌프의 속도 (일정하다고 가정)
$V_0$	: 앞쪽 챔버의 평균체적
$P_1/P_2$	: 앞쪽과 뒤쪽 챔버의 압력
$\beta$	: 시스템 유효 체적탄성계수
$p_r$	: 리플러싱 압력
$C_{ip}/C_{vp}$	: 유압펌프의 내부/외부 유량누설계수
$C_{im}/C_{em}$	: 유압모터의 내부/외부 유량누설계수
$k_p$	: 펌프 제어의 기울기 변위
$\phi$	: 펌프의 스트로크 각도
$J_i$	: 관성 모멘트

$B_m$	: 전체 점성 댐핑계수
$C_f$	: 모터의 내부 마찰계수
$T_L$	: 모터의 부하토크
$C_d$	: 밸브 오리피스 저항계수
$X_v$	: 유압 실린더의 체적변위
$P_s$	: 공급압력

### 1. 서론

최근 산업의 고도 성장과 더불어 건설장비 기술 또한 한층 발전 되어가고 있다. 특히 여러 건설장비(포크레인, 콤팩트, 지게차, 크레인 등) 중에서도 많이 사용되고 있는 장비로서 타이어 롤러가 있다. 타이어 롤러는 건설 현장에서 도로의 마무리 작업에 널리 사용되는 중요한 장비이다. 그리하여 이미 오래 전부터 미국, 유럽, 일본 등의 선진국에서는 연구 개발하여 현재 널리 상용화 및 세계 여러 나라로 수출되고있는 장비이다. 하지만 이 분야에 대한 국내의 연구는 미비한 실정이며, 특히 우리나라처럼 건설장비의

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 국민대학교 자동차공학대학원  
E-mail : ssanggyum@hanmail.net  
TEL : (02)916-0991 FAX : (02)916-0991

\* 회원, 기아 자동차

\*\* 회원, 국민대학교 기계.자동차공학부

활용도가 높은 나라에서는 건설장비의 국산화 개발이 절실히 요구된다. 그러므로 본 연구에서는 타이어 롤러 국산화에 대한 연구를 시작하게 되었다. 타이어 롤러는 현재 크게 기계 구동방식과 유압 구동방식으로 분류할 수 있다. 국내에 도입되어 사용되고 있는 장비들은 전량 수입품으로 기계 구동방식의 타이어 롤러이다. 이 방식은 기계적 특성(기계적 메커니즘의 복잡성 및 기계적손실 등)에 의해 구동력 및 제어가 유압 구동방식에 비해 용이하지 않다. 따라서, 본 연구에서는 기계 구동방식보다 구동력 및 제어 성능이 뛰어나며, 제어가 용이한 유압 구동방식 도로포장 타이어 롤러에 대하여 연구 하였다.<sup>(1)</sup>

이러한 연구는 산업현장에서 널리 사용되는 타이어 롤러의 개발시간 단축 및 개발 비용을 절감하고, 설계 측면의 작업을 쉽게 하기 위한 유압 회로 분석 및 유압 시스템의 해석 방법을 목적으로 수행 되었으며, 또한 해석의 타당성을 검증하기 위하여 실차 실험을 수행하였다. 사용된 타이어 롤러는 전륜 4 개와 후륜 5 개의 바퀴로 이루어 졌다. 특히 유압식 트랜스 미션을 연구하여 다양한 건설장비 개발에 활용 할 수 있고, 유압 회로의 설계를 통한 유압 시스템 개발 기술을 습득하여 유압 관련된 다른 장비에도 응용 하고자 하였다. 유압 구동방식의 타이어 롤러는 2 개의 실린더를 작동시켜 전륜 조향을 실시하고, 후륜 5 개의 바퀴에 2 개의 모터를 체인으로 연결하여 구동동력을 발생하는 시스템으로 이루어져 있으며 엔진의 동력을 유압 펌프의 압력 에너지로 변환 시키고 유압으로 유압모터를 구동 시켜 동력을 발생하는 원리이다.<sup>(2,3)</sup>

## 2. 타이어 롤러의 유압회로

### 2.1 조향 시스템

조향부 시스템의 유압 회로는 Fig. 1 과 같이 전륜에 2 개의 실린더와 핸들 입력에 의해 유량을 조절하는 조향 유닛(Steering Units) 및 보조 펌프로 구성되어 진다. 이때 2 개의 실린더는 조향 칼럼에 부착 되어지고, 핸들의 입력이 조향 유닛(Steering Units)에 입력되면 회전력이 로터리 밸브를 작동시켜 유량을 좌,우 각 포트로 흐르게 하여 실린더를 이동시켜 조향을 실시하게 설계되었다. 보조 펌프에 의한 유량 입력이 없을 시에는 계속 탱크로 흘러가다가 핸들에 좌우 방향의 입력에 의하여 유압이 좌우 조향력을 발생하게 된다. 조향 유닛(Steering Units)의 내부에는 체크 밸브와 릴리프 밸브로 이루어진 브레이크 회로(Brake Circuit)와 역류 방지를 위한 체크 밸브 등이 장착되어져 있고 밸브는 텐덤 형식으로 이루어져 있다.<sup>(3)</sup>

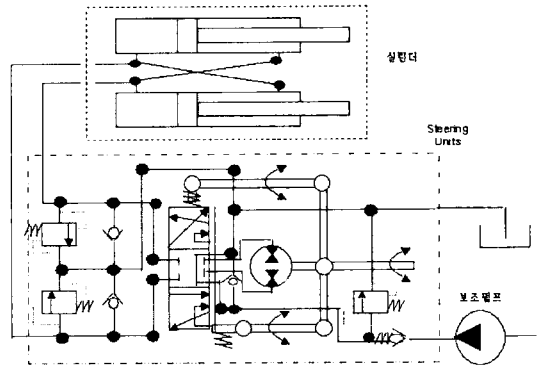


Fig. 1 Hydraulic circuit of steering system

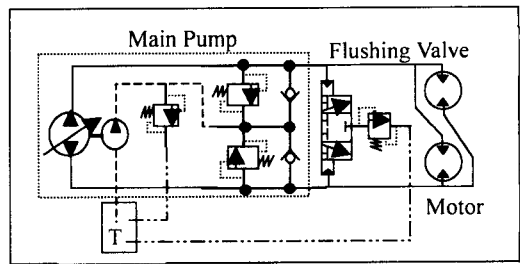


Fig. 2 Hydraulic circuit of driving system

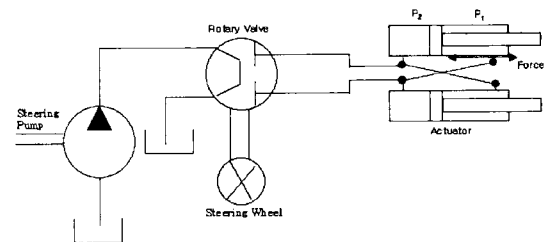


Fig. 3 Schematic diagram of steering system

### 2.2 구동 시스템

구동부 시스템의 유압회로는 Fig. 2 와 같이 메인 펌프와 2 개의 유압 모터로 이루어져 있다. 작동원리는 엔진으로부터 얻어진 동력을 가지고 메인 펌프를 구동하고, 유압을 발생시켜 그 압력 에너지를 이용하여 유압 펌프에서 회전력으로 변환되어 바퀴에 체인으로 동력을 전달한다.<sup>(3)</sup> 위 시스템에 사용된 메인 펌프는 가변 용량형 사판식 펌프로 사판 각에 의해 토출 유량이 조절되며, 펌프와 엔진에 의해서 모터를 최종적으로 구동하게 된다. 또한 모터는 2 가지 형태의 고속과 저속 모드로 작동된다. 메인 펌프 안에는 안전을 고려한 브레이크 회로(Brake Circuit)가 내장되어 있고, 유압 펌프와 유압 모터 사이의 입,출구 사이라인의 압력을 가지고 과부하시 입구쪽의 압력이 일정이상 넘지 않도록

플러싱 밸브가 기능을 한다.

즉, 입/출구의 압력을 조절하게 되어 있다. 이와 같이 펌프와 모터를 가지고 구동부 시스템을 설계하였다.

### 3. 유압 구동방식 타이어 롤러의 모델링

#### 3.1 조향 시스템 모델링

일반적으로 타이어 롤러 시스템에 대해 해석하기 위해서는 실제 작업환경에서 이루어지는 현상을 예측할 수 있는 차량 모델이 필요하게 된다.

이러한 모델은 타이어 롤러 차량에 시동 및 가속, 조향이나 제동을 나타낼 수 있게 하며, 차량 측면에서 세워진 식들이 유압 모델링과 연계 될 수 있도록 구성되어진다. 그러므로 이러한 타이어 롤러의 실제 현상을 나타내도록 모델링 하는 방법이 핵심적인 요소이다. 본 연구에서는 타이어 롤러에 적용할 수 있도록 유압 조향 시스템의 모델링을 단순화 하였다. Fig. 3 은 유압 조향 시스템의 개략도를 보여준다.<sup>(4)</sup>

Fig. 3 에서 알 수 있듯이 조향 시스템은 두개의 액추에이터, 로터리 밸브, 조향 펌프로 구성된다. 모델링 시 공급압과 출력압력은 일정하다고 가정하고 각각의 유압 액추에이터는 두 개 포트 로터리 밸브에 부착한다. 이때 조향 컬럼은 반대 방향으로 두 개 액추에이터 작동에 의해 제어된다. 식 (1)은 액추에이터 챔버내의 오일 압력을 1 차 미분 방정식으로 정식화하고 운동량 보존의 법칙에 적용한 식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{V}{\beta_c} p = Q - Ay \tag{1}$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_0 + Ay} (C_d X_v \sqrt{P_s - P_1} - A \frac{dy}{dt}),$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_0 - Ay} (C_d X_v \sqrt{P_2} + A \frac{dy}{dt})$$

이때 액추에이터의 병진운동 힘은 실린더 내의 피스톤의 현재 위치와 입, 출력 압력차에 의해 계산된다. 식 (2)는 액추에이터에 의해 발생하는 힘이 계산되는 방정식이다.

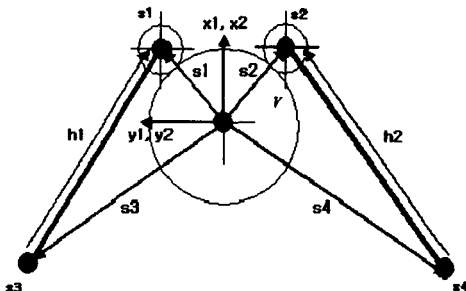


Fig. 4 Kinematics representation of steering system

$$f = p_1 A_1 - p_2 A_2 \tag{2}$$

타이어 롤러 조향부의 기구학적 구조는 일반 차량과 달리 현가 스프링과 댐퍼가없이 휠 축과 차체가 직접 연결된다. 차체와 조향축은 회전 조인트로 연결되고, 조향축의 양끝 단은 회전각을 발생하기 위한 두 개의 유압 실린더로 구성되며, 조향 각은 액추에이터의 길이 변화에 의해 발생된다. 조향 축에 발생하는 등가 토크는 실린더 힘 성분과 토크 힘의 계인 비(Gain Ratio)의 곱으로 나타내어 질 수 있다. 이러한 관계는 가상일(Virtual Work)로 적용되어 유도된다. 식 (3)은 가상일 방정식을 나타낸다.<sup>(5,6)</sup>

$$\delta W = f \delta d - \tau \delta \theta = 0 \tag{3}$$

식 (3)을 적용하면 식 (4)와 같이 토크와 힘의 관계로 표현할 수 있다.

$$g(\theta) = \frac{\tau}{f} = \frac{\partial d}{\partial \theta} \tag{4}$$

식 (3)과 (4)을 이용하여 실제 타이어 롤러에 적용된 조향 시스템을 해석하였고, 조향 컬럼의 기구학적 모습을 Fig. 4 와 같이 설계하였다.

Fig. 4는 등가 토크가 적용된 조향 축의 회전 조인트의 개략도를 보여주며, Fig. 4에서 회전 조인트는 두 개의 유압 실린더에 의해서 작동되고 최종적으로 조향 각을 발생한다.

식 (5)와 (6)은 각각 힌지 점에서의 벡터 관계식을 나타낸다.<sup>(5)</sup>

$$h_1 = -s_3 + A_{2,1} s_1 \tag{5}$$

$$h_2 = -s_4 + A_{2,1} s_2 \tag{6}$$

식 (5)와 (6)로부터 각각의 액추에이터의 길이는  $d1=||h1||$ 과  $d2=||h2||$ 것으로 나타내며,  $A_{2,1}$  은 다음 식 (7)과 같이 변환 행렬식을 얻을 수 있다.

$$A_{2,1} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) & 0 \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{7}$$

식 (4)~(7)을 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$g_i(\theta) = \frac{\partial}{\partial \theta} (d_i) = \frac{\partial}{\partial \theta} (\sqrt{h_i^T h_i}) = \frac{1}{d_i} h_i^T \frac{\partial h_i}{\partial \theta}$$

$$= \frac{1}{d_i} h_i^T \frac{\partial A_{2,1}}{\partial \theta} s_i \tag{8}$$

식 (8)을 통해 식 (9)와 같이 두 개 액추에이터에 의해 발생된 총 토크방정식을 구할 수 있으며 이 식을 이용하여 조향 시스템의 모델링을 실시 하였다.

$$\tau = \frac{1}{d_1} h_1^T \frac{\partial A_{2,1}}{\partial \theta} s_1 f_1 + \frac{1}{d_2} h_2^T \frac{\partial A_{2,1}}{\partial \theta} s_2 f_2 \tag{9}$$

식 (10)은 최종적으로 조향 컬럼에 작용하는 실린더의 속도와 조향각 속도의 관계를 나타낸다.

$$d_i = g_i \theta$$

$$d_2 = g_2 \theta \quad (10)$$

이러한 앞에서 유도한 이론적 수식을 통하여 유압 시스템 해석에 일반적으로 사용되는 소프트웨어인 Easy5 모델로 변형하여 시뮬레이션을 실시하였다. 펌프를 통해 유량을 공급하고 밸브의 스톱 조절을 통한 유량 흐름을 제어해 2 개의 실린더로 이루어진 조향 칼럼을 회전시키는 시스템으로 조향부 모델링을 간략화 하였다. Fig. 5 는 조향 유닛(Steering Units)대신에 서보 밸브를 넣었고 핸들에 의한 가해지는 스텝입력(Step Input)을 밸브 스톱의 입력스 입력으로 변환하여 시뮬레이션을 실시하였다. 정확한 변수의 측정이 어려워 제품의 사양을 통한 설계변수 측정과 대략적인 계수를 통한 이론적 시뮬레이션을 실시 하였다. 모델링에 의한 실험결과는 5 장 실험 결과 및 고찰에서 언급하였다.

3.2 구동 시스템 모델링

타이어 롤러의 구동부 시스템 모델링은 가변 용량형 펌프와 모터로 모델링을 실시하여 차량의 속도인 모터의 속도 및 압력 변화를 예측하고자 하는데 목적이 있다. Fig. 6 은 구동 시스템부의 개략도를 보여주며 이 방식의 펌프로 제어되는 시스템은 실제 90%에 근접한 최고의 시스템 효율을 가지는 특성을 가졌다. 그러나 이 같은 시스템은 느린 응답을 나타내는 단점이 있다. 보통 이와 같은 시스템을 Hydrostatic 혹은 Hydraulic Transmission 이라고 부른다.<sup>(7,8)</sup>

식 (11)은 유압 모터 입구쪽에 연속 방정식을 적용하여 나타낸 식이다.<sup>(9)</sup>

$$D_p N_p - C_{vp} (P_1 - P_r) - C_{ep} P_1 - C_{em} (P_1 - P_2) - C_{cm} P_1 - D_m \frac{d\theta_m}{dt} = \frac{V_0}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (11)$$

펌프의 유량은 사판각의 변화에 의해 조절되며 식 (12)-(13)은 펌프의 유량을 사판각의 변화로서 나타낸 식과 유압 모터의 출력토크를 나타낸다.

$$D_p = k_p \phi \quad (12)$$

$$T = (P_1 - P_r) D_m \quad (13)$$

식 (12)와 (13)은 모터의 이론적인 계수들을 생략하여 단순화한 식이며, 식 (14)는 Newton 제 2 법칙을 적용한 토크 평형 방정식을 보여준다.

$$T = J_1 \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{\theta_m}{|\theta_m|} (P_1 + P_r) C_f D_m + T_f \quad (14)$$

식 (11) ~ (14)로부터 펌프는 사판각과 엔진의 RPM 을 제어하여 차량의 실제 부하 작동 시 발생하는 구동부 시스템의 모델링을 세울 수 있다. 이와 같은 이론적 수식을 통하여 앞에서 설명한 조향부 시스템과 동일하게 구동부 시스템에 대한 Fig. 7 과 같은 간략한 모델링을 실시 하였다. 모델링에 의한 실험 결과는 5 장 실험 결과 및 고찰에 언급하였다.

4. 실험장치 구성 및 방법

4.1 실험 장치 구성

Fig. 8 은 본 연구에 사용된 실험장치의 전체적인 구성을 보여주며, 실험 장치는 크게 구동부 와 조향부 실험 장치로 나누어 진다. 또한, 이를 해석하기 위해 여러 가지 센서들을 사용하였다.<sup>(10,11)</sup>

4.2 실험 방법

실제로 차량의 주행 시 차량의 성능 및 작동 등의 상태에서 유압 라인의 압력 변화 및 모터의 회전속도, 실린더의 변위를 측정하기 위해 실험을 실시 하였다. 본 실험에 사용된 부품은 압력 센서, 엔코더, 리니어 포텐서미터(Linear Potentiometer), Tilt 센서 및 가속도 센서 등을 사용 하였으며,

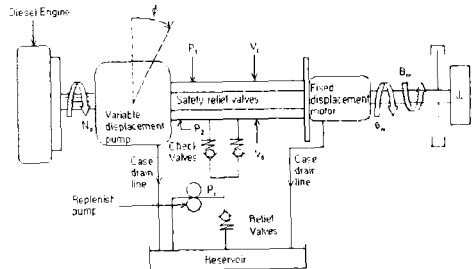


Fig. 6 Schematics of the driving controller motor

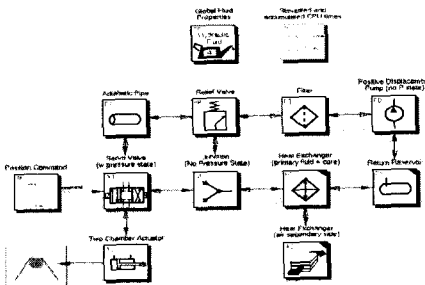


Fig. 5 EASY5 modeling of steering system

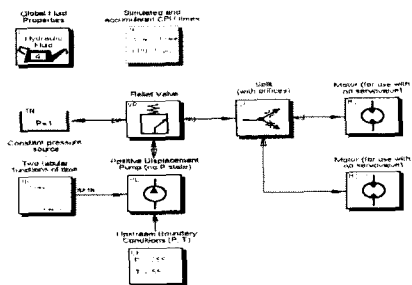


Fig. 7 EASY5 modeling of traction system

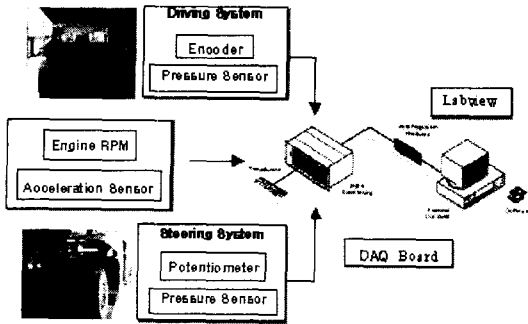


Fig. 8 Block diagram of experimental device



Fig. 9 Schematics of rotary encoder

실차 실험시 신호의 정밀도 및 각종 센서로부터 신호를 검출하기 위하여 범용 적으로 널리 상용화되어 사용되고 있는 NI(National Instrument)사의 모듈화된 DAQ 보드와 Labview 프로그램 및 EASY5 프로그램을 사용하여 결과를 측정, 비교 분석해 보았다.

타이어 롤러의 구동 속도를 측정하기 위하여 로터리 엔코더(Rotary Encoder)와 마그네틱 홀 센서(Magnetic Hall Sensor)를 사용하였다. Fig. 9 는 유압 모터의 회전 수 측정에 사용된 엔코더의 외관을 보여준다.

또한, 조향 시스템의 기구학적 해석의 타당성을 검증하기 위해 조향 실린더에 Fig. 10 과 같은 리니어 포텐서미터(Linear Potentiometer)를 사용하였고, 부하압력 및 시스템 작동시의 압력변화를 확인하기 위하여 유압 라인의 입/ 출구 쪽에 압력센서(Pressure Sensor)를 사용하였다.

Fig. 11 은 차량 전체의 조향 응답을 확인하기 위하여 사용된 Tilt 센서와 가속도 센서를 보여준다.

### 5. 실험결과 및 고찰

이 장에서는 앞에서 언급한 것처럼 본 연구에 사용된 시스템의 성능을 검증하고자 실제 제작한 타이어 롤러를 사용하여 실험한 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 보았다.

#### 5.1 조향 시스템 실험결과

조향 시스템은 조향력을 발생시키는 유압 구동부와 조향각을 발생시키는 조향 유닛으로 구성되며, 차량의 전체적인 거동을 결정한다.

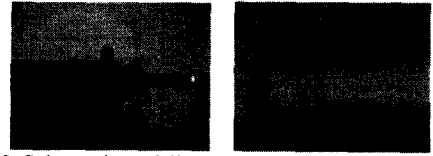


Fig. 10 Schematics of linear potentiometer & pressure sensor



Fig. 11 Schematics of tilt & acceleration sensor

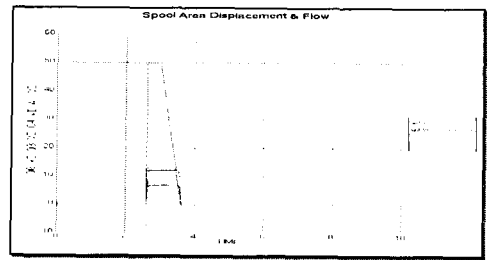
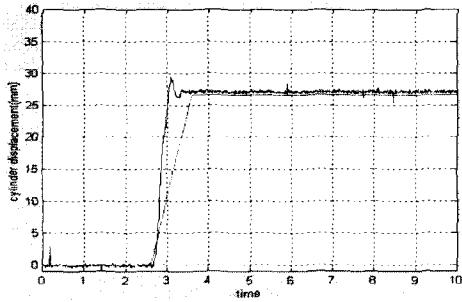


Fig. 12 Input value (step input simulation)

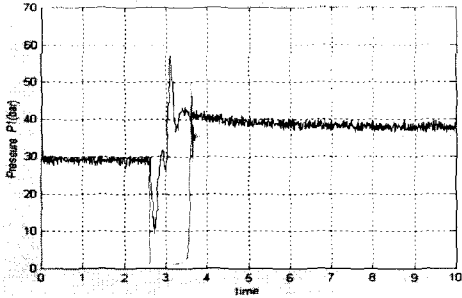
핸들의 회전각은 밸브 스톱의 열림 정도에 의해 작동되고 조향각을 산출한다. 이를 확인하기 위해 상용화된 Easy5 Program Package 를 이용하였으며 Fig. 12 는 핸들의 회전각에 따른 조향 밸브 스톱의 열림 정도를 입력으로 모델링하고, 2 개의 실린더에 의해 회전되는 조향 칼럼이 조향각을 출력하는 값으로 Easy5 의 간단한 모델링을 이용한 시뮬레이션을 Plot 한 결과를 보여준다. 시뮬레이션 시간 간격은 0.01sec 로 하였다.

Fig. 13은 실차 실험과 시뮬레이션 실험 결과를 비교하여 보여주는 그래프이며 시뮬레이션 실험조건은 시간간격 0.01sec이고, 실차 실험 조건은 엔진 1000RPM 일정상태에서 조향에 스텝입력(step input)을 주었을 때 실린더 변위, 입/출구의 압력변화 및 압력차를 보여준다. 그래프에서 녹색 실선은 시뮬레이션 결과이고 청색은 실차 실험 결과를 보여준다.

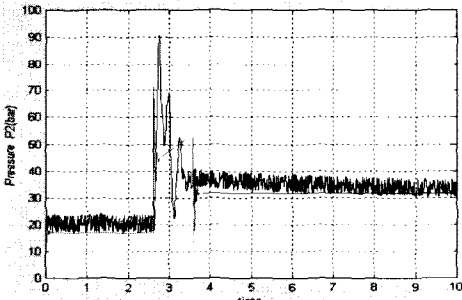
위 실험결과에서 Fig. 13(a)는 조향각 스텝입력에 따른 실린더 변위를 보여준다. 초기에 일정하게 증가한 후 안정화됨을 볼 수 있고, Fig. 13(b), (c)의 실험결과는 조향각 스텝입력에 따른 실린더 입/ 출구 쪽의 압력변화를 보여준다. 초기에 압력 변화가 일어난후 안정화 상태를 유지함을 볼 수 있다. Fig. 13(d)의 실험결과는 실린더 입/ 출구쪽의 압력차를 보여준다. 본 실차 실험 및 시뮬레이션 결과를 통하여 알 수 있듯이 실차 실험과 시뮬레이션 결과들의 경향이 비슷하게 작동함을 보여주고 있다. 약간의 차이는 기계적



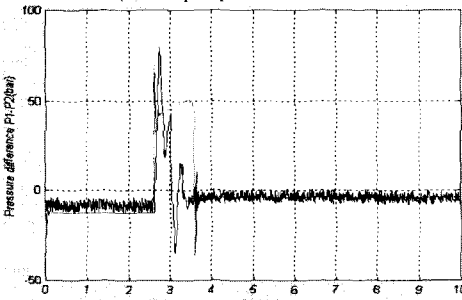
(a) Cylinder displacement



(b) Input pressure value



(c) Output pressure value



(d) Pressure difference

Fig. 13 Steering system results (step input)

시스템과 유압 시스템에 모델링의 단순화에 따른 차이라고 할 수 있으며, 본 실험을 통하여 전체적인 타이어 롤러 유압라인의 유압변화는 예측이 가능하게 되었고, 실제 필요한 유압은 초기 압력 외에는 거의 변화가 없음을 알 수 있었다. 다음 Fig. 14, 15는 조향 시스템의 사인 웨이브(sine wave) 입력에 의한 시뮬레이션 결과

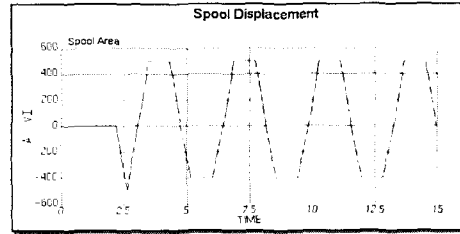
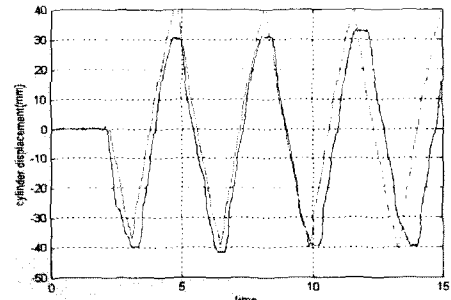
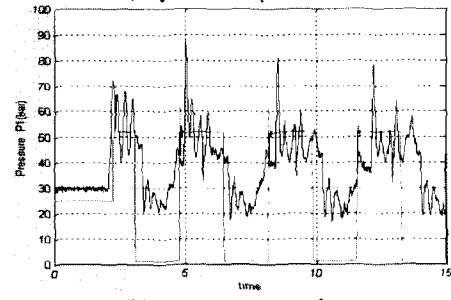


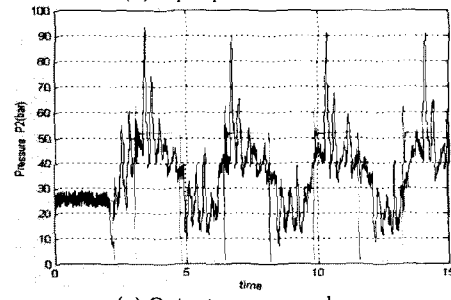
Fig. 14 Input value (sine wave simulation)



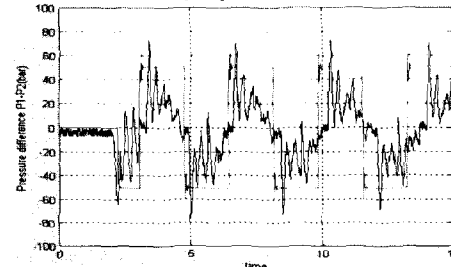
(a) Cylinder displacement



(b) Input pressure value



(c) Output pressure value



(d) Pressure difference

Fig. 15 Steering system results (sine wave input)

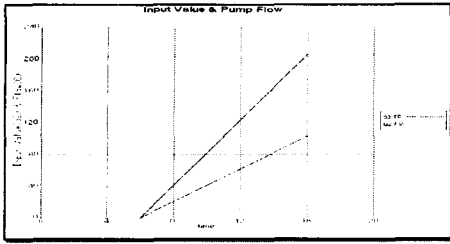
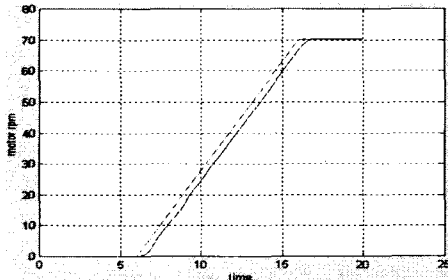
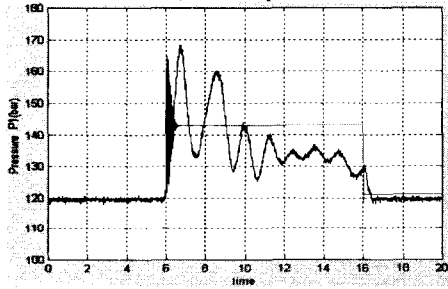


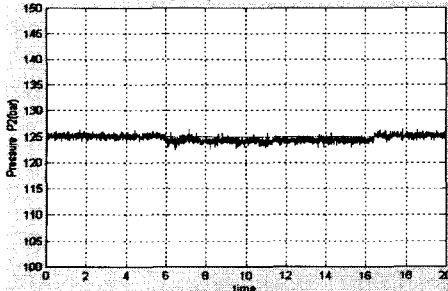
Fig. 16 Input value (simulation)



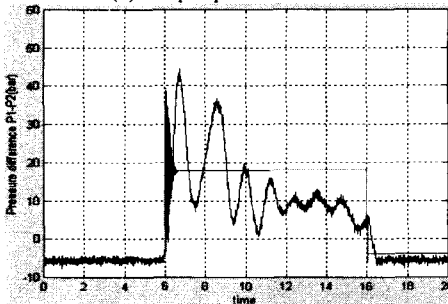
(a) Motor rpm



(b) Input pressure value



(c) Output pressure value



(d) Pressure difference

Fig. 17 Traction system results (ramp input)

실험결과를 보여주며, 실험조건과 방법은 앞에서 언급한 스텝입력 실험과 동일하다.

위 Fig. 14.15 결과에서 알 수 있듯이 조항 sine wave 입력에 의한 시뮬레이션 결과와 실차 실험 결과가 일치함을 볼 수 있다.

### 5.2 구동 시스템 실험결과

일반적으로 유압구동 방식 타이어 롤러의 구동부 시스템은 구동력을 발생시키는 유압모터와 유압펌프로 구성되며, 롤러의 구동을 발생 시킨다. 이러한 시스템은 사판각과 엔진의 회전 수에 의하여 제어가 되며 유량의 변화를 일으키고 유량의 흐름으로 인해 모터를 회전시켜 바퀴의 회전력을 발생한다. 주 동력은 유압의 차이에 의해서 작동된다.

Fig. 16 은 사판각의 입력과 펌프 유량의 스텝 입력으로 간략하게 모델링하여 실제 실험과 유사한 입력으로 시뮬레이션한 결과를 보여주며, 결과에서 알 수 있듯이 사판각이 열리는 시간에 따라 유량이 일정하게 증가함을 볼 수 있다.

Fig. 17 은 타이어 롤러의 구동 시스템의 정상적인 구동상태에서 사판식 펌프의 사판각에 따른 엔진 회전 수, 유압 모터의 입/출구에 압력변화와 압력차의 이론적 시뮬레이션과 실차 실험을 동시에 Plot 한 결과를 보여주며, 실험조건은 엔진 RPM은 1000 으로 고정하고 실제의 노면에서 사판각에 램프입력(ramp input)을 주어 실험한 결과를 보여준다.

실험결과 Fig. 17(a)는 사판 입력 및 유량변화에 따른 모터 RPM의 변화를 보여주며, 초기에 RPM이 일정하게 증가 하였다가 사판을 멈추면 정상상태를 유지함을 볼 수 있다. Fig. 17(b), (c)의 실험 결과는 사판조작 시 입/출구쪽의 압력변화를 보여준다. 실험결과 초기에 입구쪽에서 압력 변화가 일어난 후 안정화됨을 볼 수 있고, 출구쪽은 거의 변화가 없다. Fig. 17(d)의 실험결과는 입/출구쪽의 압력차를 보여준다. 두 실험의 결과에서 알 수 있듯이 실차 실험과 시뮬레이션 경향이 일치함을 알 수 있었고, 구동부의 압력 변화를 예측할 수 있었다. 또한 이와 같은 결과로 모델링의 신뢰성을 확립할 수 있었으며, 유압라인 설계 시 모델링을 이용한 설계를 할 수 있게 되었다. 하지만 시뮬레이션과 실차 실험의 약간의 차이는 기계적 시스템 모델링의 단순화에 따른 오차라 할 수 있다.

### 6. 결론

본 연구에서는, 이론적 배경을 통한 시뮬레이션과 실제 제작한 유압 구동방식 타이어 롤러를 이용하여 실차 실험 결과를 비교하여 보았다. 그 결과 시뮬레이션과 실차 실험 결과가

일치 함을 알 수 있었으며, 이를 수행하기 위하여 이론적 수학적 모델링을 세웠으며 이에 대한 신뢰성을 시뮬레이션과 실차 실험을 통하여 확인할 수 있었다. 또한 실차 실험을 통하여 유압 구동방식 타이어 롤러 차량의 기동 특성 및 유압 회로도 내부 라인의 작동 원리를 이해 할 수 있었으며, 회로도 설계에 관한 기본적인 기술을 확립하였다. 끝으로 본 연구를 통하여 기존에 전량 수입에 의존하여 사용되어온 타이어 롤러의 국산화에 있어 기업체에서 활용할 수 있는 기술 및 방안을 제안 하였으며, 이러한 제안은 앞으로 타이어 롤러 국산화에 거다란 도움을 줄 것으로 생각되며, 현재 이와 같은 시뮬레이션과 실차 실험을 기반으로 산업체에서 국산화 양산을 위한 연구 개발중이다.

## 후 기

본 연구는 국민대학교 자동차공학대학원 BK21 지원에 의하여 수행한 연구 결과입니다. 이에 감사 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Chong, D.Y., Lee, S.Y. and Kim, C.S., 2001, "Nonlinear Vibrations of Piezoelectric Microactuators in Hard Disk Drives," *Trans. of KSME (A)*, Vol. 25, No. 12, pp. 2001~2008.
- (2) Jun-Ho Kim, 2001, "Hydraulic System Design and Vehicle Dynamic Modeling for the Construction Equipment," Master's Kookmin University, Korea.
- (3) Chun-Shic Park, 2001, "A Research and Analysis about Development of Hydraulic Circuit System of Hydrostatic Tire Roller," Master's, Kookmin University, Korea.
- (4) James A. Sullivan, 1998, *Fluid Power*, Prentice-Hall International Inc.
- (5) Peter Grant, Jeffrey S. Freeman, Rob Vail, Frank Huck, 1998, "Preparation of a Virtual Proving Ground For Construction Equipment Simulation," *Proceedings of DETC'98, 1998 ASME Design Engineering Technical Conferences September*, pp. 13~16.
- (6) Laurentiu I. Buzdugan, Ole Balling, Peter Chien-Te Lee, Claus Balling, Jeffrey S. Freeman, Frank Huck, 1999, "Multirate Integration For Real-Time Simulation of Wheel Loader Hydraulic," *Proceedings of DETC'99, 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences September*, pp. 12~15.
- (7) Thomas D. Gillespie, 1992, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE.
- (8) Herbert E. Merritt, 1967, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons Inc.
- (9) Gui-Hyung Lee, 1995, "A Study on the Speed Control of a Closed-Loop Hydrostatic Transmission," Doctor Thesis, Seoul National University, Korea.
- (10) National Instruments, 1996, *LabVIEW Data Acquisition Basics Manual*, NI.
- (11) Kim, S.G., Kim, J.H., Park, C.S. and Kim, J.H., 2001, "Modeling and Validation of Hydraulic System Control for the Construction Equipment," *Processing of the IASTED*, Vol. 2, pp.607~612.