

## 트랙터용 토로이달 무단변속기 제어시스템 개발 ( I )

- 제어시스템 시뮬레이션 -

김효중 류관희

## Development of a Toroidal CVT Controller for Agricultural Tractor ( I )

- Simulation for control system -

H. J. Kim K. H. Ryu

### ABSTRACT

Most of tractors in the world have manual gear transmission, and some of small tractors have hydrostatic transmission(HST). Since the HST is expensive and has low power efficiency, it is being used for only small garden tractors. The continuously variable transmission(CVT) is an alternative to the HST or power-shift gear transmissions. The driver of the CVT tractor doesn't have to operate a shift lever since the CVT controller automatically controls the speed of tractor. Thus, it is much easier to operate the CVT tractor. For the easy and stable control of the CVT tractor, an appropriate control algorithm should be developed and the dynamic modeling should be carried out before making the prototype of CVT controller.

This study was conducted to develop a simulation model of the CVT control system needed to develop a PID control algorithm. The simulation model consisted of variator dynamics, hydraulic system and control computer. And the simulation model was verified by experiment.

The results obtained in this study can be utilized in the design of CVT tractors for practical use, but a lot of field tests and improvement of softwares would be necessary.

Keywords : Tractor, CVT, Control system, Variator, Modeling.

### 1. 서 론

국내 농업기계화의 가장 대표적인 예로 농업용 트랙터의 보편화, 대형화 및 자동화를 들 수 있는데 국내 트랙터 업체들의 기술 수준은 외국의 선진업체 수준에는 못 미치나 지난 20년간 많은 발전을 이루어 온 것이 사실이다. 또한 앞으로도 농업용 트랙터에 대한 많은 연구들이 수행될 것으로 보이며, 특히 트랙터 개발을 위한 기술 중 가장 핵심이 되는 변속기 기술은 지속적으로 개선되고 발전될 전망이다.

현재 전 세계적으로 보급되고 있는 트랙터는 대부분 수동변속기를 채택하고 있으며, 소형 모델에 대해 HST(hydrostatic transmission)라 부르는 유압식 변속기를 일부 채용하고 있으나 고가이며 동력 전달 효율

이 매우 낮아 주로 정원용 트랙터에 설치되고 있다. 향후에는 트랙터를 구매하는 경향이 작업 편의성과 작업 효율을 중시하는 방향으로 바뀌게 될 것에 대비하여, 기존 HST, 파워-시프트 트랜스미션의 단점을 보완하고, 포장 적응성이 우수한 고효율 기계식 무단변속 방식의 트랙터를 개발하여야 한다는 필요성이 대두되고 있다.

무단 변속방식에 대한 연구는 예전부터 많은 연구자들에 의해 수행되어져 왔으나, 속도비의 제어가 어렵고, 주요 부품의 내구성 문제 때문에 오랜 기간 더 이상의 발전을 이루지 못해 왔다. 그러나 1980년대 초반부터 전 세계적으로 컴퓨터 제어기술이 급속히 발전되면서 무단변속기 연구도 급진전되어 현재 자동차 분야에서는 금속벨트방식의 무단변속기가 이미

The article was submitted for publication in August 2004; reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in October 2004. The authors are Hyo Jung Kim, Senior Researcher, LG Cable Ltd., Gunpo, Korea, Kwan Hee Ryu, Professor, Seoul National University, Seoul, Korea.

Corresponding author ; Hyo Jung Kim, Senior Researcher, LG Cable Ltd., 200 Dangjeong-dong, Gunpo-si, 431-080, Korea. E-mail : <k29@korea.com>.

상용화되었으며, 트랙터 분야에서도 주요 선진업체에서 무단변속기에 대한 지속적인 연구가 수행되고 있다.

무단변속기는 금속간 접촉에 의해 동력이 전달되는 변속 방식으로 현재 네덜란드, 영국, 일본의 업체들이 각각 금속벨트 방식, 완전-토로이달(full-toroidal) 방식, 반-토로이달(half-toroidal) 방식의 무단변속기에 대한 기술개발 연구를 수행하고 있고 국내에서도 일부 연구가 진행되고 있다. 무단변속기의 제어와 관련된 연구로는, Funatsu 등(1996)이 무단변속기 전자 제어회로 및 제어 알고리즘에 대해 연구한 것이 대표적이다. 특히 무단변속기구조와는 달리 무단변속기 제어에 대해서는 국내에서도 연구가 활발히 진행되었는데, 성과 김(1994)은 금속벨트 무단변속기의 변속 알고리즘과 응답 특성에 대한 연구를 수행하였고, 최 와 김(2002)은 무단변속기의 제어성능 평가방법을 제시하고, 효과적인 제어 방안도 검토하였다. 완전-토로이달 무단변속기의 제어에 대한 연구로는 Wicke 등(1996)이 CVT를 장착한 차량의 운전성을 시뮬레이션을 통하여 분석하였다. 이 연구에서는 CVT의 각 요소부품 및 시스템에 관한 수학적 모형을 수립한 후 이를 MATLAB/Simulink 패키지를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션의 결과로 나타난 여러 차량의 운전성을 실제 차량의 운전자가 느끼는 운전감과 비교하는 방법으로 모형의 유효성을 검증하였다. James와 Greenwood(1998)는 온도에 따라 점성이 변하는 점착유와 IVT 유압시스템의 압력제어에 관한 연구를 수행하였다. 이 연구에서 James는 동력 전달 장치와 유압시스템을 제어하는 방법을 설명하였고, 점착유의 점성에 크게 영향을 받는 밸브와 유로의 설계 기준을 제시하였다.

본 연구는 농업용 트랙터에 무단변속기를 적용하기 위한 연구로서, 35마력 중소형급 무단변속장치의 효과적인 제어를 위해 무단변속기 제어시스템에 대한 수학적 모형을 개발하여, 시뮬레이션을 통해 제어를 설계한 후 성능시험을 통해 개발된 제어시스템에 대한 성능을 평가하기 위한 목적으로 수행되었다.

## 2. 재료 및 방법

### 가. 무단변속기 제어장치 개발

본 연구에서 사용된 무단변속기는 완전 토로이달

방식의 무단변속기로서, Fig. 1과 같은 형태로 배치되며, 토로이달 디스크, 롤러, 클러치 등으로 구성된다.

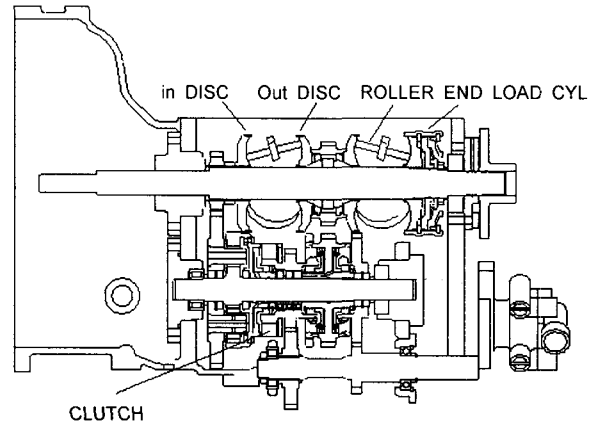


Fig. 1 Layout of CVT.

#### 1) 제어 장치의 구성

무단변속기 제어장치는 운전자 조작신호의 변화에 따라 신속한 속도비 제어를 수행하여야 하며, 트랙터 작업부하의 다양한 변화에 의한 영향을 최소화시키면서 정해진 작업을 수행할 수 있어야 한다.

이를 위해 무단변속기 제어장치는 변속기의 상태를 파악하고 운전자의 명령을 전달받기 위한 계측시스템과 계측된 정보를 기초로 하여 트랙터가 원하는 속도비로 주행 혹은 작업을 수행할 수 있도록 하는 유압 제어시스템이 필요하다. 또한 이러한 계측시스템과 유압 제어시스템을 운용하는 제어용 컴퓨터도 필요하다.

따라서 본 연구에서는 변속기의 각종 상태를 측정하는 계측시스템과 변속기의 속도비를 무단으로 제어하는 유압시스템 그리고 제어용 컴퓨터 및 제어 프로그램을 개발하였다.

계측시스템은 변속기의 입력축, 출력축 속도와 차량의 속도를 측정하는 회전속도 계측시스템과 최대 속도 설정레버, 가속레버 등의 각 변위를 측정하는 운전자 조작정보 계측시스템으로 구성되며, 유압시스템은 유압 펌프, 릴리프 밸브, 유압 클러치 등의 일반적인 유압장치와 배리에이터 롤러 실린더, 디스크 압축 실린더, 압력 제어 밸브 등의 무단변속기 전용 유압장치로 구성된다.

제어용 컴퓨터는 일반적인 산업용 PC와 전용 인터페이스 보드를 제작하여 구성하였으며, 계측시스템

및 유압시스템을 운용하기 위한 제어 프로그램을 개발하였다. 제어 프로그램은 무단변속부의 속도비 제어만을 전담하는 속도비 제어 프로그램과 운전자의 명령조건, 부하 상태, 변속기 조건 등을 종합적으로 고려하여 속도비 제어 프로그램에 명령을 주도록 하는 작업제어 프로그램으로 구분되어 개발되었다.

## 2) 제어 프로그램 개발

트랙터용 무단변속기 제어 소프트웨어는 두 가지 종류의 제어 알고리즘으로 구성된다. 첫 번째는 배리에이터의 속도비(RV)를 정해진 목표 값만큼 변화시키는 속도비 제어 알고리즘으로 일반적인 PID 제어 방법이 적용되었다. 두 번째 알고리즘은 무단변속기가 장착된 트랙터를 이용하여 주행이나 농작업을 수행할 때 다양한 조건 별로 목표속도비를 결정하고 외부 부하변동 등에 대해서도 목표속도비를 변경하는 작업제어 알고리즘으로, 작업제어 알고리즘에 의해 목표속도비가 계속 변경되면 속도비 제어 알고리즘은 매순간 목표속도비로의 제어를 수행하게 된다. 소프트웨어 프로그램의 작성은 제어용 컴퓨터로 산업용 컴퓨터(PC)를 사용하여 고수준 언어를 사용할 수 있기 때문에 제어용으로 폭넓게 이용되는 C-언어를 사용하였다.

## 나. 무단변속기 제어시스템 시뮬레이션

무단변속 트랙터의 기능 중 가장 중요한 기능은 차량의 주행속도를 무단으로 원활하게 변화시키는 것으로, 이는 제어대상 변수인 배리에이터의 속도비를 원하는 값으로 제어한다는 것을 의미한다. 본 연구에서 적용한 토로이달 방식 무단변속기는 피드백 제어가 필요한 시스템이므로, 본 연구에서는 피드백 제어장치로서 자동제어 방식 가운데 비교적 간단하면서도 보편적으로 이용되고 있는 PID 제어를 개발하였다.

제어기 개발의 첫 단계는 제어대상 시스템의 운동 특성을 잘 나타낼 수 있는 수학적 모형을 개발하는 것으로 무단변속기 제어시스템에서 가장 중요한 역할을 하는 배리에이터 롤러의 운동을 모형화하고 롤러의 운동을 제어하는 유압시스템과 컨트롤러의 특성도 모형화하였다.

제어시스템의 모형화는 시스템 특성의 근사적 표

현이기 때문에 실제 시스템과 모형 사이에는 항상 오차가 존재한다. 또한 수학적으로 계산되기 어려운 물리적 특성도 존재할 수 있는데, 이러한 특성은 제어시스템에 대한 실험 결과와 시뮬레이션 결과의 비교를 통해 결정할 수 있다. 또한 개발된 제어시스템 모형은 계단 응답과 주파수 응답 등의 기본적인 검증실험을 통해 완성도를 높게 된다.

본 연구는 무단변속기 제어시스템의 안정된 제어 성능을 확보하기 위한 PID 제어기 개발을 위해 제어시스템에 대한 수학적 모형을 개발하고, 검증하고자 하는 목적으로 수행되었다.

### 1) 시뮬레이션 모형 개발

배리에이터 속도비 제어시스템을 수학적으로 모형화하기 위해 시스템을 비교적 간략화하여 구성하면 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다. 제어시스템의 시뮬레이션 모형은 디스크 사이에 설치되어 동력을 전달하면서 배리에이터 제어시스템 특성에 가장 큰 영향을 미치는 롤러의 운동에 대한 모형과 롤러를 제어하기 위한 힘을 발생시키는 유압시스템에 대한 모형을 포함한다.

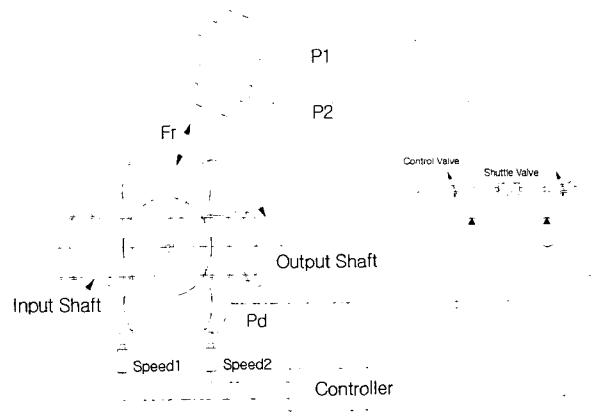


Fig. 2 Schematic diagram of control system.

Fig. 2의 간략화된 배리에이터 속도비 제어시스템을 일반적인 제어 블록선도로 나타내면 Fig. 3과 같이 각 모듈 단위의 개념적인 형태로 나타낼 수 있다. Fig. 3에서 보면 제어시스템의 입력은 운전자가 설정하는 트랙터의 주행속도이며, 이 값은 컨트롤러에 의해 제어시스템의 목표가 되는 배리에이터 속도비로 계산된다. 제어시스템은 목표 속도비를 얻기 위해 유압시스템을 구동하여 롤러를 제어한다.

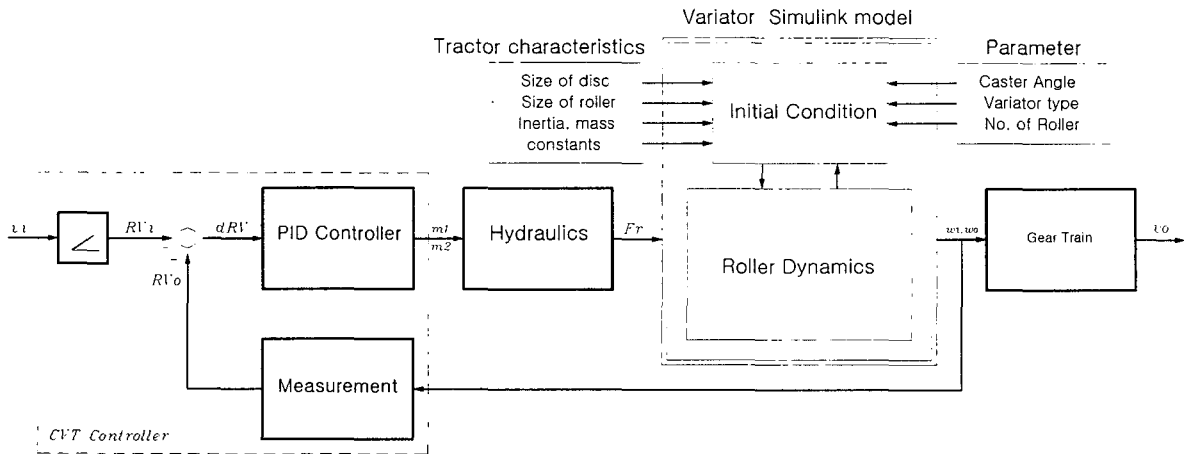


Fig. 3 Block diagram of RV control system.

가) 배리에이터 롤러의 운동

배리에이터 롤러의 운동 모형은 접촉점에서의 롤러 슬립과 배리에이터 견인계수, 그리고 롤러의 질량 및 관성 등으로 표현될 수 있다. 배리에이터 접촉점에서 롤러 슬립의 크기는 롤러 반력의 크기와 비례하므로 이론적으로 계산이 가능한 슬립의 크기를 이용하여 롤러 반력을 계산할 수 있다.

제어시스템에 부하가 인가되거나 혹은 컨트롤러가 배리에이터 속도비를 변화시키고자 할 때 롤러 운동의 과도상태에서는 접촉점에서의 운동이 롤러 실린더 축과 수평 방향이 아닌 롤러 실린더 축을 중심으로 회전하는 형태로 나타나는데 이 때 접촉점에서의 슬립의 크기를 파악하면 롤러에 작용하는 힘을 계산할 수 있다.

롤러에 작용하는 힘을 계산하기 위해서는 접촉점에서의 견인계수가 필요하나, 이 값은 계산되기 어려운 변수이므로 슬립과 견인계수와의 관계를 실험적으로 구한 결과를 이용하여 배리에이터 견인계수를 계산할 수 있다. 견인 계수의 계산 후, 배리에이터 롤러에 작용하는 힘을 계산하면 롤러의 운동방정식을 이용하여 롤러의 동특성을 파악할 수 있고, 이는 곧 배리에이터 속도비의 제어 특성으로 나타낼 수 있다.

(1) 롤러 운동과 관련된 속도 성분

롤러 운동의 분석을 위해서는 롤러에 작용하는 힘 분석과 함께 조건에 따라 변화하는 견인계수가 필요하다. 견인계수를 계산하기 위해 속도차에 따른 견인계수의 관계에 대한 연구 결과(Fellows와 Greenwood,

1991)를 이용할 수 있는데, 이를 위해서는 롤러 운동과 관련된 속도 벡터의 분석이 필요하다.

(가) 정상상태 속도 성분

Fig. 4에 2개의 디스크 사이에서 롤러가 운동할 때 나타나는 기본적인 속도 성분을 나타내었다. Fig. 4의 속도 성분은 정상상태에서 롤러가 유지되고 있는 상태를 나타내며, 이 경우 디스크 회전에 의해 발생하는 속도 성분(입력 축 =  $v_{di}$ , 출력 축 =  $v_{do}$ )과 롤러의 회전에 의해 발생하는 속도 성분( $v_r$ )은 롤러 지지축, 실린더 등과 수평을 이루기 때문에 두 속도 성분의 차이( $dv$ )만큼 롤러에 수평 방향의 힘이 인가되고 이 때 롤러 실린더를 이용하여 이 힘만큼만 지지력을 유지하면 지속적으로 정상상태가 유지된다. 이 상태에서 외부로부터 인가되는 부하 토크가 크면 롤러 슬립이 커지고 롤러 실린더 지지력도 커져야 한다.

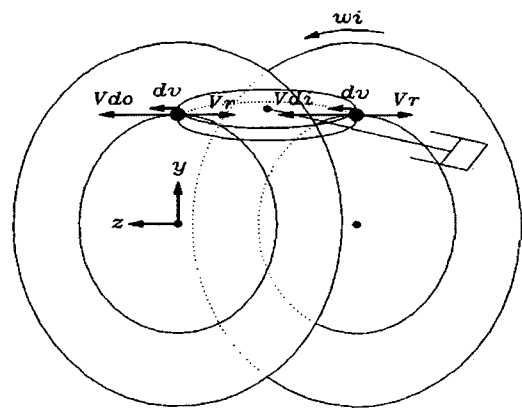


Fig. 4 Velocity diagram of roller motion at steady state.

식 (1)에 롤러 회전에 의해 발생하는 속도 성분을 나타내었고, 식 (2)에 접촉점에서의 디스크 회전에 의한 속도 성분을 나타내었다. 식 (2)의  $v_{di}$ 는 입력 디스크, 출력 디스크에 대해 각각  $v_{di}$ 와  $v_{do}$ 로 구분하여 분석할 수 있다.

$$v_r = r_r \cdot \omega_r \dots\dots\dots (1)$$

$$v_{di} = (r_d + r_r \cdot \sin \alpha) \cdot \omega_{di} \dots\dots\dots (2)$$

- 여기에서  $v_r$  : 롤러회전에 의한 속도 성분 (rad/s)
- $v_{di}$  : 디스크회전에 의한 속도 성분 (rad/s)
- $r_r$  : 롤러 반경 (m)
- $\omega_r$  : 롤러 회전속도 (rad/s)
- $r_d$  : 디스크 접촉점의 반경 (m)
- $\omega_{di}$  : 디스크 회전속도 (rad/s)
- $\alpha$  : 롤러의 기울어짐 각(rad)

(나) 과도상태 속도 성분

베리어터 롤러의 운동이 정상상태일 때 작용력을 계산하기 위한 속도 성분은 식 (1)과 식 (2)만 필요하지만, 롤러 운동의 과도상태에서는 롤러가 롤러 지지축을 중심으로 회전하려는 현상(스핀 운동)이 발생되므로 이에 대한 추가적인 분석이 필요하다. Fig. 5에 과도상태에서의 롤러 운동 시 속도 성분을 나타내었다. 그림에서 보면, 롤러 실린더의 압력 변화 혹은 외부 부하 토크의 변화에 의해 롤러는 순간적으로  $\theta$ 만큼의 위치 이동을 하게 되고, 이 상태에서 디스크 회전에 의한 속도 성분  $v_{di}$ 와 롤러 회전에 의한 속도 성분  $v_r$ 의 방향이 더 이상 평행을 이루지 않게 되므로 슬립 속도 성분  $dv$ 도 롤러 지지축의 방향과 다른 방향을 가지게 된다.

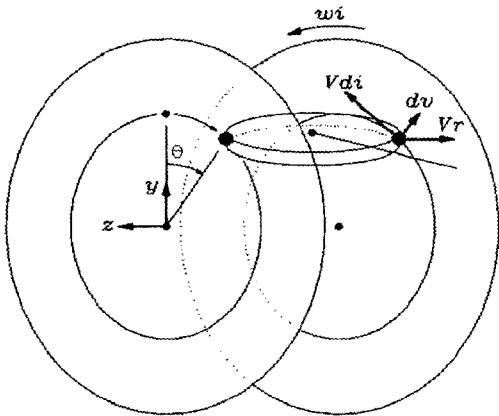


Fig. 5 Velocity diagram of roller motion at transient state.

슬립 속도 성분  $dv$ 가 롤러 지지축 방향과 다른 방향으로 나타난다는 것은 롤러가 롤러 실린더의 작동력 방향과는 다른 힘에 의해 스핀 운동을 일으킨다는 것을 의미한다. 롤러 운동의 과도상태에서 나타나는 슬립 속도 성분  $dv$ 는 접촉점 궤적 상의 탄젠트 방향( $\theta$ 방향)의 속도 성분과 상하 방향(y방향)의 속도 성분으로 나누어질 수 있다. 식 (3)과 식 (4)에 각각의 속도 성분을 나타내었다.

베리어터 롤러 운동의 과도상태에서 발생하는 것으로 분석되는 속도 성분  $v_d$ ,  $v_r$ ,  $\Delta v_s$ ,  $\Delta v_t$  등을 롤러에 작용하는 힘 성분으로 환산하기 위해서는 직교 좌표계 상의 z방향과 y방향의 속도 성분으로 계산할 필요가 있다. 따라서 앞에서 설명된 속도 성분을 각각 z방향, y방향 속도 성분으로 정리할 수 있으며, 롤러 구동력 작용각은 접촉점 궤적 상의 롤러 이동각이 약간 변형된 것으로 롤러 운동의 과도상태에서 롤러가 캐스터 각에 의해 기울어진 만큼을 보정해 준 값이다(Patterson, 1996).

$$\Delta v_s = r_r \cdot \frac{d\gamma}{dt} \dots\dots\dots (3)$$

$$\Delta v_t = r_d \cdot \frac{d\theta}{dt} \dots\dots\dots (4)$$

- 여기에서  $\Delta v_s$  : 상하 방향, 속도 성분 (rad/s)
- $\Delta v_t$  : 탄젠트 방향, 속도 성분 (rad/s)
- $\gamma$  : 스핀 각도 (rad)
- $\theta$  : 롤러 접촉점 이동각 (rad)

(2) 롤러 작용력

베리어터 롤러에 작용하는 힘을 구하기 위해서는 디스크 압축 실린더에 의한 압축력과 동력이 전달되는 접촉점에서의 견인계수를 파악해야 한다. Fig. 6에 베리어터 견인계수  $\mu_t$ 에 대한 개념도를 나타내었다.

베리어터의 성능에 중요한 역할을 하는 베리어터 견인계수는 롤러의 슬립, 회전, 온도, 압력 등의 함수로 나타낼 수 있지만, 수학적 모형을 단순화시키기 위하여 견인계수가 접촉점에서의 슬립과 비례 관계에 있다고 가정할 수 있고 또한 실험에 의해 관계식도 구할 수 있다(Fellows와 Greenwood, 1991). 본 연구에서는 Fellows와 Greenwood의 실험 결과를 이용하여 선형화된 수식을 만들었으며 슬립률이 0.023이

하이먼 견인계수를 구하기 위한 기울기는 3.5이며, 슬립률이 0.023보다 크거나 같으면 기울기는 -0.3으로 하여 견인계수를 계산하였다.

롤러 작용력의 주요 인자인 견인계수를 계산하기 위해서는 슬립률을 구해야 하며, 슬립률을 구하기 위해서는 접촉점에서의 총 슬립량 계산이 필요하다.

식 (5)은 총 슬립량을 평균 속도로 나눈 슬립률을 나타내며, 식 (6)는 접촉점에서의 총 슬립량을 나타낸다.

$$R_s = \frac{\Delta v_{total}}{v_a} \dots\dots\dots (5)$$

$$\Delta v_{total} = \sqrt{\Delta v_z^2 + \Delta v_y^2} \dots\dots\dots (6)$$

여기에서  $R_s$  : 슬립률  
 $v_a$  : 접촉점에서의 평균 속도 (m/s)  
 $\Delta v_{total}$  : 접촉점에서의 총 슬립량

슬립률과 견인계수의 관계를 나타내는 계수인 슬립상수  $C_s$ 는 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_s = \frac{traction\ coefficient, \mu_t}{slip\ ratio, R_s} \dots\dots\dots (7)$$

견인계수가 계산되면, 롤러에 작용하는 힘은 Fig. 6의 원리에 의해 계산되며, 좌표계 상의 z방향 힘 성분과 y방향 힘 성분은 각 속도 성분의 비율로 계산된다.

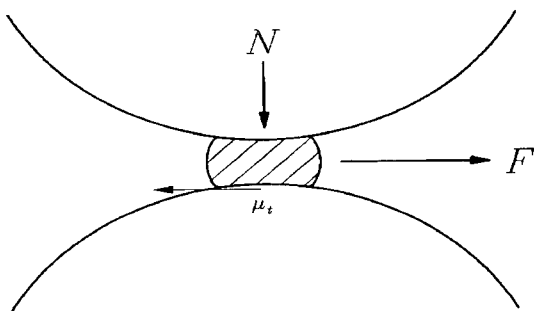


Fig. 6 Traction coefficient.

(3) 롤러의 운동방정식

베리에이터 롤러는 2개의 디스크 사이에 설치되어 동력을 전달하면서 동시에 속도비 변화를 위해 운동한다. 롤러의 운동에 대한 효과적인 해석을 위해 예전부터 많은 연구가 진행되었으며, 대표적으로 롤러

의 직선 운동, 회전 운동, 스핀 운동에 대해 분석하는 것이 합리적인 것으로 판단된다(Brockbank와 Heumann, 2002).

(가) 롤러의 직선 운동

롤러의 직선 운동 방정식은 Fig. 7에 나타낸 것과 같이 롤러 실린더에 의한 작용력  $F_r$ , 입출력 디스크의 접촉점에서 발생하는 z방향의 힘  $F_{zi}$ 와  $F_{zo}$  총 세 가지의 외력과 접촉점에서의 트랙션 현상에 의해 나타나는 점성 마찰력 및 롤러의 관성력으로 구성된다. 식 (8)에 롤러의 직선 운동방정식을 나타내었다.

$$M_r \cdot \ddot{z} = F_r - F_{zi} - F_{zo} - b_{tr} \cdot \dot{z} \dots\dots\dots (8)$$

여기에서  $M_r$  : 롤러의 질량 (kg)  
 $z$  : 롤러의 직선 운동 변위 (m)  
 $F_r$  : 실린더에 의한 롤러 작용력 (N)  
 $b_{tr}$  : 점성 마찰 계수 (N · s/m)

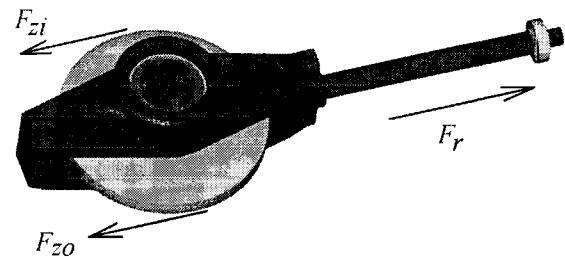


Fig. 7 Linear motion of roller.

(나) 롤러의 회전 운동

롤러의 회전 운동 방정식은 힘  $F_{zi}$ 와  $F_{zo}$ 에 의해 발생하는 토크와 롤러의 회전 중심축에 관한 회전 관성 및 각가속도로 구성된다. 식 (9)에 롤러의 회전 운동에 관한 운동방정식을 나타내었다.

$$J_r \cdot \dot{\omega}_r = r_r \cdot F_{zi} - r_r \cdot F_{zo} \dots\dots\dots (9)$$

여기에서  $J_r$  : 롤러 회전 중심축에 대한 롤러의 관성모멘트 (kg · m<sup>2</sup>)  
 $\omega_r$  : 롤러 회전속도 (rad/s)  
 $r_r$  : 롤러의 반경 (m)

(다) 롤러의 스핀 운동

롤러의 스핀 운동 방정식은 y방향 힘  $F_{yi}$ ,  $F_{yo}$ 에 의해 발생하는 토크와 롤러 지지축을 기준으로 계산되는 롤러 회전 관성 및 스핀 운동 각가속도로 구성된다. 식 (10)에 롤러의 스핀운동에 관한 운동방정식을

나타내었다.

$$J_s \cdot \ddot{\gamma} = r_r \cdot F_{y_i} - r_r \cdot F_{y_o} \dots\dots\dots (10)$$

여기에서  $J_s$  : 롤러 지지축에 대한 롤러의 관성 모멘트(kg · m<sup>2</sup>)  
 $\gamma$  : 롤러의 스핀 운동각(rad)

**나) 유압시스템 모형**

베리에이터 롤러를 제어하기 위한 유압시스템은 컴퓨터로부터 제어 명령을 전기 신호의 형태로 받아 비례제어 밸브를 통해 입력 신호에 비례한 제어압력을 발생시키는 제어시스템이다. 유압시스템 모형은 유압 펌프, 유압 배관(파이프), 오리피스, 압력 제어 밸브의 조합으로 표현될 수 있다.

**(1) 유압 펌프**

본 연구에서 적용한 유압펌프는 일반적인 기어펌프로서 기어의 용적과 회전수에 의해 펌프의 토출유량이 결정된다. 식(11)에 펌프 유량 계산식을 나타내었다.

$$Q_p = D_p \cdot N_e \dots\dots\dots (11)$$

여기에서  $Q_p$  : 펌프 토출 유량 (lpm)  
 $D_p$  : 펌프 용적 (ℓ/rev)  
 $N_e$  : 펌프 구동축 회전속도 (rpm)

**(2) 펌프 검사 체적(main control volume)**

검사 체적의 압력 변화 특성은 검사체적으로 유입되는 유량과 배출되는 유량에 따라 결정되므로 일반적인 연속방정식을 이용하여 압력과 유량의 관계식을 나타낼 수 있다. 식(12)에 검사 체적에 대한 일반적인 연속방정식을 나타내었다.

$$\Sigma Q_{in} - \Sigma Q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dP}{dt} \dots\dots\dots (12)$$

여기에서  $V$  : 검사 체적의 부피 (ℓ)  
 $\beta_e$  : 체적탄성계수 (bulk modulus, bar)  
 $P$  : 검사 체적의 압력 (bar)

**(3) 압력 제어 밸브**

롤러를 제어하기 위한 압력을 발생시키는 압력 제

어 밸브는 전기 신호에 의해 작동하며 밸브의 압력과 유량과의 관계는 식(13)의 유량방정식을 통해 나타내었다.

$$Q_v = C_d A_v \sqrt{\frac{2(P_v - P_n)}{\rho}} \dots\dots\dots (13)$$

여기에서  $Q_v$  : 밸브를 통과하는 유량 (lpm)  
 $C_d$  : 밸브 유량계수  
 $A_v$  : 유량 통과 면적 (m<sup>2</sup>)  
 $\rho$  : 유압 오일의 밀도 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $P_v$  : 밸브 압력 (bar)  
 $P_n$  : 노즐 압력 (bar)

식(13)의 면적  $A_v$ 는 컨트롤러에서 출력되는 제어 신호에 따라 변화하며, 전류 입력 값과 반비례 관계를 가지는데, 출력 값이 커질수록 면적은 감소하므로 유량을 제한하여 시스템 압력을 높일 수 있게 된다. 전류와 면적에 대한 관계식은 밸브 업체로부터 받아 적용하였다.

**2) 시뮬레이션 프로그램의 작성**

베리에이터 속도비 제어시스템에 대한 모형화 및 PID 제어기 설계를 위한 시뮬레이션을 위해 본 연구에서는 미국 Mathworks사의 MATLAB/Simulink 프로그램을 이용하였다.

베리에이터 속도비 제어시스템에 대한 시뮬링크 프로그램을 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서 보면 시뮬링크 프로그램은 각각의 기능 블록들로 이루어져 있고, 이 기능 블록들이 신호 선으로 연결되어 시뮬레이션 모형을 이루게 된다.

각 블록들의 구성은 Fig. 3에 나타낸 본 연구의 제어시스템 블록선도와 유사한 형태를 가지고 있다. Fig. 8에서 좌측의  $W_i$  블록은 엔진의 회전속도를 의미하며, Step 블록은 계단 응답 검증시험을 위한 외부 신호 입력블록이며, Sin 블록은 주파수 응답 검증시험을 위한 외부 신호 입력블록을 나타낸다. 프로그램의 중앙에 위치한 PID 제어기는 피드백된 속도비 편차에 제어계수를 연산시키는 블록을 나타낸다.

**가) 베리에이터 롤러 운동 모형**

롤러의 운동 모형에 대한 프로그램 작성은 롤러 작용력 계산블록과 선형 운동, 회전 운동, 스핀 운동 등으로 나누어 작성되었고, 개발된 모형에서 계산된

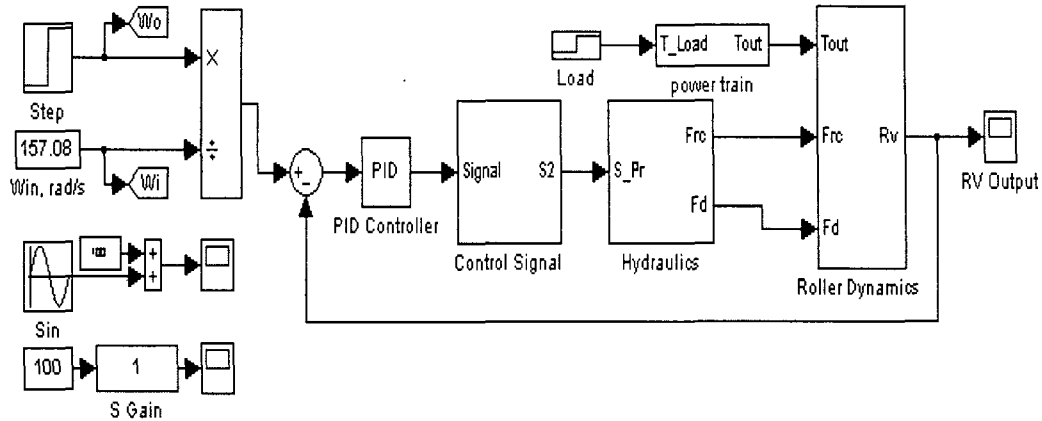


Fig. 8 "Simulink" program of RV control system.

분력  $F_z$ 는 롤러의 선형 운동 모형과 회전 운동 모형으로 입력되며,  $F_y$ 는 롤러의 스핀 운동 모형으로 입력된다. 또한 운동 모형에 의해 계산된 변위  $z$ 와 각도  $\gamma$ 는 다시 롤러 작용력 계산블록으로 입력되어 사용된다.

나) 유압시스템 모형

압력 제어시스템에 대한 시뮬링크 프로그램은 밸브와 검사체적, 노즐, 펌프 등에 대한 모형이 프로그래밍 되었다. 유압 제어시스템 전체에 대한 시뮬링크 프로그램은 유압 제어 모듈과 실린더 작용력 계산블록, 디스크 압축력 계산블록 등으로 구성된다.

다) 제어시스템 모형의 주요 상수

PID 제어기 개발을 위해 구성된 시뮬레이션 모형에 입력되는 트랙터 무단변속기의 주요 물리적 상수들 대부분은 모두 측정할 수 있는 값이지만, 롤러의 선형 운동 시 트랙션 현상과 관련되어 제어시스템의 특성에 큰 영향을 미치는 점성마찰계수( $b_r$ )는 측정하기 어려운 것으로 판단된다. 따라서 본 연구에서는 시뮬레이션 모형의 검증 단계에서 제어시스템에 대한 예비실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하면서 주요 계수인 점성마찰계수를 결정하였다.

3) 모형의 완성 및 검증 실험

가) 주요 계수 결정을 통한 모형의 완성

본 연구에서 적용한 무단변속 방식은 정유압 방식

이나 고무 벨트 방식과는 다르게 금속과 금속 사이에 오일을 분사하고 양 측에서 큰 힘으로 압축한 상태에서 고속 회전 시 금속 사이의 오일이 고형화되면서 동력을 전달하는 독특한 동력 전달 시스템이다. 이러한 금속 간의 트랙션 현상이 발생하는 순간에 롤러의 선형 운동은 점성마찰계수  $b_r$  과 관련된 힘에 의해 감쇄되는데, 이 점성마찰계수를 측정하는 것은 매우 어렵다. 따라서 실제 제어시스템에 대한 예비실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 적절한  $b_r$  값을 결정하였다.

나) 계단 응답 실험을 통한 모형의 검증

개발된 시뮬레이션 모형에 대하여 비례 제어계수를 변화시키면서 계단 응답 시뮬레이션을 수행하고, 실제 실험 장치를 이용한 검증 실험을 수행하였다. 검증 실험을 위해 변화시키는 비례 제어계수는 예비실험에서 얻어진 적정 비례 제어계수 2.5를 중심 조건으로 해서, 작게는 0.25에서 크게는 5.0까지의 조건을 선정하여 검증 실험을 수행하였다.

시뮬레이션과 검증 실험의 수행 후 응답 곡선의 상승시간과, 최대 오버슈트에 대한 분석을 통해 시뮬레이션 모형의 적합성을 판단하였다.

다) 주파수 응답 실험을 통한 모형의 검증

제어시스템의 비례 제어 계수를 2.5로 고정하고 주파수를 변화시키며, 정현파를 인가하여 주파수 응답 시뮬레이션을 수행하고, 실제 실험 장치를 이용한 검증 실험을 수행하였다. 인가하는 정현파의 주



파수는 0.1Hz ~ 10Hz 구간을 선정하였다. 시뮬레이션과 검증 실험의 수행 후 응답 곡선의 이득과 위상 지연에 대한 분석을 통해 시뮬레이션의 적합성을 판단하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 가. 주요 계수 결정을 통한 모형의 완성

무단변속기의 트랙션 현상이 발생될 때, 롤러의 선형 운동을 감쇄시키는 효과가 있는 점성마찰계수  $b_r$ 에 대한 결정을 위하여 실제 제어시스템에 대한 예비실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교해 가면서 적절한  $b_r$  값을 결정하였다.

##### 1) 예비 실험

예비 실험은 무단변속기 제어의 대표적인 제어 조건인 주변속에서의 속도비 상승 조건을 대상으로 수행하였고, 속도비 상승 목표 값은 1.0과 2.0을 선정하여 실험을 수행하였다. 속도비 1.0은 배리에이터 속도비 범위 0.5~2.0의 중간 값을 나타낸다. 산술적으로는 중간 값이 아니지만, 실제 롤러의 위치로 볼 때 중간 위치가 되는 값이다. 속도비 2.0은 가장 속도가 빠른 조건에 해당된다. 엔진의 회전속도는 엔진 최대 토크 속도인 1,500 rpm으로 선정하였고, PID 제어기의 제어계수는 비례 제어계수만 적용하였다.

본 연구에서 비례 제어계수  $K_p$ 는 제어시스템의 제어 대상인 속도비 편차에 대해 출력 전압을 계산하는 계수로서 식 (14)에 나타난 것과 같이,  $K_p$  값이 1 일 경우 속도비 편차가 1 이라면 이때 컨트롤러가 출력하는 전압은 1V가 된다. 예비 실험을 통해 개발된 시스템의 기본적인 응답 특성을 파악하기 위해 비례 제어계수  $K_p$  값을 임의로 선정하여 계단 응답 실험을 수행하였다. 선정된  $K_p$  값은 2.5 이다.

Fig. 9는 비례 제어계수가 2.5 일 때 응답 특성을 나타낸 것으로, 상승 시간은 0.25초이며, 오버슈트는 120%로 나타났다. Fig. 9에 나타난 실제 실험결과를 비교의 기준으로 하여 btr 값을 변경시키면서 Table 1의 조건에 따라 계단 응답 시뮬레이션을 수행하였다.

$$V_{out} = K_p \cdot (RV_r - RV) \dots \dots \dots (14)$$

여기에서  $V_{out}$  : 컨트롤러의 전압 출력  
 $K_p$  : 컨트롤러 비례 제어계수  
 $RV_r$  : 속도비 설정 값  
 $RV$  : 속도비 현재 값

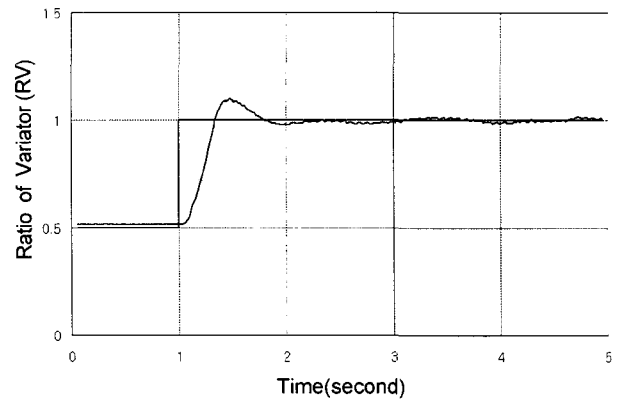


Fig. 9 Step response of RV control system by experiment(RV : 0.5→1.0,  $K_p$  = 2.5).

Table 1 Simulation conditions of step response test(btr)

| Engine Speed | Initial RV | Final RV | $K_p$ | $K_i$ | $K_d$ | btr                       |
|--------------|------------|----------|-------|-------|-------|---------------------------|
| 1,500        | 0.5        | 1.0      | 2.5   | 0     | 0     | 2.5, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10 |

Fig. 10에서 점선으로 표시한 것은 실제 실험 결과의 상승시간과 오버슈트를 나타낸 것으로, 시뮬레이션 결과가 이 점선을 지나는 지점에서의  $b_r$  값 5.5 N·s/m 가 가장 적절한 값인 것으로 판단되었다.

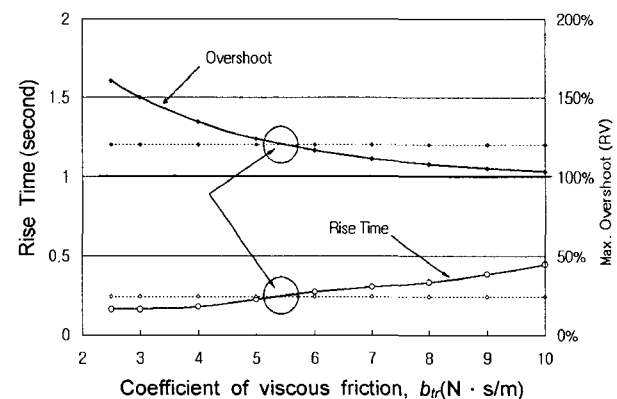


Fig. 10 Analysis of rise time and max. overshoot of RV control system.

2) 계단 응답 시뮬레이션 및 검증 실험

개발된 시뮬레이션 모형에 대하여, 비례 제어 계수만을 변화시키면서 계단 응답 시뮬레이션과 검증 실험 결과를 비교 평가하였다. 이때 제어시스템의 특성을 대표하는 상승시간과 오버슈트가 비교 대상이 되었다.

Table 2에 시뮬레이션 검증 실험의 조건을 나타내었다. Fig. 11은 비례 제어계수를 변화시킬 때 속도비 제어시스템의 대표적 특성인 상승시간의 변화를 나타낸 곡선이다. 그림에서 비례 제어계수를 점차 증가시킬 때 0.25 ~ 1.0 사이에서는 상승 시간이 급격히 감소하다가 1.0 이상부터는 상승시간이 더 이상 감소하지 않는 특성을 나타냈다.

시뮬레이션 결과와 검증 실험을 비교해 볼 때, 비례 제어계수가 1 이상인 구간에서는 잘 일치하였으나, 비례 제어계수 0.5 미만의 구간에서는 0.1초~0.2초의 오차를 나타내었다. 이 값은 상승시간 2초를 기준으로 볼 때 약 10% 이내의 오차로서 비교적 양호한 결과를 나타내었다.

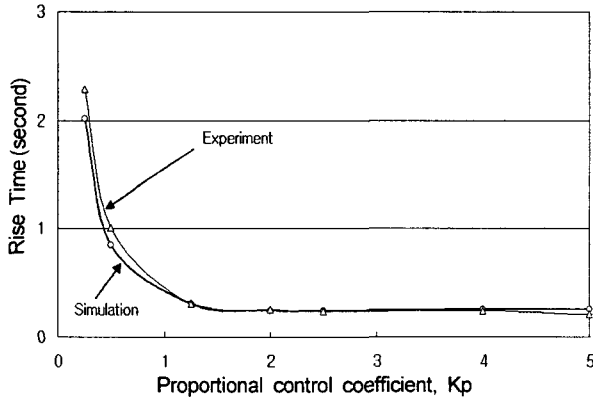


Fig. 11 Rise time VS. proportional control coefficient.

Table 2 Experimental conditions of step response test

| Engine Speed | Initial RV | Final RV | $K_p$                         | $K_i$ | $K_d$ |
|--------------|------------|----------|-------------------------------|-------|-------|
| 1,500        | 0.5        | 1.0      | 0.25, 0.5, 1.0, 2.0, 2.5, 5.0 | 0     | 0     |

Fig. 12는 비례 제어계수를 변화시킬 때 속도비 제어시스템의 오버슈트의 변화를 나타낸 곡선이다. 오버슈트의 경우에도, 상승시간과 유사하게 비례 제어계수가 1.25 이하의 구간에서는 오버슈트가 10% 정도

의 오차를 나타내었으나, 2.0 이상에서는 5% 이하의 양호한 결과를 나타내었다.

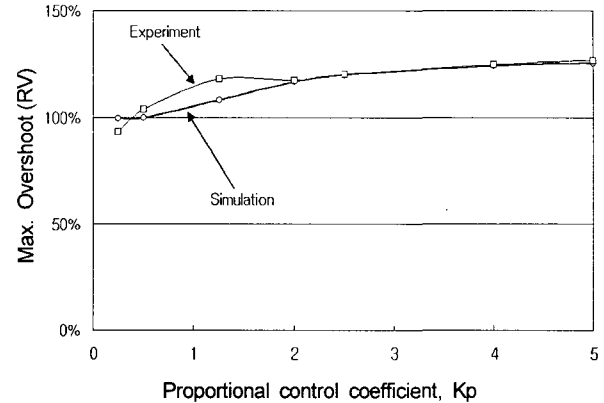


Fig. 12 Maximum overshoot VS. proportional control coefficient.

3) 주파수 응답 시뮬레이션 및 검증 실험

계단 응답 특성과 더불어 중요한 제어 특성 평가 항목인 주파수 응답 특성 시험을 수행하여 시뮬레이션 모형을 검증하였다.

개발된 시뮬레이션 모형에 대하여, 정현파의 주파수를 변경하면서 시뮬레이션 결과와 검증 실험 결과를 비교 평가하였다. Table 3에 시뮬레이션 검증 실험의 조건을 나타내었다. 주파수 응답 실험에서는 초기 속도비를 1.0으로 설정하고 진폭을 ±0.4로 설정하였는데, 이는 진폭을 0.5로 할 경우 최소 속도비 0.5와 같아지므로 0.1 만큼 작은 값으로 진폭을 결정하였다.

Fig. 13에 시뮬레이션 결과와 실제 실험 결과에 대한 비교 그래프를 나타내었다. 그림은 정현파 입력의 주파수를 변경하면서 실험할 경우 속도비 제어시스템의 주파수 응답 특성의 하나인 이득 변화를 나타낸 곡선이다. 그래프에서 보면, 주파수를 0.1 Hz에서 점차 증가시킬 때 1.0 Hz까지 이득이 0 데시벨을 유지하다가 1.0 Hz를 넘어서면서 급격히 감소하는 것을 알 수 있다.

Table 3 Experimental conditions of frequency response test

| Engine Speed | Initial RV | Amplitude | $K_p$ | $K_i$ | $K_d$ | Frequency             |
|--------------|------------|-----------|-------|-------|-------|-----------------------|
| 1,500        | 1.0        | ±0.4      | 2.5   | 0     | 0     | 0.2, 0.5, 1, 2, 5, 10 |

시뮬레이션 결과와 검증 실험을 비교해 볼 때, 1.0 Hz까지는 응답 특성이 잘 일치하며, 응답이 급격히 나빠지는 2.0 Hz부터 오차가 나타나는 것을 볼 수 있다. 시뮬레이션의 경우 기울기가 30 dB/dec.이며, 실제 실험에서는 25 dB/dec.로 나타났다.

Fig. 14는 속도비 제어시스템의 주파수 응답 특성 중 하나인 위상 분석 곡선을 나타낸다. 그림에서 주파수를 0.1 Hz에서 점차 증가시킬 때 1.0 Hz까지 위상각이 20°를 유지하다가 1.0 Hz를 넘어서면서 위상각이 커지는 것을 확인할 수 있다. 시뮬레이션 결과와 검증 실험을 비교해 볼 때, 0.5 Hz까지는 응답 특성이 잘 일치하며, 1.0 Hz부터 위상각 차이가 약 30° 이내로 유지되었다.

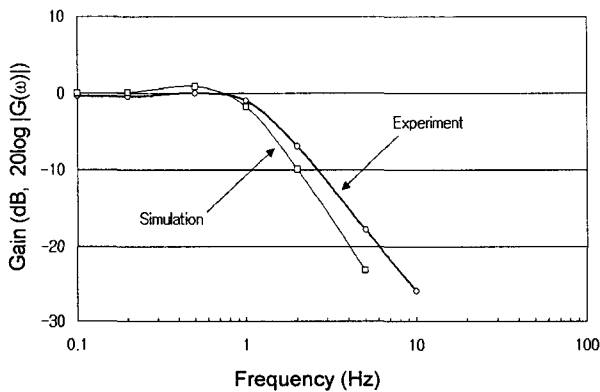


Fig. 13 Results of frequency response(gain plot).

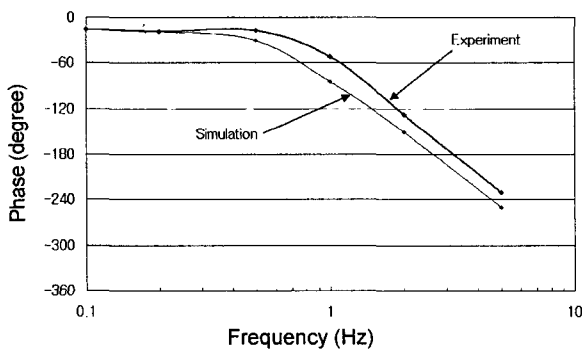


Fig. 14 Results of frequency response(phase plot).

#### 4. 요약 및 결론

무단변속기 제어시스템의 안정된 제어 성능을 확보하기 위한 컨트롤러 개발을 위해 제어시스템의 배리어터와 유압시스템에 대한 수학적 모형을 개발하고, 검증 실험을 통해 모형을 완성하였다. 그 결과

를 요약하면 다음과 같다.

(1) 무단변속기 제어시스템의 배리어터부와 유압 시스템 및 컨트롤러에 대한 시뮬레이션 모형을 개발하였고, MATLAB/Simulink 패키지를 이용하여 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다.

(2) 시뮬레이션 모형의 개발 후 측정하기 어려운 제어시스템의 점성마찰계수를 얻기 위해 예비실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교한 결과 가장 적합한 값은 약 5.5 N·s/m인 것으로 판단되었다.

(3) 개발된 모형에 대해 중요한 제어 특성 평가항목인 계단 응답 실험과 주파수 응답 실험을 수행하여 시뮬레이션 모형을 검증하고자 하였다. 계단 응답 실험에서는 상승시간과 오버슈트에 대해 시뮬레이션과 실제 실험 간에 약 10%의 오차를 보였다.

주파수 응답 실험에서는 1.0 Hz 이하에서는 시뮬레이션 모형과 실제 시스템이 잘 일치하였으나, 2.0 Hz 이상부터는 약 5 데시벨 이내의 오차를 나타내었다. 검증 실험 결과 시뮬레이션 결과와 실제 시스템 사이에 오차가 10% 이내로 작게 나타났으므로, 시뮬레이션 모형이 실제 시스템을 잘 나타내고 있는 것으로 판단되었다.

#### 참고 문헌

1. Brockbank, C. and H. Heumann. 2002. Delivery of IVT for a 5 litre SUV: Addressing the concerns of Geared Neutral. Innovative Fahrzeug Getriebe C1143 20-21 March 2002.
2. Choi, D. H. and H. S. Kim. 2002. Control Strategy of Ratio Changing System for a Metal V-Belt CVT Adopting Primary Pressure Regulation, Transactions of the KSAE, 10(3):201-208.(In Korean)
3. Fellows, T. G. and C. J. Greenwood. 1991. The design and development of an experimental traction drive CVT for 2.0 litre FWD passenger car. SAE paper 910408.
4. Funatsu, K., H. Koyama and T. Aoki. 1996. Electronic Control System of Honda for CVT. Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Transmissions. Yokohama, Japan.
5. James, I. B. and C. J. Greenwood. 1998. Pressure

- control issues for high viscosity traction fluids in a torque controlled IVT. 'Vehicle Transmissions in 1998' Friedrichshafen, Germany. July 16th-17th 1998.
6. Patterson, M. 1996. The full-toroidal variator in theory and in practice. SAE paper 9636394.
  7. Sung, D. H. and H. S. Kim. 1994. Shifting Algorithm and Response Characteristics of CVT, Transactions of the KSAE, 2(6):9-17.(In Korean)
  8. Wicke, V., C. J. Brace and N. D. Vaughan. 1996. The potential for simulation of driveability of CVT vehicles. SAE paper 00PC-218.