

압력제어 방식 금속 벨트 CVT 변속특성 해석

Analysis of Ratio Changing Characteristics of a Metal V-Belt CVT Adopting Primary Pressure Regulation

최득환*, 김현수**
D. H. Choi, H. S. Kim

ABSTRACT

In this paper, a primary pressure regulating type ratio control system is developed for a metal belt CVT, and the CVT ratio changing characteristics are investigated by simulation and experiment. The hydraulic part of the ratio control system has a simple structure with one 3-way spool valve as a main ratio control valve and one bleed type variable force solenoid as a pilot valve. The mathematical modelling of the CVT hydraulic system is derived by considering the CVT shift dynamics. Simulation results of CVT speed ratio and the primary pressure agree with the experimental results demonstrating the validity of the dynamic models. It is found from the simulation and experimental results that the response time of speed ratio and primary pressure can be shortened by increasing the ratio control valve port area, and the size of feedback orifice of ratio control valve gives a damping effect on the primary pressure oscillation.

주요기술용어 : CVT(무단변속기), Ratio control valve(변속비 제어 밸브), Pressure regulating type(압력제어 방식), Shift dynamics(변속 동역학)

1. 서 론

금속 V-벨트 방식의 CVT에서는 구동풀리와 종동풀리에 각각 적절한 축력을 작용시켜서 동력전달과 변속을 수행한다.¹⁾ 축력 제공의 수단은 유압을 이용하는 방법이 대부분이다. 유압은 변속기 내부에 설치된 오일 펌프로부터 생성되며 밸브 바디를 거쳐 각 풀리로 공급된다. 각 풀리에 작용하는 유압의 용도, 즉 축력 공급

의 기본 원리는 변속기 별로 약간의 차이점이 있지만 일반적으로 종동풀리의 경우 벨트 슬립을 방지하고 토크를 전달하기 위한 유압을, 그리고 구동풀리에는 변속을 발생시킬 수 있는 유압을 작용시키게 된다. 이때 유압을 공급하는 유압 제어 계통의 성능은 벨트-풀리 시스템의 작동에 직접적인 영향을 주기 때문에 CVT의 내구 성능 및 변속 성능 등과 밀접한 관계를 갖는다.

CVT의 유압 제어 시스템은 유압 회로의 구성 방법 및 적용하는 밸브의 종류 등에 따라

* 회원, 계명대학교 기계자동차공학부

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

변속기의 기종 별로 독특한 형태를 갖는 것이 보통이다. 유압 제어 계통 중에서 변속비 제어 계통은 유량제어 방식과 압력제어 방식 2 가지로 기본 제어 원칙이 크게 나누어지며 사용하는 솔레노이드 밸브의 종류 및 변속비 밸브의 형태 등에 따라 세부적으로 나눌 수 있다. CVT의 변속 성능은 이러한 변속비 제어계의 구성 방식 또는 사용하는 밸브의 사양에 따라 많은 차이가 발생할 수 있으므로 개발 초기에 이들 의 사양에 대한 신중한 결정이 필요하다.

CVT의 변속비 제어 계통에 관한 기존의 연구로는 송한림 등²⁾이 기존의 기계유압 방식 CVT의 변속비 제어 시스템에 대한 해석을 수행하고 전자 제어 방식의 변속비 제어 시스템을 제안한 바 있으며 K. Sato 등³⁾은 후지 중공업에서 신규로 개발한 CVT의 전자 제어 시스템의 제어 로직과 차량의 응답 성능 등에 관하여 논의하였다. 김달철 등⁴⁾은 유량 제어 방식 을 채택하는 변속비 제어 시스템에 대한 제어 모델 및 제어기 설계에 대하여 연구하였다.

일반적으로 압력제어 방식은 일정 변속비를 유지시켜야 하는 조건의 경우 유량제어 방식에 비하여 제어가 용이한 장점을 갖는다. 이 경우 유량제어 방식은 외부 제어에 의하여 변속비 밸브 스팔(spool)의 위치를 제어하여야 하는 반면 압력제어 방식은 압력 피드백(feedback)에 의하여 이 기능을 수행하기 때문이다. 또한 압력제어 방식은 구동풀리 측의 축력을 제어할 수 있으므로 급격한 변속 조건에서도 벨트 슬립을 방지하는 것이 용이하다. 이러한 장점 때문에 최근 해외에서 개발된 전자제어 방식의 CVT들은 압력제어 방식을 채택하고 있으나 이에 대한 상세한 내용은 보고된 것이 거의 없는 실정이다.

본 연구에서는 금속 벨트 CVT의 압력제어 방식 변속 제어계를 개발하고 변속비 제어계를 대상으로 변속비 계통의 모델을 수립하여 설계 인자들이 시스템의 특성에 미치는 영향을 고찰하고자 하였다. 먼저 유압 계통에 관한 수학적

모델을 수립하고 CVT 변속 동역학 모델과 결합하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과를 실험과 비교하여 수립된 모델의 타당성을 확인하고 설계인자의 영향을 고찰하였다.

2. 시스템의 구성 및 모델링

2.1 변속비 제어계의 구성

Fig. 1은 CVT의 변속비 제어 유압 시스템을 구성하는 2가지 방법, 즉 유량제어 방식과 압력제어 방식을 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 유량제어 방식에서는 변속비 제어 밸브의 포트의 여닫음을 제어하여 구동풀리로 향하는 유량을 변화시킴으로써 원하는 변속비를 얻는다. 압력제어 방식은 구동풀리 측의 유압을 변속비 제어밸브로 피드백하여 구동풀리에 작용하는 압력을 제어함으로써 변속비의 변화를 발생시킨다.

기존의 CVT들에서 유량제어 방식을 채택하고 있는 이유는 기계 유압식 CVT의 경우 링키지(linkage)를 사용하는 기계적 피드백에 의하여 스팔의 위치 제어가 비교적 용이하고 전자제어에 의하여 변속비를 제어하는 경우에도 구동풀리 측의 축력 제어 없이 단순 변속비 제어만을

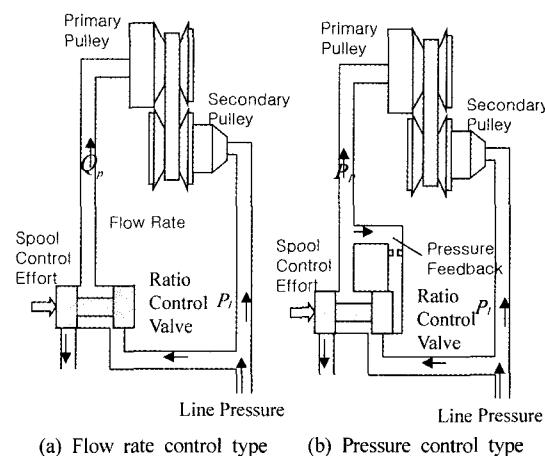


Fig. 1 Comparison of ratio changing hydraulic system

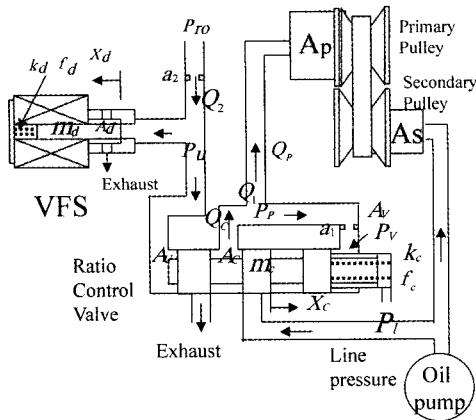


Fig. 2 Ratio control system configuration

수행하는 데에는 유량제어 방식이 간단하였기 때문이다. 반면 압력제어 방식은 풀리 축력을 제어하는 방식이므로 전자제어 솔레노이드 및 압력 센서 등이 요구됨은 물론 원하는 변속비와 전달토크에서 구동측 풀리에 공급해야 할 드리스트(thrust)에 대한 정보가 필요하므로, 이를 구현하기 위한 전자제어 방식의 도입이 불가피하다.

Fig. 2는 본 연구에서 개발한 금속 벨트 CVT의 압력제어 방식 변속비 제어계의 구성을 나타내고 있다. 전체 변속비 제어계는 구동풀리, 종동풀리 그리고 이들을 작동시키는 유압회로로 구성된다.

변속비 제어 벨브는 3개의 포트를 갖는 3 방향 스플 벨브로서 벨브의 한쪽 압력실(pressure chamber)에는 솔레노이드 벨브에 의하여 제어되는 파일럿 압력이 작용하고 다른 한쪽의 압력실에는 풀리 실린더로 공급되는 풀리 작용 압력이 피드백 된다. 이 때 양쪽 압력실의 작용 면적의 차이에 의하여 변속 압력은 파일럿 압력에 비례하게끔 형성된다. 본 시스템에서 적용하고 있는 솔레노이드 벨브의 종류는 배출 방식의 가변력 솔레노이드(bleed type variable force solenoid: VFS)로 작동 전압 5 볼트, 작동 뉴티 주파수는 600Hz이며 입력 뉴티율이 0일 때 단힘 상태를 유지하는 방식이다.⁵⁾

2.2 유압 계통의 모델링

유압 계통에 관한 지배 방정식은 벨브 및 오리피스를 통과하는 유량 방정식과 연속 방정식 그리고 벨브 스플의 운동 방정식으로 이루어진다. 본 연구에서는 유압 계통에 관련한 수식 유도 과정에서 벨브 포트를 통과하는 유체 흐름에 의한 반력(flow force), 스플과 랜드 사이의 점성 마찰 및 유로를 통과하는 유체의 관성력에 의한 압력 강하 값이 무시할 만큼 작다고 가정하였다. 구동풀리로 향하는 유체의 관로 저항은 변속비 제어벨브의 유량 통과면적을 제한하는 것으로 대치하였다. 유압 계통에 관한 수식들은 다음과 같다.

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

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

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

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

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

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

위의 식에서 Q 는 유량, P 는 압력, X 는 CVT 이동 플랜지 및 벨브 스플의 변위, A 는 압력 작용면적, V 는 유체체적을 나타내고, m 은 스

풀의 질량, w 는 스플의 원주길이, k 는 벨브 스프링 상수, f 는 벨브 스프링 초기하중, a 는 오리피스의 면적을 나타내고 있다. 이들 변수에 사용된 아래 첨자 c 는 변속비 제어밸브, p 는 구동풀리, d 는 솔레노이드 벨브, u 는 파일롯트 압력 작용 압력실, v 는 피드백 압력 작용 압력실을 나타낸다. 아래 첨자로 사용된 숫자는 오리피스의 번호를 나타낸다. a_i 은 변속압력이 작용하는 부분에서의 유량 누설 면적을 나타낸다. C_{lu} 는 파일롯트 압력 작용부분의 누설계수, C_v 는 변속 피드백 압력 작용 부분에서의 누설계수를 나타낸다. 한편 c_d 는 유량 배출 계수, β_e 는 오일의 압축 계수, ρ 는 오일의 밀도를 나타낸다.

식(1)은 벨브 포트를 통과하는 유량 방정식으로서 여기에서 P_t 은 공급 압력인 라인압력을 나타낸다. 식(2)는 구동풀리 측으로 유입되는 유량의 연속 방정식이다. 식(3)은 1번 오리피스를 통하여 변속비 제어 벨브의 압력실로 유입되는 유량 방정식 및 이에 관한 연속 방정식이다. 다음 식(4)는 2번 오리피스를 통하여 유량 및 VFS의 플런저 변위에 따라 배출되는 유량에 관한 유량 방정식 및 파일롯트 압력 형성과 관련한 유로에서의 연속 방정식이다. 여기서 P_{ro} 는 오리피스의 상류측 압력으로 감압밸브를 통하여 공급되므로 본 연구에서는 일정한 값을 유지하는 것으로 간주한다.

식(5)는 변속비 제어밸브 스플의 운동 방정식이며 식(6)은 VFS 플런저의 운동 방정식이다. VFS의 플런저는 제어 유압과 스프링 하중 그리고 입력 드티율에 비례하는 전자기력의 균형에 의하여 작동한다. 입력 드티율을 증가시키게 되면 VFS의 플런저가 배출 포트를 여는 방향으로 이동하게 되어 배출 유량이 커지므로 압력이 감소하게 되고 반대의 경우, 즉 입력 드티율을 감소시켰을 경우에는 플런저가 닫히므로 배출 유량이 감소하고 압력은 상승한다. 식

(6)에서 U 는 입력 드티율을 나타내고 K_{MS} 는 입력 드티율과 솔레노이드 전자기력간의 계인값을 나타낸다.

2.3 CVT 변속동역학

금속 벨트 방식 CVT의 변속동역학에 관한 연구로는 M. Guebeli,⁶⁾ T. Ide,^{7,8)} 김현수^{9,10)}에 의한 연구 등이 있으며 이들은 대부분 해석과 실험을 병행하여 변속비 변화 거동에 관계된 모델을 발표하였다. 본 연구에서는 이들 중 T. Ide의 모델을 채택하여 앞에서 유도한 유압 계통의 수식과 결합하기로 한다.

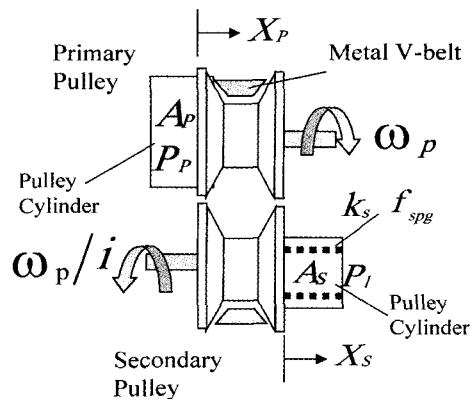


Fig. 3 Belt-pulley system schematics

Fig. 3은 풀리 시스템의 개략도이다. T. Ide의 변속 동역학 식에 의하면 변속비 변화율은 다음 식으로 표현된다.

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

식 (7)에서 i 는 변속비, ω_p 는 구동풀리 회전 속도를 나타내고 K_I 는 변속비 변화의 기울기 값으로 변속비 i 의 함수이다. F_p 는 구동풀리에 작용하는 축력을 나타내며 F_p^* 는 일정 변속비를 유지하는 데에 요구되는 정상상태 구동풀리 축력으로 이병준 등⁹⁾ 및 T. Fujii 등¹⁰⁾의

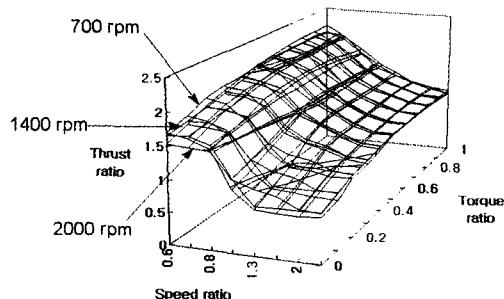


Fig. 4 3-dimensional map of thrust ratio

연구에 의하면 변속비 및 토크비의 함수로 나타난다고 알려져 있다. 본 연구에서는 이병준의 연구 결과를 활용하기로 하며 Fig. 4는 이 관계를 도시한 것이다.

변속비 변화율에 관한 식(7)을 유입 계통의 식과 결합하려면 구동풀리 변위와 변속비와의 관계식이 필요하다. 이 관계식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{X}_p = \frac{dX_p}{di} \cdot \frac{di}{dt} \quad (8)$$

여기서 di/dt 는 CVT 변속동역학으로 식(7)로 표시되며 dX_p/di 는 구동축 이동 플랜지 변위 X_p 의 변속비 i 에 대한 미분값으로 CVT의 기하학적 관계에서 구할 수 있다. Fig. 5는 변속비 i 에 대한 구동풀리 변위 X_p 의 관계를 도시한 그림으로 종동풀리 변위 X_s 를 같이 표시하였다.

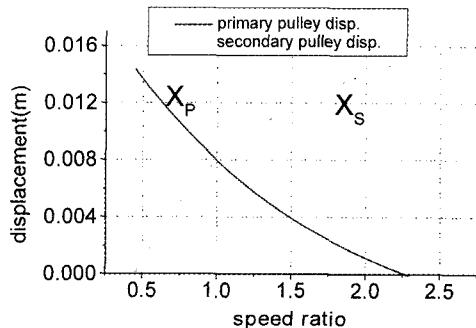


Fig. 5 Pulley displacement vs. speed ratio

3. 시뮬레이션 및 실험 결과

본 연구에서는 앞 절에서 유도한 수식들을 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하고 또한 변속성능에 관한 실험을 수행하였다. Table 1은 본 연구에 적용한 변속비 계통의 주요 제원 값을 정리한 것이다.

Fig. 6은 본 연구에서 수행한 변속성능 실험의 장치 구성도이다. 실험 장치는 DC 모터, 토크 센서 그리고 변속기 장착 플랜지 및 듀티 제어기, 출력 회전수 측정용 엔코더, 함수 발생기(function generator) 등으로 구성되어 있다. 이 중 듀티 제어기는 함수 발생기에서 생성되는 신호 값에 상당하는 듀티율을 생성하도록 별도로 제작하였다.

Table 1 Parameter values of ratio control system

Item	Parameter	Value	Item	Parameter	Value
Pulley set	A_p	202 cm ²	VFS	A_d	0.07 cm ²
	A_s	102 cm ²		m_d	0.42 g
	r_o	6.85 cm		w_d	0.94 cm
	r_i	2.85 cm		k_d	1.4 N/cm
Ratio control valve	A_u	1.32 cm ²	Hydraulic circuit	ρ	0.8 g/cm ³
	A_v	0.345 cm ²		a_1	0.0078 cm ²
	m_c	40 g		a_2	0.0094 cm ²
	w_c	0.8 cm			

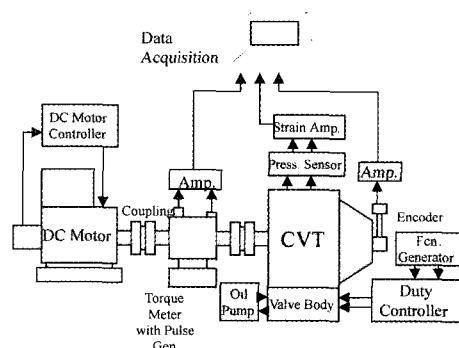


Fig. 6 Experimental apparatus

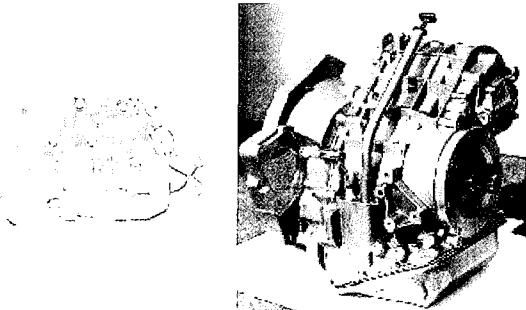


Fig. 7 Valve body and CVT assembly

Fig. 7은 본 연구에서 개발한 압력제어 방식의 밸브 바디와 변속기 본체의 사진이다. 변속기 본체는 본래 기계유압 방식인 VT-1 기종을 개조하여 활용하였다.¹²⁾

변속성능 실험은 밸브 바디를 CVT 본체와 결합하고 CVT를 무부하 상태에서 D.C 모터에 의하여 회전시키면서 수행하였다. 입력 회전속도를 일정하게 유지하고 드티 발생 장치를 통하여 변속 솔레노이드에 입력 파형을 가하여 변속비를 제어하였다. 이때 변속비는 입력 회전 속도와 출력측 회전 속도를 비교함으로써 얻어진다.

Fig. 8과 Fig. 9는 상단 변속, 그리고 Fig. 10 과 Fig. 11은 하단 변속시의 변속비 변화 및 변

속 압력에 대한 실험 결과를 시뮬레이션 결과와 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 종동풀리에 작용하는 압력, 즉 라인압력은 15bar로 일정 하며 솔레노이드 드티율은 상단변속의 경우 0%, 하단변속의 경우 100%의 스텝 입력(step input)을 가하였다. 이 그림들에서 화살표로 표시한 시점은 실험 및 시뮬레이션의 시작 시점을 나타낸다.

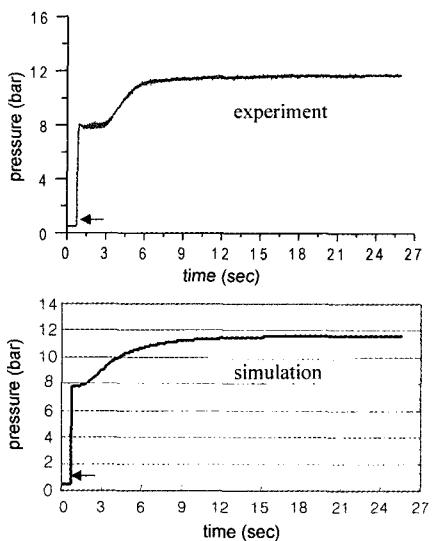


Fig. 9 Upshift response of primary pressure

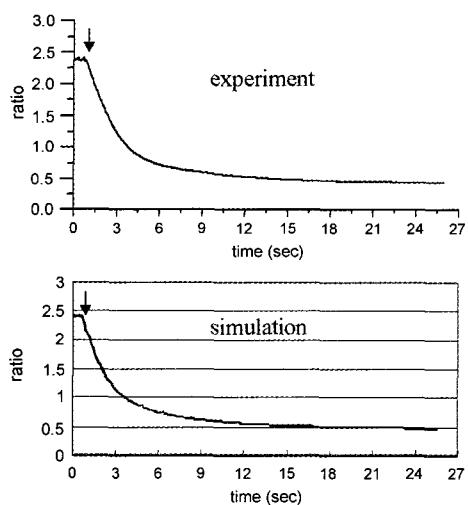


Fig. 8 Upshift response of speed ratio

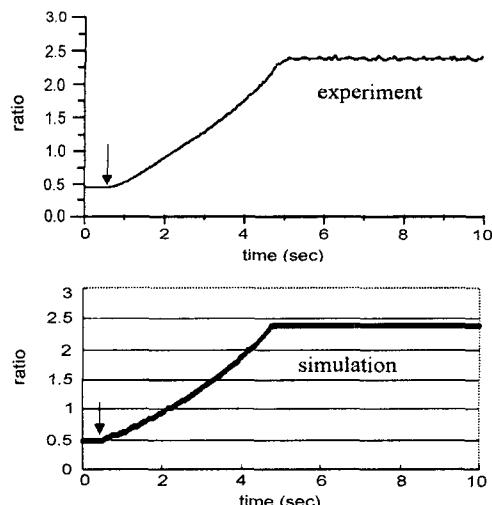


Fig. 10 Downshift response of speed ratio

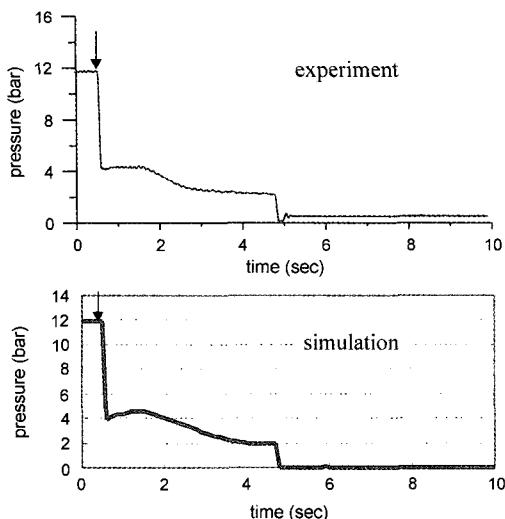


Fig. 11 Downshift response of primary pressure

Fig. 8~Fig. 11에서 볼 수 있듯이 변속비 변화 및 변속 압력의 전체적 경향은 시뮬레이션과 실험이 비교적 잘 일치하고 있다. 상단변속의 경우 최저단에서 최고단으로 변속에 소요되는 시간이 약 20초 정도 소요되고 있으며 하단변속의 경우 최고단에서 최저단으로 변속에 약 4초가 소요되고 있다. 이러한 변속 응답 속도는 실차 조건에서 요구하는 응답속도에는 다소 부족한 것으로 판단되며 변속 응답속도가 느리게 나타난 이유는 본 연구에서 제작한 CVT 샘플의 경우 구동풀리 측으로의 유로가 협소하여 풀리 실린더로의 유량 공급이 부족하였던 점 및 변속기 내부에서의 누설유량이 큰 점 그리고 작동 최고 유압을 15 bar로 제한한 것이 원인으로 추정된다.

상단변속시 변속 압력이 8 bar까지 곧바로 상승하고 이 값에서 약 2초간 유지된 후 서서히 상승하는 현상을 볼 수 있으며 하단변속의 경우 4 bar로 압력이 곧바로 감소한 상태에서 약 1초간 일정 압력을 유지하고 서서히 압력이 감소하는 현상을 볼 수 있다. 이러한 현상은 오리피스가 설치된 어큐뮬레이터에서 발생하는 시간지연 현상과 동일한 현상으로 이해할 수

있다. 즉, 본 시스템에서는 구동풀리 측으로의 유로가 오리피스의 역할, 그리고 이동 풀리가 어큐뮬레이터 피스톤의 역할을 수행하여 변속 압력에 대한 시간 지연 현상이 발생하는 것으로 추정된다. 시뮬레이션에서는 변속압력에 대한 시간 지연 시간이 실험에 비하여 약간 짧게 나타나고 있는데 이것은 변속기 내부의 복잡한 유로 형상과 누설 특성이 시뮬레이션에 정확히 반영되지 못하였기 때문인 것으로 추정된다.

Fig. 12는 변속비 제어밸브의 유량 통과면적과 피드백 오리피스 직경 변화에 대한 구동측 압력특성을 도시한 것이다. 이때 라인압력은 15 bar를 유지하고 변속압력이 10bar를 갖도록 솔레노이드에 스텝 입력을 가하였다. 화살표로 표시한 시점은 시작 시점을 나타낸다. 시뮬레이션은 3가지 조건에 대하여 수행하였다. a는 실험과 동일한 조건에서의 시뮬레이션 결과이다. b는 a와 동일한 오리피스 직경에서 변속비 밸브의 유량 통과면적 A_c 를 2.5배로 증가시켰을 경우의 결과로서 변속압력의 응답이 매우 신속함을 볼 수 있다. c는 b의 조건에서 피드백 오리피스의 직경 d를 1.0mm에서 1.5mm로 증가시켰을 경우의 결과이다. 오리피스 크기를 증가시킴에 따라 변속압력이 진동하는 현상이 발

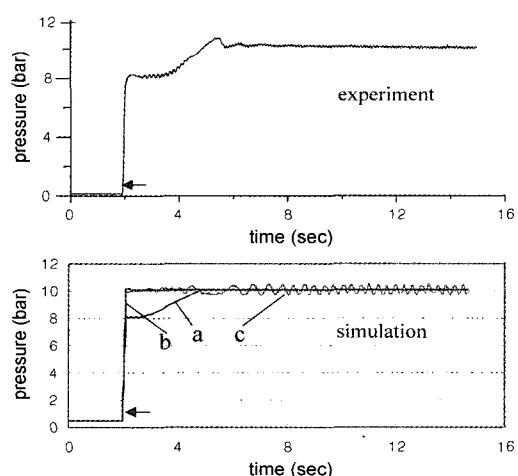


Fig. 12 Primary pressure response (constant condition)

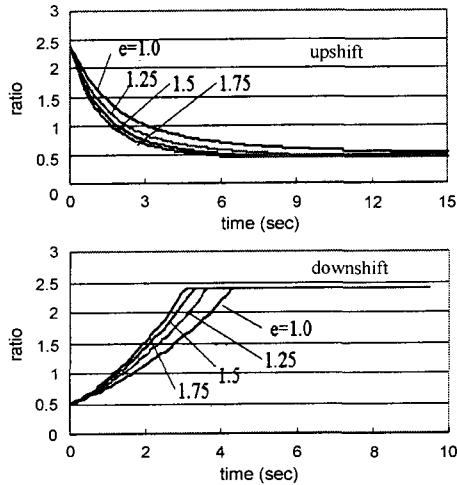


Fig. 13 Ratio response varying the ratio control valve port area (simulation)

생하고 있다. 이것은 오리피스의 크기가 작을 수록 변속 압력에 대한 감쇠(damping) 효과가 증가함을 나타내는 것으로 해석할 수 있다.

Fig. 13은 변속비 밸브의 유량 통과면적 A_c 에 따라 변속비의 시간 응답을 시뮬레이션으로 구한 결과이다. 이 그림에서 e 는 초기에 설정한 변속비 제어밸브 유량 통과면적에 대한 변경된 면적의 비를 나타낸다. 여기서 종동풀리에 작용하는 라인압력은 앞에서와 같이 15bar이다. 이 결과에서 볼 수 있듯이 유량 통과면적을 변화시킬 경우 변속비의 응답속도가 향상하고 있다. 변속비 밸브의 유량 통과면적을 50% 증가시키면 상단변속의 경우 최고단으로 변속하는데 걸리는 시간이 약 6초로서 만족할 수준으로 판단된다. 하단변속의 경우에 최저단으로의 변속시간이 약 3초로서 급격한 킥 다운 조건에 미치지 못하고 있으나 라인압력 값이 15 bar로서 비교적 낮은 점을 고려하면 만족할 결과로 여겨진다.

4. 결 론

본 연구에서는 압력제어 방식을 채택한 CVT 변속비 유압 제어계를 개발하고 시뮬레이션 모

델을 수립하였다. 밸브 오리피스 등의 파라미터 변화에 따른 압력 및 변속비 변화의 영향을 실험과 시뮬레이션을 통하여 연구하였고, 검증된 모델을 사용하여 결과를 예측하였다. 본 연구로부터 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 압력제어 방식의 금속 벨트 CVT 변속비 제어 유압 회로를 제안하고 밸브바디를 개발하였다.

2) 개발된 압력제어 방식 밸브 바디와 변속 동역학을 고려한 CVT 시스템의 수학적 모델을 구하고 시뮬레이션 결과를 실험 결과와 비교하였다. 시뮬레이션 결과는 실험 결과와 비교적 잘 일치하고 있으며 따라서 본 연구에서 수행한 해석이 타당함을 알 수 있었다.

3) 변속비 밸브의 유량 통과 면적이 증가할 수록 변속비의 응답속도 향상이 가능하고 또한 변속비 밸브의 피드백 오리피스의 크기가 작을 수록 구동풀리 압력에 대한 감쇠 효과가 증가함을 시뮬레이션에서 확인할 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) 김광원, 김현수, “금속 V-벨트 CVT의 동력 전달 특성과 변속비-부하토크-축력 관계”, 대한기계학회논문집 Vol.14, pp.349-357, 1990.
- 2) 송한림, 김정철, 김현수, “금속벨트 CVT 차량의 동적응답특성과 변속비 제어 전자화”, 대한기계학회논문집 Vol.22, pp.738-747, 1998.
- 3) K. Sato, R. Sakakiyama and H. Nakamura, “Development of Electronically Controlled CVT System Equipped with CVTip”, Proc. of the Int. Conf. on continuously Variable Power Transmissions, pp.53-58, 1996.
- 4) 김달철, 김현수 “금속벨트 CVT 변속비 전자제어화”, 자동차공학회논문집, Vol.8, pp. 100-109, 2000.
- 5) K. Neuffer, K. Engelsdorf and W. Brehm, “Electronic Transmission Control-From Stand Alone Components to Mechatronic Systems”, SAE 960430, 1996.
- 6) M. Guebeli, J. D. Micklem and C. R. Burrows, “Maximum Transmission Efficiency of a Steel

- Belt Continuously Variable Transmission”, Proc. of ASME Int. Power Transmission and Gearing Conf., Vol.43-1, pp.329-334, 1992.
- 7) T. Ide, A. Udagawa and 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.
- 8) T. Ide, H. Uchiyama and 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.
- 9) 이병준, 김현수, “금속벨트 CVT의 유효마찰계수와 개선된 변속비-토크-드레스트 관계식”, 자동차공학회논문집, Vol.6, pp.226-223, 1998.
- 10) 전재원, 김현수, “금속벨트 CVT 변속파도 특성-실험적 연구”, 자동차공학회 추계학술대회논문집, pp.1057-1062, 1997.
- 11) T. Fujii, T. Kurokawa and S. Kanehara, “A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT- Part 1: Relation Between Transmitted Torque and Pulley Thrust”, SAE 960430, 1996.
- 12) 최득환, “하이브리드 승용차용 전자식 무단변속기의개발”, 자동차공학회논문집, Vol.7, pp.75-81, 1999.