

압력제어 방식 금속 벨트 CVT 변속비 제어 전략

Control Strategy of Ratio Changing System for a Metal V-Belt CVT Adopting Primary Pressure Regulation

최득환*, 김현수**
D. H. Choi, H. S. Kim

ABSTRACT

In this paper, the control strategy of ratio changing system for a metal belt CVT adopting primary pressure regulation is developed, and the shifting performance of pressure regulating type CVT with the suggested control strategy is investigated. The control strategy suggested in this study is composed of 2 feedback loop, one is speed ratio feedback and the other is primary pressure feedback. The pressure feedback is adopted to ensure prohibiting a belt slip during transient period in a fast downshift mode. Simulation results show that the system with suggested control strategy gives appropriate response time and tracking performance for upshift and also gives a proper primary pressure which can prohibit the belt slip. In addition, it is found that the given system has an acceptable servo property in tracking the target speed ratio and robustness for the disturbance of line pressure.

주요기술용어 : CVT(무단변속기), Pressure regulating type(압력제어 방식), Speed ratio(변속비), Primary pressure(구동풀리 압력), Kick down(킥다운)

1. 서 론

금속벨트 CVT에서 변속비는 구동풀리와 종동풀리 작동반경의 비에 의하여 결정된다. 풀리의 작동반경은 풀리 실린더에 공급되는 유압에 따라 변화한다. 이때 종동풀리에는 차량의 부하와 변속비에 따라 변화하는 라인압력을 작용시키고 구동풀리에는 풀리 작동반경을 직접 변화시키기 위한 유압을 작용시키게 된다.

종전의 기계유압 방식 CVT에서는 차량의 속도와 엔진 드로틀 벨브 개폐량을 변속비 제어밸

브에 기계적으로 피드백하여 구동풀리 실린더에 유입되는 유량을 제어함으로써 변속비를 제어하였다. 최근에 개발되고 있는 전자제어 CVT의 경우에는 변속기 전자제어기(TCU)에 일련의 제어로직, 즉 제어전략을 설치하고, 이 제어전략에 의하여 전자적으로 제어가 가능한 유압계통, 즉 전자유압 벨브 바디를 제어함으로써 운전조건에 따라 원하는 변속비를 얻도록 하고 있다. 전자제어 CVT에서 변속성능은 제어전략과 직접 관련이 있으며 따라서 적절한 제어전략을 수립하는 것은 CVT 개발에 있어 매우 중요한 부분이다.

본 연구에서는 압력제어 방식 CVT를 대상으로 변속비 피드백과 더불어 구동풀리 압력 피드

* 회원, 계명대학교 기계자동차공학부

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

백을 동시에 적용하는 변속비 제어전략을 제안하고 변속비 제어계의 시뮬레이션을 수행하여 제어전략의 타당성을 검증하였다.

2. 변속비 제어계 및 제어방안

2.1 CVT 변속비 제어계의 모델링

Fig. 1은 CVT의 변속비를 제어하기 위한 시스템 블록도의 일반적 형태를 보여주고 있다. 그럼에 나타낸 바와 같이 전체 변속비 제어계는 변속비를 기계적으로 변화시키기 위한 플랜트 부분과 각종 센서류, 그리고 센서 신호를 처리하고 그 값을 바탕으로 플랜트의 제어 입력을 결정하는 TCU 부분으로 구분할 수 있다. TCU는 변속비를 포함하여 라인압력과 발진장치 등의 타 요소들에 대한 제어를 모두 담당한다.

변속비 제어계의 플랜트 부분은 전자적으로 제어되는 유압 계통과 벨트-풀리 기구로 구성된다. Fig. 2는 본 연구의 대상인 압력제어 방식 CVT의 유압계통에 대한 구조를 상세히 도시한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 유압 계통은 변속비 제어밸브, 가변력 솔레노이드 밸브(VFS) 및 유로에 설치된 오리피스 등으로 구성된다. VFS는 파일

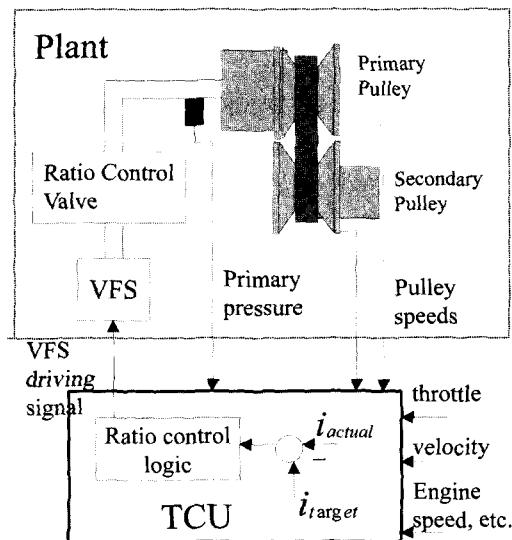


Fig. 1 Schematic diagram of ratio control system

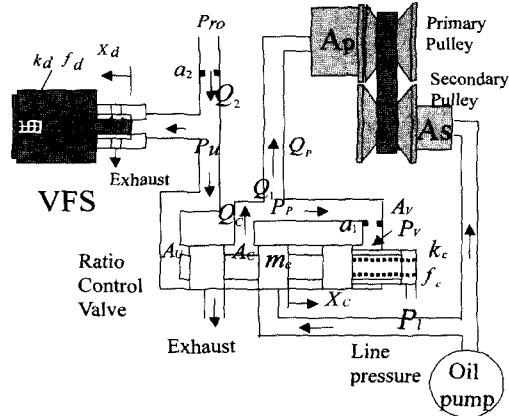


Fig. 2 Hydraulic system for ratio control

롯트 압력을 형성하는 기능을 수행한다. 파일롯트 압력은 변속비 제어밸브에 작용하게 되고 변속비 제어밸브는 압력 레귤레이터로서 기능을 수행하여 구동풀리 측의 압력을 제어하게 된다. 이와 같이 구동풀리 측의 유압을 능동적으로 제어하는 방식을 압력제어 방식이라 하며 구동풀리 측의 유량을 제어하는 방식과 구분한다. Fig. 2에 나타낸 기호들을 사용하여 본 시스템에 관한 수학적 모델을 기술하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_p + Q_1 \\ &= c_d w_c X_c \operatorname{sgn}(P_l - P_p) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_l - P_p|}, \quad X_c > 0 \\ &= c_d w_c X_c \sqrt{\frac{2}{\rho} P_p}, \quad X_c < 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$Q_p = A_p \dot{X}_p + c_d a_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_p} + \frac{V_p}{\beta_e} \dot{P}_p \quad (2)$$

$$\begin{aligned} Q_1 &= c_d a_1 \operatorname{sgn}(P_p - P_v) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_p - P_v|} \\ &= -A_u \dot{X}_c + C_{lu} P_v + \frac{V_c}{\beta_e} \dot{P}_v \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= c_d a_2 \operatorname{sgn}(P_{ro} - P_u) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{ro} - P_u|} \\ &= c_d w_d X_d \sqrt{\frac{2}{\rho} P_u} + A_u \dot{X}_c \\ &\quad + C_{lu} P_u + \frac{V_d}{\beta_e} \dot{P}_u \end{aligned} \quad (4)$$

$$m_c \ddot{X}_c + k_c X_c = -f_c - A_v P_v + A_u P_u \quad (5)$$

$$m_d \ddot{X}_d + k_d X_d = -f_d + K_{MS} U + A_d P_u \quad (6)$$

위의 식에서 Q 는 유량, P 는 압력, X 는 CVT 이동 플랜지 및 밸브 스플의 변위, A 는 압력 작용면적, V 는 유체체적을 나타내고 m 은 스플의 질량, w 는 스플의 원주길이, k 는 밸브 스프링 상수, f 는 밸브 스프링 초기하중, a 는 오리피스의 면적을 나타내고 있다. 이들 변수에 사용된 아래 첨자 c 는 변속비 제어밸브, b 는 구동풀리, d 는 솔레노이드 밸브를 나타낸다. P_v 은 라인압력, P_u 는 VFS의 상류측 압력을 각각 나타낸다. a_i 은 변속압력이 작용하는 부분에서의 유량 누설 면적을 나타내며 C_{lu} 는 파일롯트 압력 작용부분의 누설계수, C_b 는 변속 피드백 압력 작용 부분에서의 누설계수를 나타낸다. 식 (6)에서 K_{MS} 는 VFS 입력 드티와 전자기력 간의 계인 값이다. 한편 c_d 는 유량 배출 계수, β_e 는 오일의 압축 계수, ρ 는 오일의 밀도를 나타낸다.

벨트-풀리 시스템은 구동풀리와 종동풀리 그리고 금속 벨트로 구성된다. 종동풀리에는 차량의 부하와 변속비 등에 의하여 그 값이 결정되는 라인압력이 작용하고 있다. 변속은 구동풀리에 작용하는 축력과 종동풀리 축력과의 균형에 의하여 이루어지며, 다음의 변속 동역학에 의하여 나타낼 수 있다.^{1,2)}

$$\frac{di}{dt} = \omega_b K_I(i)(F_b - F_b^*) \quad (7)$$

식 (7)에서 i 는 변속비, ω_b 는 구동풀리 회전속도를 나타내고 K_I 는 변속비 변화의 기울기 값으로 변속비 i 의 함수이다. F_b 는 구동풀리에 작용하는 축력을 나타내며 F_b^* 는 일정 변속비를 유지하는 데에 요구되는 정상상태 구동풀리 축력이다. 유압 계통의 식과 변속비 변화율에 관한 위의 식 (7)은 다음의 관계식에 의하여 결합된다.

$$\dot{X}_b = \frac{dX_b}{di} \cdot \frac{di}{dt} \quad (8)$$

여기서, dX_b/di , 즉 구동측 이동 플랜지 변위 X_b 의 변속비 i 에 대한 미분값은 CVT의 기하학적 관계에서 얻어지게 된다.

2.2 변속비 제어방안

CVT의 변속비 제어계는 목표 변속비를 추종하는 서보(servo) 시스템의 일종이므로 서보 시스템에서 요구하는 성능들인 응답성, 안정성, 강인성 등이 요구된다. 물론 이들 제어 관련 성능들과 더불어 정상상태 및 변속 과도상태에서 풀리와 벨트간에 슬립이 발생하지 않도록 적절한 구동풀리 유압을 유지할 수 있는 기능은 가장 기본적으로 요구된다.

변속비 제어계에서 응답성은 변속비가 차량운전조건의 변화에 따라 신속하게 변화할 수 있는 능력을 의미한다. 특히 킥다운(kick down)과 같은 급격한 변속 조건에 대하여 만족할만한 응답 성능을 확보하여야 한다. 시스템의 안정성은 구동풀리 압력의 안정성을 의미한다. 구동풀리 압력은 변속을 발생시키는 풀리 축력의 균원이므로 이에 대한 안정성의 확보는 변속비 제어에 있어 매우 중요하다. CVT의 유압시스템은 오일펌프의 유량 변화, 작동 오일의 온도 변화 등의 외란에 처하게된다. 변속비 제어계에서 강인성은 이러한 종류의 외란에 대하여 목표 변속비를 최소의 오차로서 추종할 수 있는 성능을 의미한다.

Fig. 3은 CVT 변속비 제어계를 구성하는 제어 전략 중 가장 기본적인 제어전략을 블록도로 나타낸 것이다. 이 제어전략은 변속비에 대한 피드백 루프와 보상기(controller)로 구성되어 있다. 블록도에서 i_{ref} 는 목표변속비를 나타내며 i 는 실제 변속비이다. 목표변속비가 상위제어 알고리즘에 의하여 결정되면, 이 값과 실제 변속비와의 오차는 보상기를 통하여 솔레노이드 밸브, 즉 VFS의 구동신호로 입력된다. 피드백되는 실제 변속비는 구동풀리와 종동풀리의 회전수 센서를 통하여 얻어진다. VFS 구동신호는 변속비 제어밸브를 작동시켜서 구동풀리 압력을 형성하고 이 유압은 벨트-풀리 시스템을 작동시키게 된다. Fig.

4는 압력제어 방식 CVT를 대상으로 본 연구에서 제안하는 변속비 제어전략의 블록도이다. 여기서는 변속비에 대한 피드백 루프와 더블어 구동 풀리 압력에 대한 피드백 루프가 추가되어 있으며, 변속모드에 따라 변속비 피드백을 단락할 수 있는 구조를 채택하였다. 즉, 변속비 피드백과 구동풀리 압력 피드백을 동시에 적용하는 경우와 변속비 피드백을 단락하고 구동풀리 압력만을 피드백하는 경우가 가능하도록 하였다. 블록도에서 P^* 는 목표 변속비에 해당하는 정상상태 구동풀리 압력 값으로 구동풀리 압력의 기준값이 된다. 피드백되는 구동풀리 압력은 압력센서를 통하여 얻어진다.

이와 같이 변속비 피드백 이외에 구동풀리 압력 피드백을 추가함으로써 얻어지는 장점은 다음과 같다. 첫째 구동풀리 압력을 능동적으로 제어하여 변속 과정에서 벨트 슬립을 방지할 수 있음은 물론 변속속도의 제어 역시 가능하다.

둘째 외란 및 유압계통의 오작동 등에 의한 영

향을 배제할 수 있으므로 벨트-풀리 시스템의 신뢰성을 증가시킨다. 본 제어전략에서 구동풀리 압력의 기준값인 P^* 은 CVT의 정상상태 출력에 관한 실험결과^{3,4)}를 맵 데이터로 저장하여 사용하였다. 변속비 오차에 작용하는 보상기로서는 PI 보상기를 채택하고 보상기의 계인 값은 시뮬레이션을 통하여 결정하였다.

3. 변속비 제어 시뮬레이션

앞 절에서 제안한 변속비 제어전략의 검증을 위하여 CVT 변속비 제어계에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 유압계통 및 벨트-풀리 시스템에 대한 비선형 모델, 즉 식 (1)~식 (8)을 변속비 제어 대상인 플랜트로 가정하고, 여기에 제어 요소들인 변속비 피드백 루프, PI 제어기, 구동풀리 압력 피드백 루프를 추가하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에서 입력값은 목표 변속비로 하였고 이에 대한 구동풀리 압력 및 변속비의 시간 응답을 확인하였다.

Fig. 5는 상단변속(upshift) 조건에 대하여 변속비 피드백과 구동풀리 압력 피드백을 동시에 적용하였을 경우의 시뮬레이션 결과이다. 여기서 P_L 은 종동풀리에 작용하는 라인압력을 나타낸다. 변속비 응답의 경우 최저단에서 중간 변속비인 $i=1.0$ 으로 상단변속하는데에 약 1.0초의 응답시간이 소요되고 있다. 실제 차량에서 상단변속은 차량의 속도 증가에 따라 서서히 이루어지므로 이와 같은 변속 응답성은 매우 양호한 결과라 보여진다. 정상상태에서 목표 변속비와 실제 변속비 간에 약간의 오차가 발생하고 있으나 만족할만한 수준으로 여겨진다. 구동풀리 압력은 변속 초기에 변속비 오차를 줄이기 위한 제어력 (control effort)에 의하여 최대값까지 상승하고 있다. 이후에 변속비가 목표값에 근접함에 따라 정상상태 값으로 감소하여 일정값을 유지하는 현상을 보이고 있다. 본 시스템의 경우 일정 변속비를 유지하고 있는 동안에 압력 변동량은 매우 미미하여 안정된 상태를 유지하고 있다. 일반적으

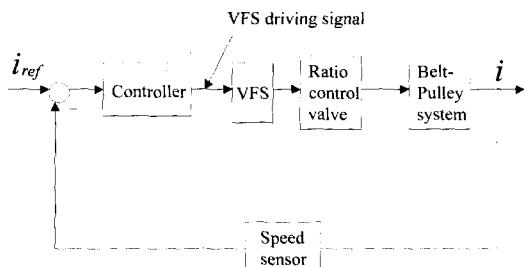


Fig. 3 Block diagram of basic ratio control strategy

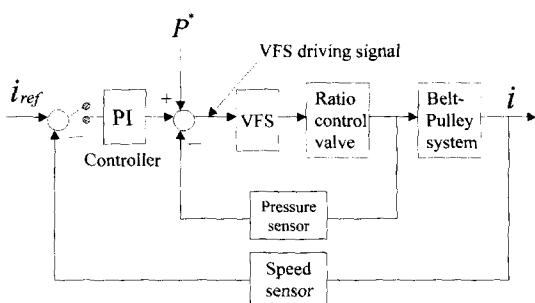


Fig. 4 Block diagram of ratio control strategy with primary pressure feedback

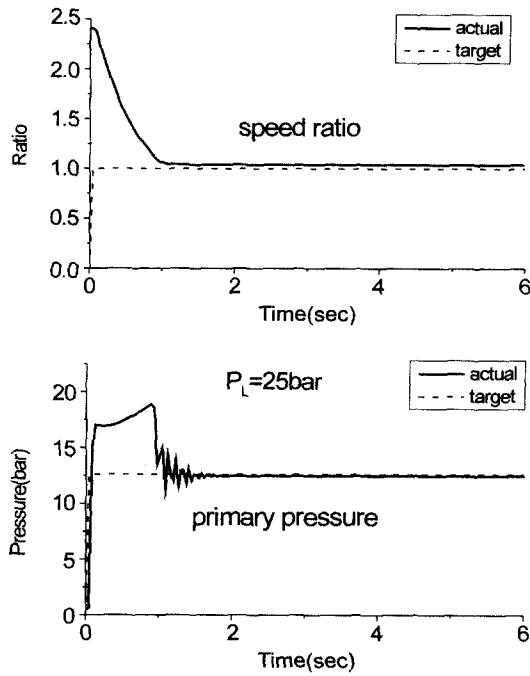


Fig. 5 Upshift response with speed ratio and primary pressure feedback

로 압력제어 방식과 대비되는 유량제어 방식 CVT의 경우, 일정 변속비 조건에서 기준 압력을 중심으로 고주파의 압력변동이 필요하다.⁵⁾ 구동 풀리 압력이 정상상태에서 일정값을 유지하는 현상은 압력제어 방식의 큰 장점이다.

Fig. 6은 하단변속 조건에 대한 시뮬레이션 결과로서 변속비 피드백과 압력 피드백을 모두 적용한 경우이다. 목표 변속비는 초기값이 $i=0.5$, 최종값이 $i=1.25$ 인 스텝 입력을 가정하였다. 이와 같은 변속모드는 차량의 구동력이 부족할 때 운전자가 가속페달을 깊게 밟아서 변속비를 순간적으로 낮추는 변속모드, 즉 킥다운(kick down) 모드에 해당한다.

Fig. 6에서 하단변속이 완료되는 시점까지의 변속 응답시간은 약 1.1초가 소요되고 있다. CVT의 경우 변속이 풀리 실린더로 공급되는 유량이 가변 플랜지를 이동시킴으로써 발생하기 때문에 변속 응답시간은 풀리 실린더로 유입되는 유량 공급속도와 관계가 있다. CVT에서 풀리 실린

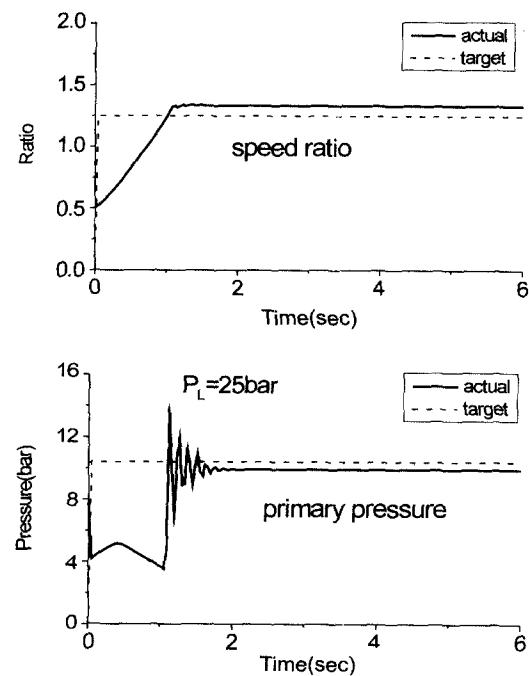


Fig. 6 Kick down response with speed ratio and primary pressure feedback

더로 공급되는 유량은 복잡한 유로 형상에 의한 오리피스 효과 등에 의하여 제한을 받으므로, CVT는 클러치 접속에 의하여 변속을 수행시키는 기존 자동변속기에 비하여 어쩔 수 없이 변속 응답 속도 면에서 불리한 점을 갖는다. 자동변속기의 경우 킥다운 응답시간이 약 0.5~1.0초 정도로서 본 시뮬레이션에서 얻어진 응답시간인 1.1초는 대체로 만족할 수준으로 보여진다.

하단변속 조건에서 변속비의 정상상태 오차는 상단변속 조건에 비하여 다소 증가하고 있으나 차량 운전에 미치는 영향은 거의 미미할 것으로 판단된다. 단, 구동풀리 압력은 변속 초기에 급격히 감소한 후, 변속이 완료되는 시점까지 정상상태 요구 압력보다 현저히 낮은 값으로 유지되는 현상을 보이고 있다. 이것은 변속비를 목표 값에 신속히 접근시키기 위하여 구동풀리 압력을 가능하면 낮게 유지하고자 하는 제어입력이 변속 과도기간에 가하여지고 있기 때문이다. 그러나 비록 변속 과도기간이라 할지라도 벨트-풀

리시스템은 동력을 연속적으로 전달하고 있으므로, 구동풀리에 작용하는 축력이 정상상태 축력보다 현저히 낮을 경우에는 벨트의 슬립을 초래하게 된다.^{6,7)} 만일 벨트의 슬립이 킥다운 과정에서 발생한다면, 비록 짧은 시간의 슬립이라 할지라도 킥다운 변속의 경우 동력 전달량이 크기 때문에 벨트-풀리 시스템의 소손 가능성이 매우 높다.

Fig. 7은 이상의 문제점을 해결하기 위하여 변속 과도기간 동안에는 변속비 피드백을 단절하고 구동풀리 압력 피드백만을 적용한 경우의 시뮬레이션 결과이다. 이 경우에는 구동풀리 압력이 목표 압력을 추종하게 되므로 변속 과도기간에도 인위적으로 구동풀리 압력을 원하는 값으로 형성시킬 수 있다. 단, 구동풀리 압력이 높을 경우에는 변속 응답시간이 길어지게 된다. 여기서는 이를 보상하기 위하여 종동풀리에 작용하는 라인압력을 변속 과도기간 동안에 순간적으로 25bar에서 35bar로 증가시키는 방법을 사용하

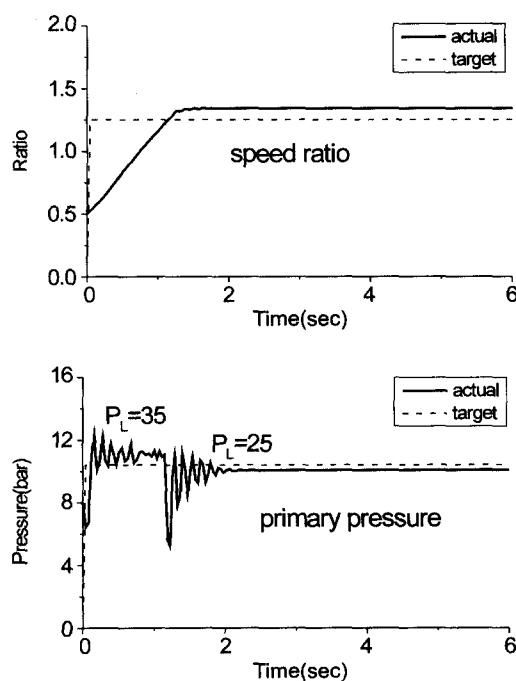


Fig. 7 Kick down response with increased line pressure and cutting ratio feedback during transient period

였다.⁸⁾ 또한 일단 변속비가 목표변속비에 도달하게 되면 라인압력 및 변속비 피드백을 회복시켜서 정상상태 변속비를 유지하도록 하였다. 변속 과도기간 중 라인압력을 얼마만큼 증가시킬 것인가는 운전조건, 즉 현 변속비와 라인압력, 킥다운 정도 등에 따라 시뮬레이션 및 실험을 통하여 결정한 값을 사용할 수 있다.

이러한 제어방법을 적용하였을 경우 킥다운에 소요되는 시간은 약 1.25초로서 Fig. 6에 비하여 응답시간이 다소 길어지고 있지만 만족할만한 수준이라고 보여진다. 구동풀리 압력은 라인 압력이 원상으로 회복되는 시점에서 순간적으로 저하되며 약간의 진동현상을 보이고 있으나, 변속 과도기간 동안 정상상태 압력 이상의 값을 항상 유지하고 있으므로 벨트와 풀리 간의 슬립 방지가 가능함을 알 수 있다. 실제 차량의 주행에서 킥다운은 사용빈도가 많은 변속모드로서, 이와 같은 제어전략을 사용하여 킥다운 모드에서의 벨트 슬립을 방지하는 것은 CVT 벨트-풀리 시스템의 내구 신뢰성을 향상시키는데에 큰 효과가

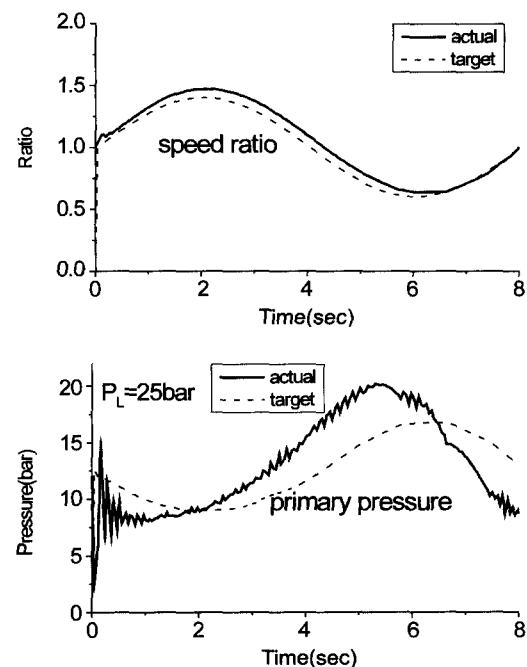


Fig. 8 Response for sinusoidal target speed ratio

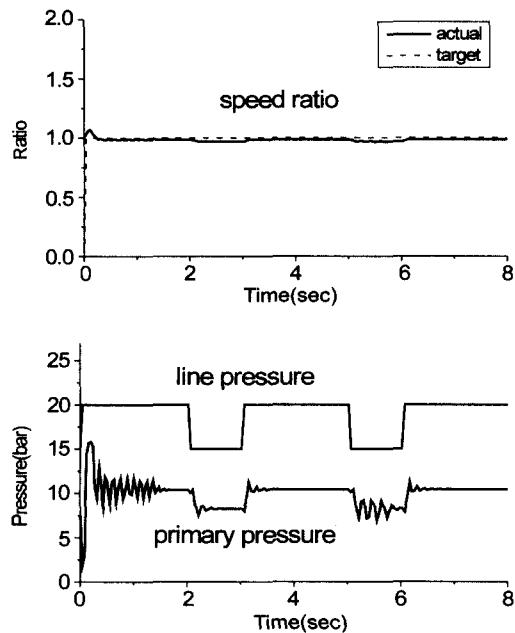


Fig. 9 Response for line pressure variation

있을 것으로 예상된다.

Fig. 8은 목표 변속비를 사인함수 형태로 변화시켰을 경우의 시뮬레이션 결과이다. 여기서 라인압력은 25bar로 일정한 값을 가정하였다. 이와 같은 변속비 변화 형태는 차량이 가속과 감속을 반복하는 과정에서 발생할 수 있는 변속모드에 해당한다. 그림에서 보는 바와 같이 대부분의 구간에서 변속비가 목표 변속비를 잘 추종하고 있으므로 시스템의 추종성능은 만족할 수준이라 판단된다. 구동풀리 압력은 목표압력과 다소 차이를 보이고 있다. 여기서 목표압력은 변속비가 일정값을 유지하는 조건에서의 정상상태 요구압력으로서, 구동풀리 압력과 목표압력 간에 차이가 발생하는 것은 변속비가 본 조건과 같이 변화하는 조건의 경우 변속비 변화를 발생시키는데에 압력 편차가 요구되기 때문이다.

Fig. 9는 시스템의 장인성을 확인하기 위한 시뮬레이션 결과이다. 시스템에 외란이 작용할 경우 목표 변속비와 구동풀리 압력의 유지 성능을 확인하기 위하여 목표 변속비를 중간 변속비인 $i = 1.0$ 으로 설정한 상태에서 라인압력을 사각

형 파형으로 변화시키었다. 이 경우 구동풀리 압력이 라인압력이 변화하는 지점에서 약간의 저하 현상을 보이고 있지만 변속비는 라인압력의 변화에 거의 영향받지 않고 일정값을 유지하고 있음을 볼 수 있다. 따라서 본 시스템의 외란에 대한 장인성 역시 만족할 수준이라고 보여진다. 라인압력이 저하하는 구간에서 구동풀리 압력의 저하가 발생하는 이유는 라인압력이 감소할 경우, 구동풀리 압력도 이에 따라 감소하여야만 변속비를 목표 변속비 값으로 유지할 수 있기 때문이다.

4. 결 론

압력제어 방식의 금속벨트 CVT 변속비 제어계에 대하여 변속비 제어전략을 제안하고 시뮬레이션을 수행하여 제안된 제어전략에 의한 CVT 변속성능을 검증하였다. 상단변속의 경우 변속비 피드백과 구동풀리 압력 피드백을 동시에 적용하는 전략을 제안하였다. 시뮬레이션 결과 변속비의 응답성과 정상상태 오차는 만족할만한 결과를 나타내었으며, 구동풀리의 압력 역시 변속과도상태와 정상상태에서 안정된 형태를 유지하는 결과를 보였다. 키다운 모드의 경우 급격한 압력 감소에 의한 벨트 슬립을 방지하기 위하여 변속 과도기간 중에는 변속비 피드백을 단절하고, 구동풀리 압력 피드백과 라인압력을 과도기간 중 증가시키는 제어전략을 제안하였다. 시뮬레이션 결과 구동풀리 압력을 적절히 유지하면서 만족할만한 변속 응답성을 확보할 수 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- 1) T. Ide, A. Udagawa, R. Kataoka, "Simulation Approach to the Effect of a Ratio Changing Speed of a Metal V-belt CVT on the Vehicle Response," Int. J. of Vehicle System Dynamics, Vol.24, pp. 377-388, 1995.
- 2) K. Sato, R. Sakakiyama, H. Nakamura, "Devel-

- opment of Electronically Controlled CVT System Equipped with CVTip," Proc. of the Int. Conf. on continuously Variable Power Transmissions, pp. 53-58, 1996.
- 3) T. Fujii, T. Kurokawa, S. Kanehara, "A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT-Part 1: Relation Between Transmitted Torque and Pulley Thrust," SAE 960430, 1996.
- 4) 이병준, 김현수, "금속벨트 CVT의 유효 마찰 계수와 개선된 변속비-토크-드러스트 관계식," 한국자동차공학회논문집, 제6권 제6호, pp.226-233, 1998.
- 5) 김달철, 김현수 "금속벨트 CVT 변속비 전자 제어화," 한국자동차공학회논문집, 제8권 제4호, pp.100-109, 2000.
- 6) 김광원, 김현수, "금속 V-벨트 CVT의 동력전달 특성과 변속비-부하토크-축력 관계," 대한기계학회논문집, 제14권 제2호, pp.349-357, 1990.
- 7) T. Ide, H. Uchiyama, R. Kataoka, "Experimental Investigation on Shift Speed Characteristics of a Metal V-Belt CVT," Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Power Transmissions, pp.59-64, 1996.
- 8) Heera Lee, Hyunsoo Kim, "Shift Speed Improvement of a Metal Belt CVT," KSME international journal, Vol.15, No.12, pp.1623-1629, 2001.