

## 금속벨트 CVT 변속비 전자제어화 Electronic Ratio Control of Metal Belt CVT

김 달 철\*, 김 현 수\*\*  
Taichol Kim, Hyunsoo Kim

### ABSTRACT

In this paper, a stepping motor drive electronic ratio control system for a metal belt CVT is suggested. The electronic ratio control system developed in this study is designed to control flow rate which is required to obtain the shift speed and to control the primary actuator pressure to maintain the desired ratio. Considering these control characteristics, a fuzzy logic is used for the CVT ratio control. Using the fuzzy logic, dynamic models of the ratio control system and the powertrain, performance of the stepping motor drive ratio control system is investigated and compared with the experimental results. The experimental and simulation results show that the electronic ratio control system developed in this study can be used in CVT system for the active control of the speed ratio.

주요기술용어 : Continuously Variable Transmission (CVT, 무단변속기), Speed Ratio (변속비), Electronic Control (전자제어), Fuzzy Algorithm (퍼지알고리즘)

### 1. 서 론

CVT(continuously variable transmission)가 기존의 AT(automatic transmission)에 비하여 연비 및 동력성능 향상, 변속충격 전무와 적은 부품수 등 많은 장점을 가지고 있다는 것은 잘 알려진 사실이다. 이와 같은 장점에도 불구하고 초기 CVT는 변속기 시장에서 높은 점유율을 차

지하지 못하였다. 이것은 초기 CVT가 기계유압 제어방식을 채택함으로써 단순한 제어 알고리즘에 의한 성능제한으로 다양한 운전모드의 구현이 어려워 운전자의 의지를 충분히 만족시키지 못하였고, AT에 비하여 상대적으로 높은 라인압력에 의한 유압손실 등의 문제에 의하여 소비자들에게 크게 부각되지 못하였기 때문이다.

이러한 기계유압 제어방식의 문제점을 극복하기 위하여 1991년 일본 Suzuki<sup>1)</sup>에서 최초의 완전전자 제어방식 CVT인 'SCVT'를 발표한 이래, 1996년 Honda<sup>2~3)</sup>의 'Multimatic', Subaru<sup>4)</sup>의 'E2CVT', 97년 Nissan<sup>5~6)</sup>의 'Hyper CVT' 등 완전전자화 CVT가 실용화되어 양산에 이르

\* 회원, 성균관대학교 대학원

\*\* 회원, 성균관대학교 기계공학부

렸다. 이러한 완전전자화 CVT는 기계유압식 CVT에서 구현하지 못하였던 다양한 운전모드를 구현함으로써 운전자의 의지를 충족시킬 뿐만 아니라 6단의 메뉴얼 모드를 제공함으로써 운전의 재미(fun to drive)까지 더해주고 있는 설정이다. 이 밖에도 일본의 Mitsubishi, Toyota, 독일의 ZF<sup>7)</sup>, BOSCH<sup>8)</sup>, 미국의 GM<sup>9)</sup> 등에서 완전전자화 CVT를 개발중이거나 실용화단계에 있으며 앞으로의 CVT는 완전전자화가 필수적으로 예상된다.

CVT 제어요소 중 변속비의 전자제어는 CVT 제어의 핵심요소로서 연비 및 동력성능 등 CVT 차량의 기본적인 성능과 직결되어 있을 뿐만 아니라 운전자의 운전습관과 주행환경 인식, 승차감 개선 등 보다 복잡하고 다양한 기능을 구현하기 위한 방향으로 개발되고 있다. 그러나 변속비 전자제어 시스템의 상세한 내용은 자동차 각 사의 핵심 기술로서 이의 공개 및 기술이전을 회피하고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 CVT 완전전자 제어화의 선행연구로서 CVT 변속비 전자제어화 방안을 제시하고자 한다. 이를 위하여 기초모델 CVT의 변속비 제어 유압 시스템의 동작모델을 구하여 기본성능을 해석하고 이를 기초로 변속비 전자화 방안을 제시한 후 이의 변속 제어성능을 고찰하고자 한다.

## 2. 기계유압식 CVT 변속비 제어밸브 모델

Fig. 1은 본 연구에 사용된 VCST사의 기계유압식 CVT 변속비 제어밸브를 도시한 것이다. 기계유압식 변속비 제어밸브의 작동원리는 다음과 같다. 운전자가 가속을 위하여 가속페달을 밟게 되면 엔진 드로틀 개도가 증가하여 엔진속도가 증가한다. 엔진속도가 증가하면 엔진속도와 같은 속도로 회전하는 엔진 피tot(pitot) 챔버 내부 오일의 원심력 증가로 엔진속도의 제곱에 비례하여 피tot압력(pitot pressure)  $P_{ptt}$ 이 증가하게 된다.

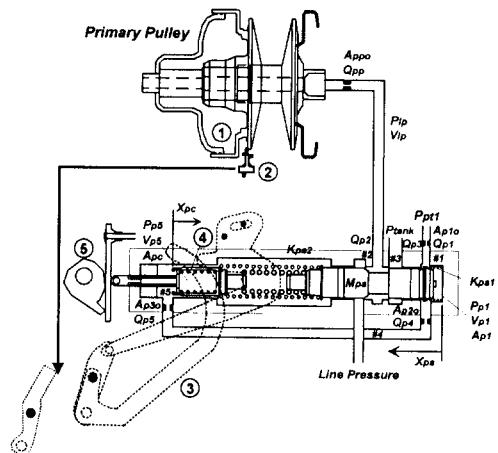


Fig. 1 Hydraulic controlled ratio control valve

증가된 피tot압력은 변속비 제어밸브의 챔버 #1에 전달되어 변속비 제어밸브 스플을 좌측으로 이동시킨다. 스플이 좌측으로 이동하면 라인압력 공급포트가 개방되어 구동축 액튜에이터로 유량이 공급되고 구동축 압력이 증가하여 구동축 이동플랜지①이 우측으로 이동한다. 따라서 벨트 페치반경은 증가하고 변속비가 상향변속 된다. 상향변속시 구동축 이동 플랜지에 연결되어 있는 메카니컬 센서(mechanical sensor)②가 또한 우측으로 이동하게 된다. 이 때 메카니컬 센서와 연결되어 있는 변속비 모듈레이터 기구(ratio modulator linkage)③이 시계방향으로 회전을 하고 변속비 모듈레이터 기구는 변속비 제어밸브 캡(primary cap)④를 우측으로 이동시키게 된다. 또한 챔버 #5의 압력은 챔버 #1에서 형성된 압력에 대하여 오리피스를 거치면서 시간지연을 가지며 증가하게 되고 변속비 제어밸브 캡을 우측으로 이동시킨다. 이와 같이 변속비 모듈레이터 기구와 챔버 #5의 압력에 의하여 변속비 제어밸브 캡이 우측으로 이동함에 따라 변속비 제어밸브 스플 좌측 스프링의 압축력이 증가되어 스플이 다시 우측으로 이동하게 된다. 스플이 우측으로 이동하면 구동축 액튜에이터로 공급되는 유량이 차단되고 평형상태를 유지하게 된다. 이와

같이 기계유압식 변속비 제어밸브에 의한 구동축 압력은 피tot압력, 엔진속도의 크기와 CVT 변속비에 의하여 결정된다.

변속비 제어밸브 작동원리에서 설명된 바와 같이 기계유압식 CVT의 구동축 압력은 피tot압력과 변속비에 의하여 결정된다. Fig. 2는 피tot압력과 변속비에 대한 변속비 제어밸브의 스풀위치 및 구동축 압력과 라인압력의 비를 도시한 것이다. 변속비 제어밸브의 스풀위치(Fig. 2(a))는 변속비  $i=1.2$  이상의 언더드라이브 영역에서는 변속비에 무관하게 피tot압력 변화에 대하여 선형적으로 변화하는 것을 알 수 있다. 변속비  $i=1.2$  이하의 오버드라이브 영역에서는 변속비와 피tot압력에 대하여 각기 다르게 스풀위치가 설정되는 것을 볼 수 있다. 피tot압력과 변속비에 대한 구동축 압력과 라인압력의 비(Fig. 2(b))는 피tot압력 0.73 bar ~ 0.79 bar 사이에서 거의 수직으로 0에서 1까지 변화하는 것을 볼 수 있다. 이 때 스풀위치는 2.8 mm에서 3.1 mm까지 0.3 mm 변화하며 따라서 기계유압식 CVT 변속비 제어밸브가 스풀의 미소한 변화에 대하여 큰 구동축 압력변화를 일으키는 on-off 밸브 특성을 가지고 있음을 보여준다. 이것은 기계유압식 CVT 변속비 제어는 기본적으로 유량제어에 의해 이루어지기 때문이다. 즉 변속비 변화는 이동플랜지의 이동에 의한 벨트 퍼치 반경 변화에 의해 이루어지며 플랜지 이동 거리 및 속도는 유량에 의존한다. 또한 주어진 토크와 종동축 드러스트에 대하여 일정변속비 유지를 위하여는 적절한 구동축 드러스트 즉 구동축 압력이 요구된다. 따라서 CVT 변속비 제어 전자화는 이와 같은 변속비 제어밸브의 요구성능을 고려하여 이루어져야 한다.

### 3. 능동적 CVT 변속비 제어 방안

변속비를 능동적으로 제어하기 위해서는 구동축 압력을 제어해야 하며 이를 위하여는 변속비 제어밸브의 스풀을 제어해야 한다. 이를 위한 첫 번째 방안은 기계 유압 제어방식의 피tot압력 대

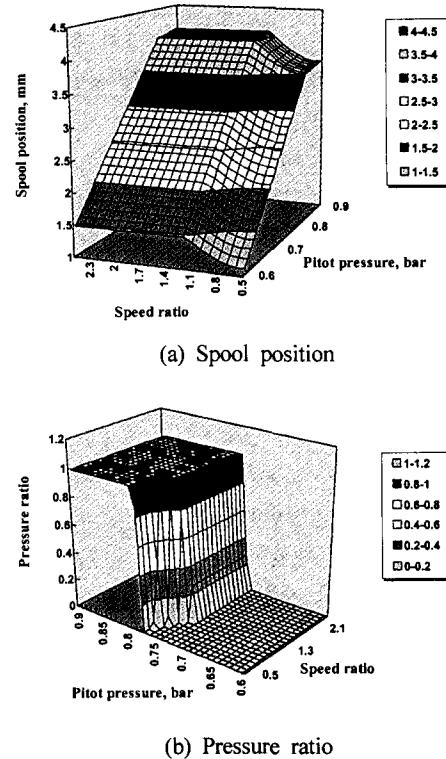


Fig. 2 Hydraulic controlled ratio control valve characteristics

신 파일로트(pilot) 압력을 공급하여 스풀 위치를 제어하는 것이다. 파일로트 압력을 발생시키기 위한 파일로트 밸브로서 가변압 제어 솔레노이드 밸브나 비례 감압 밸브 및 PWM 고속전자 밸브 등을 생각할 수 있다. 그러나, Fig. 2의 결과에서 보여지듯이 본 연구대상 기계유압식 변속비 제어밸브는 피tot압력 0.73 ~ 0.79 bar 범위내에서 구동축 압력이 0 bar에서 라인압력까지 변화한다. 따라서 변속비를 일정하게 유지하기 위해서는 라인압력에 대하여 일정한 구동축 압력을 형성해야 하며 이를 위해서는 파일로트 압력이 0.73 ~ 0.79 bar 사이에서 미세하게 제어되어야 한다. 그러나 현재 이와 같은 성능을 가지는 파일로트 밸브를 제작하는 것은 매우 어렵다.

변속비 제어밸브의 스풀을 제어하기 위한 두

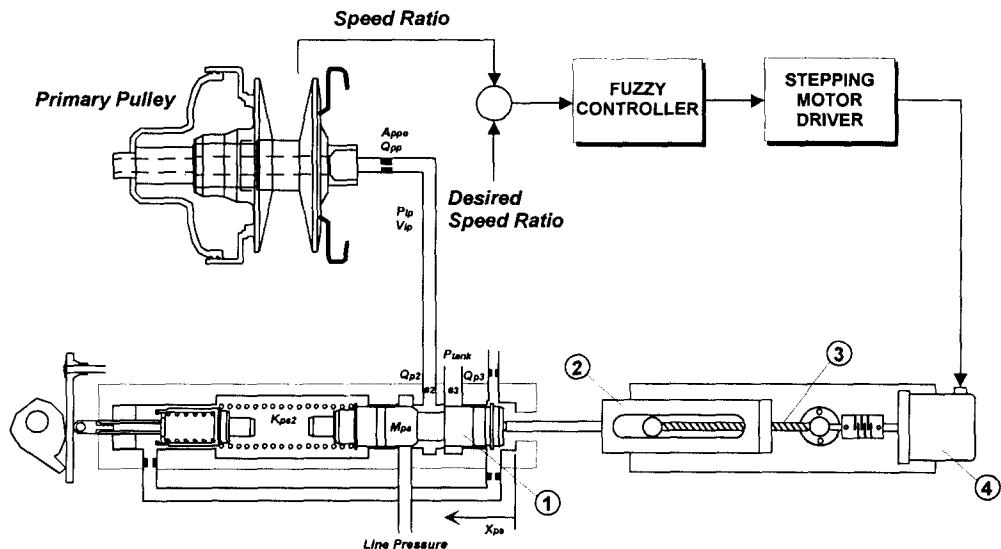


Fig. 3 Schematic diagram of stepping motor drive ratio control system

번재 방안은 직선운동 기구를 이용하여 스플 위치를 직접 제어하는 것이다. Fig. 2에서 보여지듯이 변속비 제어밸브의 스플 위치 2.8 ~ 3.1 mm 사이에서 구동축 압력이 형성되기 때문에 이 범위 내에서 스플을 미세하게 조정함으로써 구동축 압력을 제어할 수 있다. 본 연구에서는 스텝핑 모터 (stepping motor)와 볼 스크류(ball screw)를 이용하여 직선운동 기구를 구성하고 이를 사용한 능동적인 변속비 전자제어 시스템을 제안하였다.

Fig. 3은 본 연구에서 개발된 변속비 전자제어 시스템을 도시한 것이다. 변속비 제어밸브의 스플 ①은 연결봉(rod) ②와 볼 스크류 ③에 의하여 스텝핑 모터 ④에 연결되어 있다. 스텝핑 모터의 회전은 볼 스크류에 의하여 직선운동으로 바뀌며 따라서 스플의 운동으로 직접 변환된다. 본 연구에서는 스플 위치의 미세한 조정을 위하여 스텝각 0.72°의 스텝핑 모터와 0.0036° 까지 분주가 가능한 전용 드라이버를 사용하고 1 mm 회전피치를 가지는 볼 스크류를 설치하였다. 또한 스플과 연결봉의 연결을 일체화하였을 경우 비정렬(misalignment)에 의한 스플의 고착현상을 방지하기 위하여 스플과 연결봉을 분리하고 압축접촉에 의한 연결방식을 채택하였다. 즉 변속비 제어

밸브 스플이 좌측으로 움직일 때는 스텝핑 모터의 구동력에 의하여 이동하나, 우측으로 움직일 때는 스프링 ⑤의 압축력에 의하여 이동하고, 스텝핑 모터는 위치만 결정한다. 이와 같은 스프링력을 구현하기 위하여 Fig. 1에 도시된 캠과 스플사이에 설치된 2개의 스프링 중 내측 스프링은 제거하고 외측스프링만을 설치하였다. 이제 변속비 제어는 전적으로 스텝핑 모터 신호에 의해 결정되기 때문에 기계유압식 변속제어 시스템에서 변속비 제어를 위하여 사용되어진 드로틀 개도 연결선과 캠을 분리하고 피롯압력 공급포트를 차단하였다.

#### 4. 변속비 전자제어 시스템 성능해석

본 절에서는 개발된 변속비 제어 CVT 시스템의 실험과 시뮬레이션을 수행하여 이의 성능을 고찰하고자 한다.

##### 4.1 스텝핑 모터 구동 CVT 시스템

**변속비 전자제어 밸브 :** 스텝핑 모터의 스텝입력 수(step number)에 대한 스플위치  $x_{ps}$ 의 동역학

은 다음과 같이 표현하였다.

$$\frac{x_{ps}}{No_{step}} = \frac{K_{step}}{1 + \tau_{step}s} \quad (1)$$

여기서  $No_{step}$ 은 스텝핑 모터에 인가되는 스텝입력수,  $\tau_{step}$ 은 스텝입력수 변화에 대한 실제 스풀변화 특성을 고려한 시상수이다.  $K_{step}$ 은 스텝입력수에 대한 스풀위치 변화량으로 본 연구에서는 스텝핑 모터의 스텝각을  $0.72^\circ$ 로 선정하였기 때문에 스텝핑 모터 한 스텝에 대하여 스풀은  $1/500$  mm를 이동하게 되어  $K_{step}$ 은 0.002로 설정된다. 구동축 액튜에이터와 변속비 제어밸브 사이의 유압라인의 연속방정식은 다음과 같다.

$$V_{lp} \frac{dP_{lp}}{dt} = Q_{p2} - Q_{p3} - Q_{pp} \quad (2)$$

여기서  $V_{lp}$ 는 유압라인의 체적,  $\beta$ 는 오일의 체적탄성계수,  $P_{lp}$ 는 유압라인의 압력,  $Q_{p2}$ 는 변속비 제어밸브에 공급되는 유량,  $Q_{p3}$ 는 변속비 제어밸브를 통하여 빠져나가는 유량,  $Q_{pp}$ 는 구동축 액튜에이터로 유입되는 유량을 나타낸다. 포트 #2를 통과하는 유량  $Q_{p2}$ 는 다음과 같다.

$$Q_{p2} = C_d A_{ps1}(x_{ps}) SGN(P_{ls} - P_{lp}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{ls} - P_{lp}|} \quad (3)$$

여기서  $C_d$ 는 유량계수,  $A_{ps1}$ 은 포트 #2의 면적,  $P_{ls}$ 는 라인압력이다.

**CVT 변속동역학 :** 시뮬레이션에 요구되는 CVT 변속동역학으로 Ide<sup>10)</sup>가 제시한 다음과 같은 변속동적 모델을 이용하였다.

$$\frac{di}{dt} = \alpha(i) \omega_p (P_p - P_p^*) \quad (4)$$

여기서  $i$ 는 CVT 변속비,  $\alpha$ 는 CVT 변속비에 의하여 결정되는 상수이며  $\omega_p$ 는 구동축 풀리 회전속도,  $P_p$ 는 구동축 압력,  $P_p^*$ 는 라인압력과 CVT 입력토크에 의하여 결정되는 정상상태 구동축 압력이다.

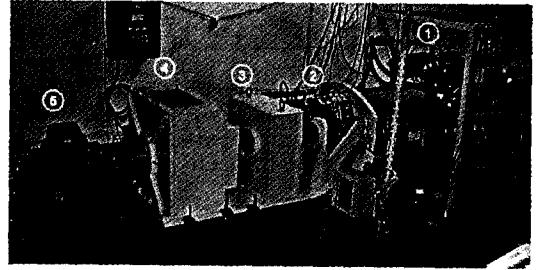


Fig. 4 CVT Bench tester

**CVT 시험장치 :** Fig. 4는 CVT 변속비 전자화를 위하여 설계 제작된 CVT 시험장치의 사진이다. 엔진①은 800 cc 급 3기통 가솔린 엔진을 사용하였다. 엔진 드로틀 개도의 제어를 위하여 스텝핑 모터(stepping motor)와 볼 스크류(ball screw)을 이용한 드로틀 개도 제어장치를 설계 제작하였다. CVT②는 앞에서 제시한 스텝핑 모터 구동 변속비 전자화 CVT를 사용하였다. 라인 압력은 전 연구에서 개발된 PWM 고속전자 밸브를 이용한 라인압력 전자제어 시스템<sup>11)</sup>을 이용하여 제어하였다. 차량관성은  $5.25 \text{ kgm}^2$ 의 플라이휠(flywheel)④와 3.421의 기어비를 가지는 증속기③을 사용하여 900 kg에 해당하는 차량관성을 모사하였다. 차량주행저항은 와전류식 동력계(eddy current dynamometer)⑤를 이용하여 모사하였다.

엔진-CVT 구동계의 동적모델은 다음과 같다.

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_{eloss} - K_{ec} \theta_{ec} - B_{ec} (\omega_e - \omega_{prim}) \quad (5)$$

$$J_{eq} \dot{\omega}_{prim} = K_{ec} \theta_{ec} + B_{ec} (\omega_e - \omega_{prim}) - \\ \frac{K_{dtrain} \theta_{dtrain} + B_{dtrain} (\frac{\eta_{vcv} \omega_{prim}}{i} N_{frg} - \omega_v)}{i \eta_{vcv} N_{frg}} \quad (6)$$

$$J_{veq} \dot{\omega}_v = K_{dtrain} \theta_{dtrain} + \frac{B_{dtrain} \eta_{vcv} \omega_{prim}}{i N_{frg}} - B_{dtrain} \omega_v - T_{load} \quad (7)$$

$$\dot{\theta}_{ec} = \omega_e - \omega_{prim} \quad (8)$$

$$\dot{\theta}_{dtrain} = \frac{\eta_{\omega_{cut}} \omega_{prim}}{iN_{frg}} - \omega_v \quad (9)$$

여기서  $T_e$ 는 엔진토크,  $T_{eloss}$ 는 엔진손실토크,  $T_{load}$ 는 주행저항 토크이며  $\omega$ 는 각 회전판성의 회전속도,  $\theta$ 는 축 비틀림 각,  $B$ 는 감쇠계수이다. 아랫첨자 e는 엔진, prim은 CVT 구동축, v는 종동축을 의미하며, ec는 엔진출력축, dtrain은 구동축을 의미한다.  $N_{frg}$ 는 종감속기어비,  $\eta_{\omega_{cut}}$ 와  $\eta_{\omega_{cut}}$ 는 각각 CVT 토크전달효율과 속도전달효율이다.  $J_{eq}$ 와  $J_{veg}$ 는 CVT 구동축과 바퀴축에서 계산된 등가판성이다.

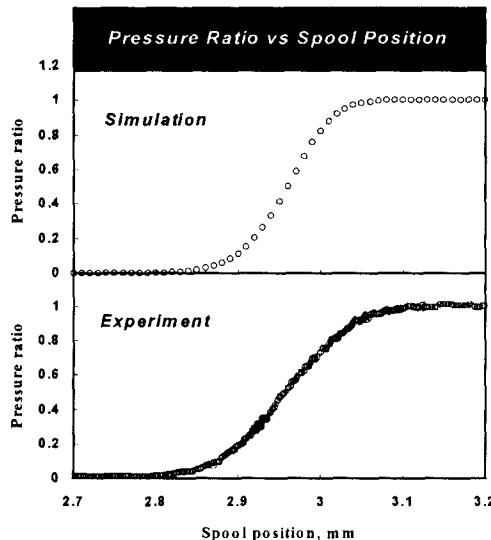


Fig. 5 Steady state characteristics of electronically controlled speed ratio valve

#### 4.2 변속비 전자제어 CVT 시스템 성능고찰

Fig. 5는 시뮬레이션에 의한 전자제어 변속비 제어밸브의 정상상태 응답특성을 실험결과와 비교 도시한 것이다. 시뮬레이션에 의한 전자제어 변속비 제어밸브의 정상상태 응답특성이 실험결

과와 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 구동축 압력은 스풀위치 2.8 mm에서 3.1 mm 사이에서 0 bar에서 라인압력까지 S자형으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 본 연구에서 개발된 전자제어 변속비 제어밸브는 스풀위치를 0.002 mm까지 분해가능 하기 때문에 구동축 압력을 라인압력에 대하여 1/150 단위로 미세하게 제어할 수 있다.

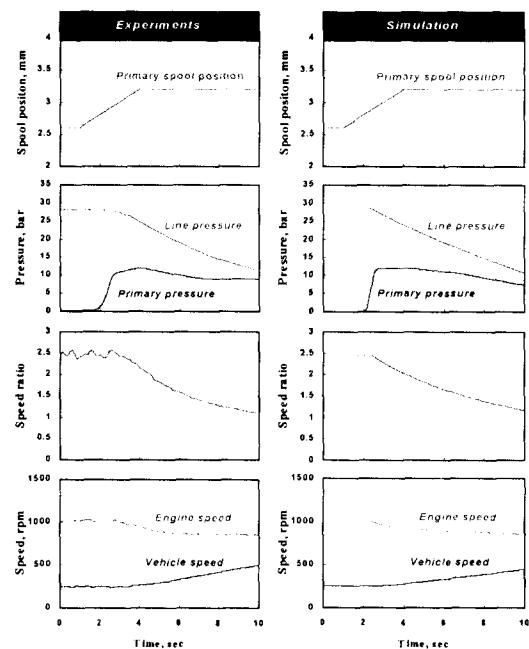


Fig. 6 Transient characteristics of electronically controlled speed ratio valve

Fig. 6은 변속비 전자제어 CVT 시스템의 과도응답 특성을 도시한 것이다. 과도응답 시뮬레이션은 앞서 유도한 변속비 제어밸브의 동적모델, 스풀동역학, CVT 변속동역학 및 CVT 차량동역학을 고려하여 수행하였다. 전자제어 변속비 제어밸브의 스풀을 2.6 mm에서 3.2 mm까지 3 sec 동안 선형적으로 증가시켜 상향변속에 대한 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교 도시하였다. 구동축 압력은 스풀위치가 2.8 mm 보다 커지는 시점에서 급격하게 증가하였다가 라인압력의 감소와 함께 감소하는 것을 볼 수 있다. 라인압력은

구동축 압력 증가 후 감소하고 있다. CVT 변속비는 최저변속비를 유지하다 구동축 압력이 증가함에 따라 상향변속되고 있다. 엔진속도는 변속비가 상향변속됨에 따라 감소하며 차량속도는 증가한다. 시뮬레이션 결과는 실험결과와 잘 일치하며 이상의 결과로부터 앞서 제시된 변속비 전자화 CVT 시스템의 동적모델이 성능해석을 위하여 유용하게 사용될 수 있음을 확인할 수 있다.

## 5. 변속비 전자제어 시스템 제어성능

본 절에서는 개발된 스텝핑 모터 구동 CVT 변속비 전자제어 시스템의 변속비 제어성능을 고찰하고자 한다. CVT 변속제어 시스템은 강한 비선형을 가지고 있기 때문에 비선형 제어알고리즘이 요구된다.<sup>12)</sup> 본 연구에서는 변속비 퍼지제어 알고리즘을 이용하여 변속비 제어기를 설계한 후 실제 시스템에 적용 검증하였다.

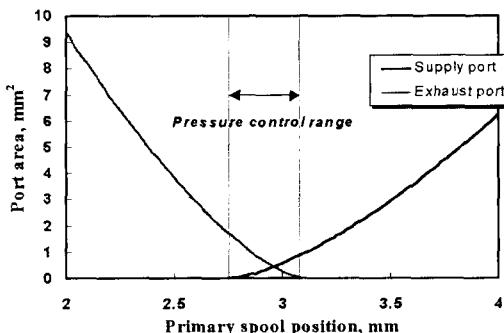


Fig. 7 Port area vs. primary spool position

Fig. 7은 변속비 제어밸브의 스풀위치에 대한 공급포트와 배출포트의 면적을 도시한 것이다. 공급포트의 면적은 스풀위치 2.8 mm에서부터 스풀위치가 증가할수록 커지며 배출포트의 면적은 스풀위치 3.1 mm에서부터 스풀위치가 감소할수록 커지는 것을 알 수 있다. 또한 스풀위치 2.8 ~ 3.1 mm사이에 공급포트와 배출포트가 동시에 개방되는 구간이 존재하여 이 구간에서 Fig. 5에 도시된 바와 같이 구동축 압력이 제어된다. 이와 같은 변속비 제어밸브를 이용하여

CVT 변속비를 제어하기 위해서는 CVT 구동축 폴리에 공급되는 유량과 구동축 압력을 동시에 제어하는 것이 요구된다. 예를 들어 상향변속시 CVT 실제 변속비와 목표 변속비와의 차이가 큰 경우에는 CVT 변속속도를 빠르게 하기 위하여 많은 유량공급이 필요하기 때문에 스풀위치를 2.8 mm 이상의 영역으로 이동시켜 공급포트의 면적을 크게 해야하며 실제 변속비가 기준값에 근접한 영역에서는 일정한 구동축 압력형성을 위하여 스풀위치를 압력제어가 가능한 2.8 ~ 3.1 mm사이에 이동시켜야 한다. 하향변속시의 작동원리도 이와 동일하다. 따라서 변속비의 오차가 크거나 빠른 변속이 요구되는 경우에는 우선적으로 CVT 폴리에 많은 유량을 공급하기 위하여 유량제어 벨브특성을 이용하고, 일정변속비를 유지하기 위해서는 압력제어가 가능한 범위에서 스풀을 미세하게 이동시켜 일정한 구동축 압력을 형성시키는 것이 요구된다.

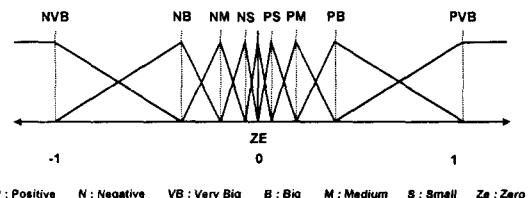


Fig. 8 Fuzzy membership function

Fig. 8은 이와 같은 변속비 벨브 스풀의 제어를 위하여 본 연구에서 제안한 변속비 퍼지제어 알고리즘의 소속함수를 도시한 것이다. 본 연구에서는 변속비 제어밸브의 스풀제어 구간을 2.0 ~ 4.0 mm로 선정하였다. 이 구간중 압력제어가 이루어지는 구간에서는 스풀이 미세하게 제어되도록 언어적 변수를 ZE에 가까운 영역에 치중하여 설정하였다.

Fig. 9는 변속비 퍼지제어 시스템의 블럭선도이다. 변속비 기준값과 실제 변속비에 대하여 오차(E)와 오차의 변화량(CE)이 계산되고 퍼지제어 알고리즘에 의하여 변속비 제어를 위한 제어입력이 계산된다. 본 연구에 사용된 변속비 퍼지

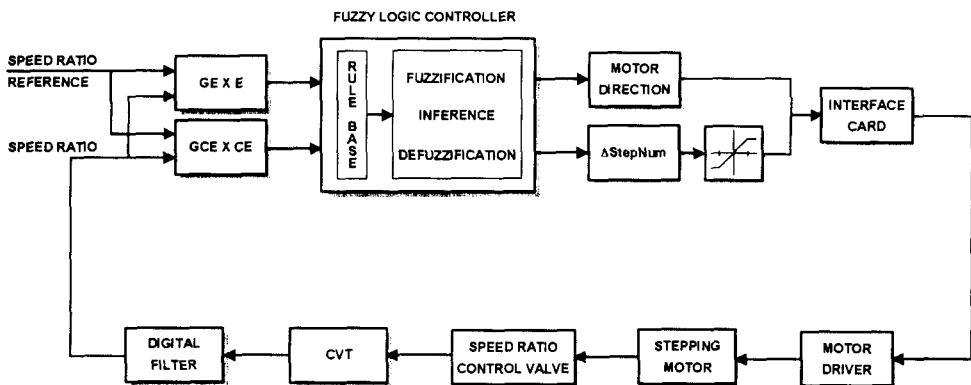


Fig. 9 Block diagram of electronically controlled CVT speed ratio control

제어 시스템의 제어입력은 스텝핑 모터의 회전방향과 스텝수이며 스텝수는 스텝핑 모터 구동주파수(carrier frequency)를 고려하여 포화(saturation)기를 거쳐 출력된다.

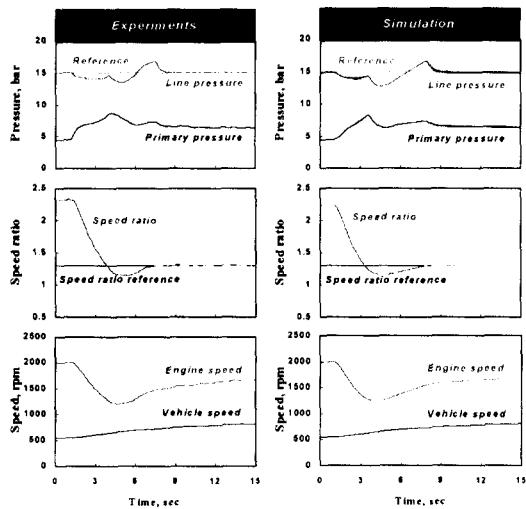


Fig. 10 Upshift response for electronically controlled speed ratio system

Fig. 10은 변속비  $i=2.3$ 에서  $i=1.3$ 으로 상향변속시 퍼지제어 알고리즘을 이용한 변속비 전자제어 시스템의 시뮬레이션 결과와 실험에 의한 제어응답을 비교 도시한 것이다. 퍼지제어 개인은 시뮬레이션을 통하여 선정된 값을 기초로 실험을 통하여 확정하였다. 라인압력은 15 bar로 일정하

게 유지시켰다. Fig. 11에서 볼 수 있듯이 구동측 압력은 4.5 bar로 유지되다가 제어초기 상향변속을 위하여 증가한 후 목표변속비를 유지하기 위하여 일정한 값을 유지하고 있는 것을 볼 수 있다. CVT 변속비는 구동측 압력증가에 의하여 상향변속된 후 언더슈트를 보이며 기준값을 잘 추종하고 있다. 엔진속도는 상향변속에 의한 변속비 감소에 의하여 감소하고 차속은 증가된 것을 볼 수 있다.

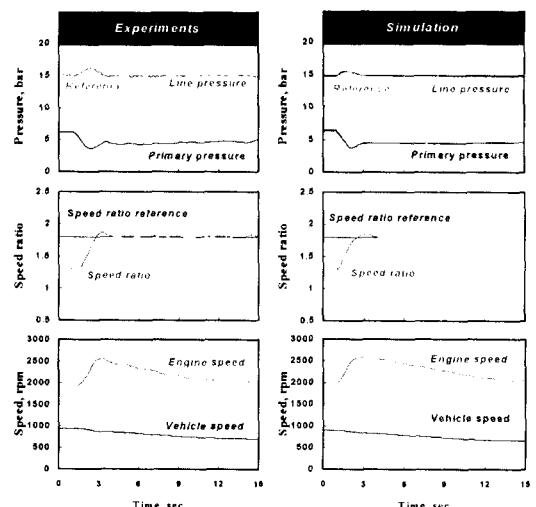


Fig. 11 Downshift response for electronically controlled speed ratio system

Fig. 11은 변속비  $i=1.3$ 에서  $i=1.8$ 로 하향변속

시 시뮬레이션 결과와 실험에 의한 제어응답을 비교 도시한 것이다. 구동축 압력은 제어 초기 6.2 bar로 유지되다가 하향변속을 위하여 감소한 후 일정값을 유지하고 있다. 이 경우 역시 구동축 압력은 맥동없이 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있다. CVT 변속비는 구동축 압력감소에 의하여 하향변속된 후 약간의 오버슈트를 가지며 기준값을 일정하게 유지한다.

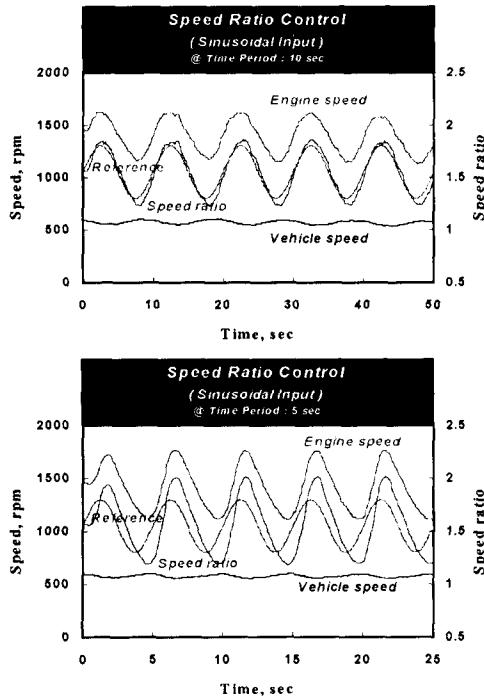


Fig. 12 Response of speed ratio for electronically controlled speed ratio system with sinusoidal input

Fig. 12는 변속비 전자제어 시스템의 추종성능을 고찰한 실험결과이다. 목표변속비를  $i=1.3$ 에서  $i=1.8$  까지 주기 5 sec, 10 sec의 정현파로 인가하고 변속비 제어응답을 측정하였다. 주기 10 sec의 경우에는 변속비가 큰 오차없이 기준변속비를 추종하고 있지만 주기 5 sec의 경우는 시간 지연을 가지면서 피크부근에서 목표변속비를 잘 추종하지 못하는 것을 볼 수 있다. 이는 동력전달계 회전관성에 의한 효과로 추후 이를 고려한 변

속비 제어 알고리즘이 요구된다.

CVT 변속비 제어 시스템에서 라인압력의 변화는 외란으로 작용하며 이와 같은 외란에 대하여 설계된 변속비 전자제어 시스템과 변속제어 알고리즘의 장인성에 대한 고찰이 필요하다.

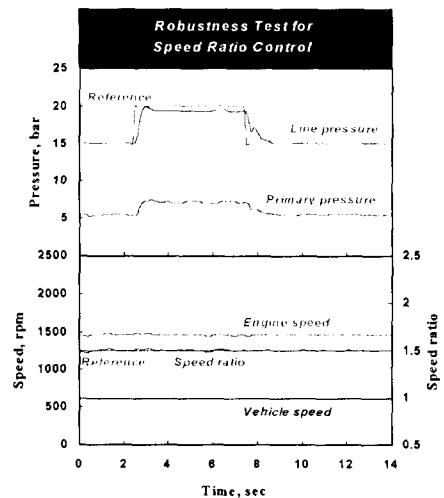


Fig. 13 Robustness test results

Fig. 13은 변속비 전자제어 시스템의 장인성 성능시험 결과이다. CVT 변속비를  $i=1.5$ 로 일정하게 유지하고 라인압력을 15 bar에서 20 bar로 상향계단입력한 후 다시 15 bar로 하향계단입력하여 변화시켰을 때 변속비 제어성능을 도시한 것이다. 실험결과에서 볼 수 있듯이 라인압력의 급격한 변화에도 불구하고 변속비 변화가 발생하지 않고 목표변속비를 일정하게 유지하는 것을 알 수 있다. 이와 같이 설계된 변속비 전자제어 시스템과 변속제어 알고리즘은 라인압력 변화에 의한 외란에 대하여 강인한 성능을 가지고 있음을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 본 연구에서 개발된 스텝핑 모터 구동 CVT 변속비 전자제어 시스템을 이용하여 능동적인 변속비 제어가 가능함을 확인하였다.

## 6. 결 론

스텝핑 모터 구동 CVT 변속비 전자화 방안을 제시하였다. 본 연구에서 개발된 변속비 전자제어 벨브는 변속초기 CVT 이동플랜지 이동에 필요한 유량을 제어하고 이후 목표 변속비 추종을 위하여 압력을 제어하며 이를 위한 퍼지제어 알고리즘을 제시하였다. 퍼지제어 알고리즘을 이용하여 스텝핑 모터 구동 변속비 전자제어 시스템의 변속제어 성능을 이론 및 실험적으로 고찰하였다. 변속비, 구동축 압력 및 동력전달계 응답에 대한 시뮬레이션 결과는 실험결과와 잘 일치며 본 연구에서 개발된 스텝핑 모터 구동 변속비 전자화 CVT 시스템은 CVT 변속비 능동제어를 위한 변속비 추종성능과 라인압력 변화에 대한 강인성을 가지고 있음을 확인하였다.

## 참 고 문 헌

- 1) S. Hirano, A. Miller, K. Schneider, "SCVT - A State of the Art Electronically Controlled Continuously Variable Transmission", SAE 910410, 1991.
- 2) K. Sato, R. Sakakiyama, H. Nakamura, "Development of Electronically Controlled CVT System Equipped with CVTip", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 53~58, 1996.
- 3) D. Kraxner, P. Baur, J. Petersmann, W. Seidel, "CVTip in Sports Cars: An Application With Potential for High Dynamic Control", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 21~26, 1999.
- 4) M. Kurosawa, T. Fujikwa, K. Yoshida, M. Kobayashi, "Development of High Torque Belt CVT with Torque Converter", 日本自動車技術, Vol. 51, No. 9, 1997.
- 5) "Automotive Engineering International - Tech Briefs", March, pp. 46~47, 1997.
- 6) K. Funatsu, H. Koyama, T. Aoki, "Electronic Control System of Honda for CVT", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 43~51, 1996.
- 7) M. Boos, H. Mozer, "CVT at ZF", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 37~42, 1996.
- 8) H. Ogawa, "Development of New CVT", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 243~247, 1999.
- 9) "Automotive Engineering International - Tech Briefs", November, pp. 61, 1999.
- 10) T. Ide, A. Udagawa, R. Kataoka, "A Dynamics Response Analysis of a Vehicle Containing a Metal V-belt CVT", 日本自動車技術 學術講演會前別集, Paper Series 9436549, pp. 213~216, 1994.
- 11) 송 한립, 김 정철, 김 현수, "라인압력 전자화 CVT 차량의 응답특성", 한국자동차공학회 논문집, Vol. 22, pp. 191~202, 1998.
- 12) T. C. Kim, H. S. Kim, "Low Level Control of Metal Belt CVT Considering Shift Dynamics and Ratio Valve On-Off Characteristics", Int. J. of KSME, 2000.