

〈논 문〉 SAE NO. 97370006

금속벨트 CVT의 전달함수 도출과 변속비 LQG/LTR 제어

Transfer Function Derivation and LQG/LTR Speed Ratio Control for a Metal Belt CVT

김 종 준*, 송 한 립*, 김 현 수**
J. J. Kim, H. L. Song, H. S. Kim

ABSTRACT

In this paper, a transfer function was obtained for a PWM high speed solenoid valve controlled metal belt CVT system. The transfer function was defined as the ratio of speed ratio to PWM duty ratio and derived in time domain by linear regression analysis from the experimental results. The transfer function obtained showed different dynamic characteristics for the up and down shift. Also, LQG/LTR controller was designed for the CVT system using the transfer function. It is seen from the experimental results that LQG/LTR control showed good performance for the speed ratio tracking and disturbance rejection. The phase difference and relatively slow response are considered due to the inaccuracy of the transfer functions, which resulted from the inherent nonlinearities of the transmission characteristics of the metal belt CVT.

주요기술용어 : Transfer Function(전달함수), Metal belt CVT(금속벨트 CVT), Speed Ratio(변속비), LQG/LTR(Linear Quadratic Gaussian/Loop Transfer Recovery)

1. 서 론

지금까지 실용화된 CVT의 제어방식은 기계유압식으로서 CVT가 갖고 있는 여러 가지 고유의 장점들을 차량성능에 반영하는데 미흡하고 특히 운전자의 의지를 충분히 구현할 수 없었기 때문

에 CVT 채용의 가장 큰 단점이었으나 최근 전자기술의 발달과 더불어 초기의 단순한 기계 유압식¹⁾에서 완전 전자제어식으로 CVT에 대한 연구개발이 진행되고 있다.^{2),3)} 이에 따라 CVT의 동적 변속특성 등 동특성을 해석하기 위한 시스템의 정확한 수학적 모델이 요구되고 있으나 CVT의 변속메카니즘은 업 시프트(up shift)와 다운 시프트(down shift)시의 응답특성이 다르고 부하의 크기, 속도 등에 의존하기 때문에 단순한

* 성균관대학교 대학원

** 정희원, 성균관대학교 기계과

수학적 방정식으로 시스템 특성을 정의하기 어렵다. 또한 CVT의 수학적 모델이 유도된다 하여도 실제 시스템과의 차이를 고려한 모델링 오차, 외란 및 잡음 제거성능 등이 제어시스템 설계시 고려되어야 한다. 이러한 CVT의 동적특성에 대한 연구는 일부 자동차회사에서 제한된 범위내에서 발표된 바 있으나 CVT의 전달함수에 대한 연구는 거의 없는 실정이다.

본 연구에서는 이와 같은 CVT의 동적응답특성을 나타낼 수 있는 전달함수를 실험적으로 유도하였다. 또한 도출된 전달함수를 이용하여 CVT의 변속 메카니즘 및 유압시스템에 대한 수학적 모델의 불확실성을 극복할 수 있고, 외란 및 잡음에 대한 제어성능을 개선시킬 수 있는 LQG/LTR 제어기법을 금속벨트 CVT 시스템에 적용하였다.

2. PWM 고속전자밸브 전자유압식 금속벨트 CVT실험장치

본 연구에서는 금속벨트 CVT 시스템의 전달함수 유도와 변속제어성능의 실험적 검증을 위해서 3방향 PWM 고속전자밸브를 사용한 전자-유압식 금속벨트 CVT 실험장치를 설계제작하였다. 실험장치는 다음 5개 모듈로 구성되어 있다.

2.1 CVT 시스템

Fig.1에 금속벨트식 CVT 시스템의 개략도가 도시되어 있다. 금속벨트식 CVT는 금속벨트와 구동 및 종동 풀리로 이루어져 있다. 금속벨트(①)는 금속밴드(②)와 금속블록(③)으로 구성되어 있다. 금속밴드는 0.1~0.2mm 두께의 금속밴드 10~12장이 겹쳐 2줄의 루프를 형성하고 있으며 이 금속밴드 위에 280여개의 금속블록이 조립되어 있다. 구동풀리(④)의 동력은 금속벨트를 거쳐서 종동풀리(⑤)로 전달되며 이때 동력의 전달은 풀리와 금속 블록의 미찰에 의해 이루어진다. 각 풀리는 이동(⑥) 및 고정플랜지(⑦)로 구성되어 있고 이동 플랜지에 공급되는 축력은 벨트에 반경방향 운동을 일으켜 벨트 회전피치 반경을 연속적으로 변화시키며 따라서 무

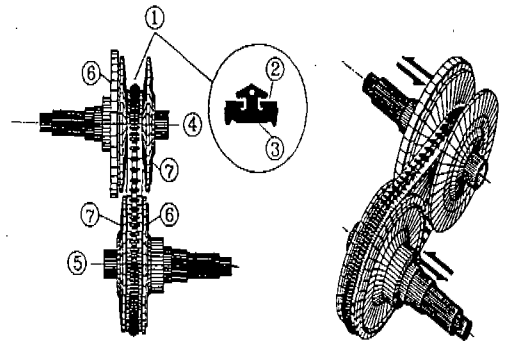


Fig.1 Metal belt-CVT system

단변속이 이루어진다.

본 연구에서는 실험목적을 위해 Van Doorne사의 P811 금속벨트 CVT를 적절히 개조하여 구동축 축력공급은 상용유압 실린더를 사용하고 종동축 축력의 공급은 P811 액츄에이터를 사용하였다.

2.2 유압 시스템

CVT 유압 시스템은 Fig.2와 같이 축력공급 시스템과 부하 시스템으로 구성되고 있다. 축력공급 시스템 (Fig.2(a))은 CVT 구동 및 종동축 유압액츄에이터의 압력을 형성한다. 유압액츄에이터의 압력은 PWM 고속전자밸브에 의해 제어되며 유압액츄에이터의 압력은 축력으로 바뀌어 각 이동 플랜지의 축방향 운동을 일으킨다. 부하 시스템 (Fig.2(b))은 차량의 운행중 일어나는 부하토크를 실험장치에 공급하기 위한 것으로서 본 연구에서는 유압식 다이내모 시스템을 이용하였다. CVT 시스템에 가해 주고자 하는 부하의 크기는 부하 시스템에 설치되어 있는 비례 릴리이프 밸브의 설정 압력을 조작함으로써 가능하며 이 설정압력은 컴퓨터에서 계산되어 부하 시스템으로 가해지게 된다.

2.3 PWM 고속전자밸브 시스템

PWM 고속전자 밸브는 적절한 듀티율(duty ratio)과 반송주파수(carrier frequency)를 갖는 펄스폭변조(pulse width modulation: PWM) 방식으로 구동된다. PWM 고속전자밸브는 취급이

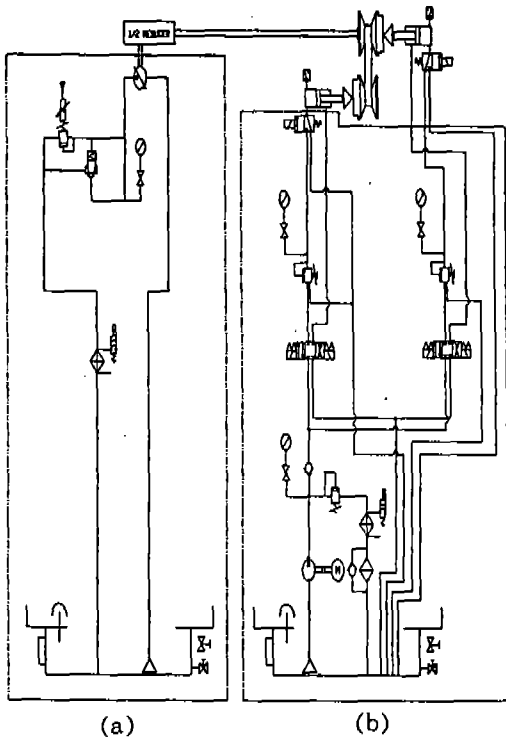
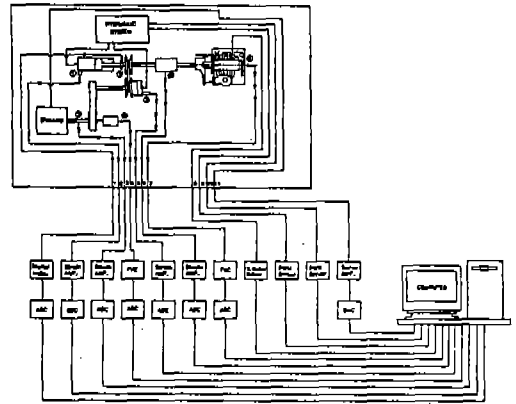


Fig.2 Schematic diagram of CVT hydraulic system

간단하고 작동유 오염에 대한 내구성이 강하며 가격이 저렴하다는 장점을 갖고 있다. 특히 고가의 진류 증폭기가 불필요하며 디지털 구동이 가능하므로 디지털 제어시스템에 적용이 용이하다. 본 연구에서는 2위치 3방향 PWM 고속전자밸브를 사용하여 유압액츄에이터내의 압력을 직접 제어하였다.

2.4 엔진 시스템

본 연구에서는 1300cc급 피드백 카뷰레타식 엔진을 사용하였다. 엔진의 출력에 영향을 미치는 변수를 줄이기 위하여 공연비, 배압, 냉각온도 등은 일정한 상태를 유지하도록 하였다. 엔진과 CVT 시스템 사이의 동력의 단속을 위해 클러치를 사용하여 원거리 조정이 가능하도록 설계하였다. 엔진의 출력은 드로틀 밸브의 개도를 조작하여 조정되며, 드로틀 밸브는 컴퓨터와 연결된 스테핑 모터에 의해 제어된다.



1. Driver side axial force from load cell
2. Driver side pressure from pressure sensor
3. Driven side torque from strain gauge circuit
4. Driven side RPM from encoder
5. Driver side pressure from pressure sensor
6. Driver side torque from torque sensor
7. Driver side RPM from encoder
8. Engine throttle position
9. Driver side PWM valve control signal
10. Driven side PWM valve control signal
11. Dynamo control signal

Fig.3 Schematic diagram of sensor system

2.5 센서 시스템

Fig.3은 센서 시스템을 도시한 것이다. 센서 시스템은 금속벨트 CVT의 구동 및 종동축 회전수, 토크, 액츄에이터 공급압력, 그리고 구동축 출력 등 7개의 검출신호를 실시간으로 입력받고, 엔진 드로틀개도 제어신호, 부하 제어신호, 그리고 구동 및 종동축 PWM 고속전자 밸브의 구동신호가 출력되도록 구성하였다.

Fig.4는 실험장치 전체의 조립도이다.

3. 금속벨트 CVT의 전달합수 도출

금속벨트 CVT 시스템은 Fig.1에 도시된 바와 같이 많은 기계요소들간의 3차원 운동과 마찰전동이라는 특성을 고려할 때 시스템의 수학적 모델을 이론적으로 도출하는 것이 어렵고, 이론적으로 구한다 하더라도 실험적 검증이 필수적이다. 따라서 본 연구에서는 실험적으로 금속벨트

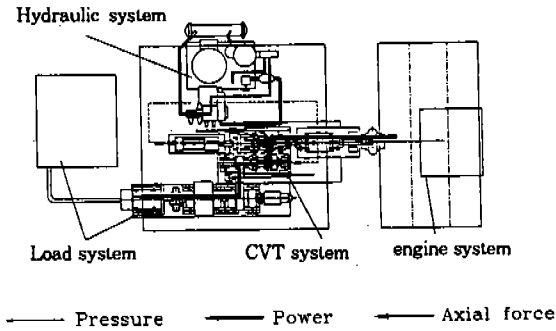


Fig.4 Schematic diagram of metal belt-CVT system

CVT 시스템의 전달함수를 유도하기로 한다. 금속벨트 CVT의 전달함수는 구동축 액츄에이터에 공급되는 압력을 조절하는 PWM 고속전자 밸브의 듀티율 $r(s)$ 를 입력으로 하고 변속비 $i(s)$ 를 출력으로 다음과 같이 정의하였다.

$$G(s) = \frac{i(s)}{r(s)} \quad (1)$$

금속벨트 CVT 시스템의 전달함수 도출 실험은 변속비 업 시프트와 다운 시프트 각각의 경우에 대하여 다음 절차에 따라 수행하였다.

- (1) 엔진의 드로틀 개도를 고정하여 구동축 회전수를 일정하게 유지한다.
- (2) PWM 고속전자밸브의 제어를 통하여 CVT 변속비를 일정하게 유지시키고 실험의 초기조건을 형성한다.
- (3) CVT의 변속비 범위 내에서 유효한 PWM 밸브의 듀티율 구간을 확인한다.
- (4) 변속비 업 시프트의 경우 종동축 라인압력을 일정하게 유지하여 구동축 PWM 밸브의 듀티율을 계단형태로 변화시키고 이에 대한 변속비 응답을 얻는다.
- (5) 변속비 다운 시프트의 경우에 대하여 종동축 라인압력을 일정하게 유지하고 PWM 밸브의 듀티율을 계단형태로 변화시켜 이에 대한 변속비 응답을 얻는다.

Fig.5는 변속비 업 시프트와 다운 시프트에 대

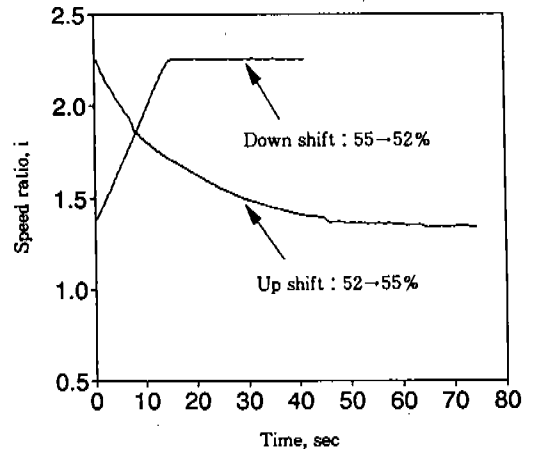


Fig.5 Experimental result of up/down shift for transfer function derivation

한 실험결과를 도기한 것이다. 업 시프트의 경우 PWM 밸브 듀티율은 52%에서 55%로 계단입력 하였으며 다운 시프트의 경우 PWM 밸브 듀티율을 55%에서 52%로 인가하였다. 이 때 각 경우 PWM 밸브의 반송주파수는 35Hz를 사용하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 다운 시프트의 경우 약 15초 경과 후 변속비가 정상상태에 도달하고 있으나 업 시프트의 경우는 약 70초가 경과한 후 변속비가 정상상태에 도달한다. 또한 정상상태에 이르기까지의 과도상태도 서로 다른 양상을 보이고 있다. 이것은 금속벨트 CVT 시스템의 변속특성이 업/다운 시프트시 서로 다른 동적 특성을 보이며 비선형성을 갖고 있음을 나타낸다고 볼 수 있다.

이러한 변속특성의 비선형성은 주로 금속벨트식 CVT의 구동메카니즘과 유압시스템의 특성에 기인한 것으로 판단된다. 즉 금속벨트 CVT의 변속은 구동 및 종동축 이동폴리에 공급되는 축력에 의해 이동 플랜지가 움직여 이루어지는데 이때 금속밴드와 280여개의 금속블록으로 구성된 벨트요소는 반경, 접선 및 축방향의 3차원 운동을 하게된다. 이 때 금속블록은 밴드위에서 상대운동을 하며 상대운동의 크기는 벨트 회전위치에 의존하고 상대운동시 블록과 밴드사이에는 마찰력이 작용한다. 또한 벨트요소와 폴리 사이의

마찰에 의해 토크가 전달되며 이때 마찰계수는 변속비와 부하토크의 크기에 따라 다른 값을 보인다.⁶⁾ 한편 축력공급에 사용되는 PWM 고속 전자밸브는 공급압력과 반송주파수에 따라 유/무효율 구간이 달라지며 포화특성을 갖고 있다.

금속벨트 CVT의 전달함수는 실험데이터를 이용한 시스템 식별(system identification)과정을 거쳐 구하였다. 이 때 시스템 식별을 위해 사용한 방법은 최소제곱오차법(least square error method)이다. 최소제곱오차법은 임의의 계수로 표현되는 함수를 실험데이터(y(t))와 가장 유사한 경향을 보이도록 계수를 추정한 선형회귀법(linear regression analysis)의 일종이다. 가정한 함수y(t)는 다음식으로 표시된다.

$$y(t) = \sum_{i=1}^n a_i y(k-i) + e_k$$

n : 가정한 함수의 차수,
k : 실험 데이터 수 (2)

계수(a_i)는 가정한 함수(y(k))와 실험 데이터(y(y))간의 오차(e_k)제곱의 합(E)을 최소화하는 다음식에서 구해진다.⁷⁾

$$E = \sum_{k=n+1}^n [y(t) - \sum_{i=1}^n a_i y(k-i)]^2$$

$$\frac{\partial E}{\partial a_i} = 2 \sum_{k=n+1}^n [y(t) - \sum_{i=1}^n a_i y(k-i)] [-\sum_{i=1}^n (k-i)] = 0 \quad (3)$$

위 과정을 따라 여러가지 차수의 전달함수를 구하고 이 중에서 실험결과와 가장 유사한 경향을 나타내고 있는 다음의 전달함수를 각각 금속벨트 CVT의 변속비 업/다운 시프트 전달함수로 선정하였다.

$$G = \frac{b_4 s^4 + b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b^0}{s^5 + a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a^0} \quad (4)$$

여기서 a₁~a₅와 b₁~b₅는 전달함수의 계수로 서 업 시프트와 다운 시프트시 각각 다른 값을 갖는다.

4. 금속벨트 CVT의 변속비 LQG/LTR 제 어기 설계

제어대상 시스템의 수학적 모델은 실제 시스템에 대한 불완전한 묘사이므로 항상 어느 정도의 모델링 오차가 존재한다. 일반적으로 모델링 오차로부터 발생하는 제어시스템의 불확실성에 대한 고려는 제어기 설계시 매우 중요한 작업으로서 제어시스템의 성능뿐만 아니라 안정도 문제에 까지 관련되어 있다. 따라서 제어시스템이 만족할만한 제어성능을 갖게 하기 위해서는 이러한 모델링오차에 대하여 충분한 강인성(robustness)과 안정성(stability)을 갖도록 설계된 제어기의 적용이 필요하다.

LQG/LTR(Linear Quadratic Gaussian/Loop Transfer Recovery)제어이론은 제어기를 설계하는 과정에서 파라메타 산정방법이 조직적이며, 설계된 제어시스템의 성능을 주파수 영역상에서 예측 할 수 있는 강인제어기법의 하나로서 TFL(Target Filter Loop)의 설계를 통하여 칼만필터를 설계하고 LTR(Loop Transfer Recovery)을 수행하여 저가 제어 LQR(Linear Quadratic Regulator)문제로 접근을 시도한다. 이러한 과정을 통해 설계된 LQG/LTR 제어시스템은 안정도-강인성 측면에서 우수한 성능을 보임이 입증되었다.⁸⁾

앞서 도출된 금속벨트 CVT의 전달함수는 변속비 업/다운 시프트시 서로 다른 응답특성이 나타내고 있으므로 LQG/LTR 제어기도 변속비 업/다운 시프트의 두 가지 경우에 대해서 설계하였다. Table 1과 Table 2는 앞에서 제시된 절차에 따라 LQG/LTR 제어기를 설계하기 위한 상태변환에 대한 표이다. 표에 나타나 있듯이 모두 상태공간식으로의 변환이 가능하며 업 시프트의 경우는 최소위상 시스템이지만 다운 시프트의 경우에는 전달함수 영점이 s-평면상의 우측에 있는 비최소위상 시스템을 알 수 있다. 일반적

Table 1 State space representation of G(s) at up shift

G(s)	$\frac{-0.03361s^4 - 0.1019s^3 - 0.1754s^2 - 0.112s - 0.02041}{s^5 + 4.435s^4 + 4.527s^3 + 2.174s^2 + 0.5096s + 0.02268}$
A _p	$\begin{bmatrix} -4.435 & -4.527 & -2.174 & -0.5096 & -0.227 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}$
B _p	$[1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$
C _p	$[-0.0336 \ -0.1019 \ -0.1754 \ -0.1112 \ -0.0204]$
zeros	$-0.3125, -0.6391, -1.0396 \pm 1.39j$

Table 2 State space representation of G(s) at down shift

G(s)	$\frac{0.2518s^4 + 0.0733s^3 + 0.0538s^2 + 0.01788}{s^5 + 1.606s^4 + 0.9143s^3 + 0.2249s + 0.02062}$
A _p	$\begin{bmatrix} -1.606 & -0.9143 & -0.2249 & -0.0206 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$
B _p	$[1 \ 0 \ 0 \ 0]^T$
C _p	$[0.2518 \ 0.0733 \ 0.0538 \ 0.022]$
zeros	$0.014 \pm 0.4716j, -0.319$

인 LQG/LTR 제어기 설계는 최소위상 시스템을 바탕으로 수행하지만 특정주파수역에서는 비최소 위상 시스템에서도 제어성능을 얻을 수 있으므로 비최소위상 시스템에 대한 특별한 고려없이 LQG/LTR 제어기의 설계작업을 수행하였다.

Fig.6, Fig.7은 업/다운 시프트시의 TFL과

LTR의 주파수역 특성을 나타낸 그림이다. 업 시프트시 LQG/LTR 제어기가 적용된 제어시스템의 경우 특이값은 저주파 영역에서 일정한 차이를 가지고 TFL를 잘 추종하고 있으나 고주파 영역에서는 잘 일치하고 있지 않다. 일반적인 LQG/LTR제어 시스템의 주파수역 특성은 LQG

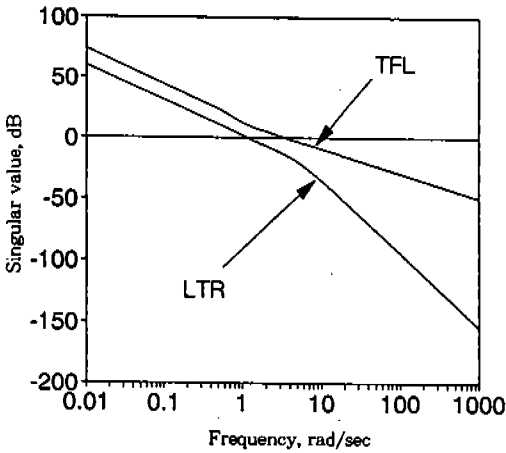


Fig.6 Singular value plots of TFL and LTR at up shift

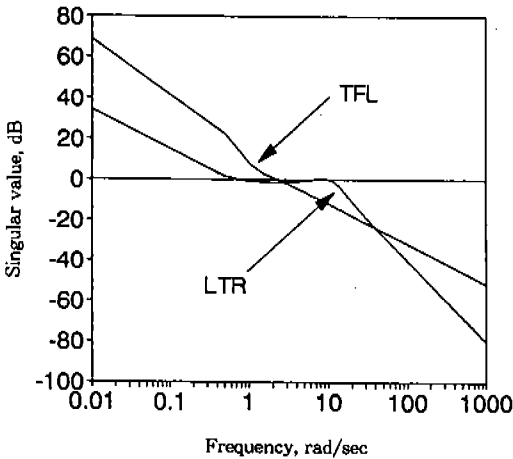


Fig.7 Singular value plots of TFL and LTR at down shift

/LTR 설계 파라메타 ρ 를 0에 접근시켜 교차주파수의 10배까지 TFL과 LTR의 특이값을 거의 일치하도록 할 수 있다.⁹⁾ 그러나 본 연구에서는 Fig.6과 Fig.7에서 볼 수 있듯이 TFL과 LTR의 특이값을 일치시키지 않았다. 이것은 특이값을 일치시키도록 ρ 를 설정할 경우 제어기에서 출력되는 제어입력의 값, 즉 PWM 고속전자밸브의 듀티율이 무효율 구간에서 반복되는 포화특성을 나타내어 제어가 불가능 하였기 때문이다. 따라

서 본 연구에서는 일련의 예비실험결과를 기초로 TFL의 교차주파수를 2rad/sec에 설정하고 LTR에 의한 교차주파수가 1rad/sec가 되도록 설계하였다. 다운 시프트시의 주파수역 특성은 비최소 위상 시스템에 대하여 LQG/LTR 제어가 설계되었기 때문에 일반적인 LQG/LTR 제어시스템의 주파수역 특성과 다른 양상을 보이고 있다.

5. 변속제어 실험

도출된 전달함수에 의해 설계된 금속벨트 CVT의 변속비 LQG/LTR 제어시스템의 명령추종성능, 안정도, 강인성을 실험적으로 확인하기 위하여 다음과 같은 각 항목에 대하여 실험을 수행하였다.

- 계단입력에 대한 추종성능
- 정현파입력에 대한 추종성능
- 외란 제거 성능

계단입력에 대한 추종성능

Fig.8은 변속비 기준입력을 1.4에서 1.2로 업 시프트 시켰을 때 변속비와 PWM 밸브의 변화의 응답을 도시한 것이다. 약 9초 경과후 정상상태 오차없이 기준입력을 잘 추종하고 있다. 그러나 Fig.8에서 볼 수 있듯이 응답이 느리고 오버슈트가 발생하였다.

Fig.9는 변속비 다운 시프트에 대한 응답으로서 업 시프트의 경우와 유사한 응답특성을 보인다. Fig.8, 9에서 볼 수 있듯이 제어된 시스템의 변속비 응답은 시상수(time constant)가 2초 이상으로 실제 사용하기에는 대단히 느리다. 따라서 실차 장착을 위하여는 보다 큰 유량을 갖는 전용 유압밸브 사용이 필수적이다.

정현파 입력에 대한 추종성능

Fig.10, 11은 정현파 변속비 입력에 대한 LQG/LTR 제어시스템의 응답을 도시한 것이다. 정현파 기준입력은 변속비 업/다운 시프트를 반복하는 형태로 인가되고 있으므로 제어기 역시 변속비 업/다운 시프트 각각의 경우에 해당하는

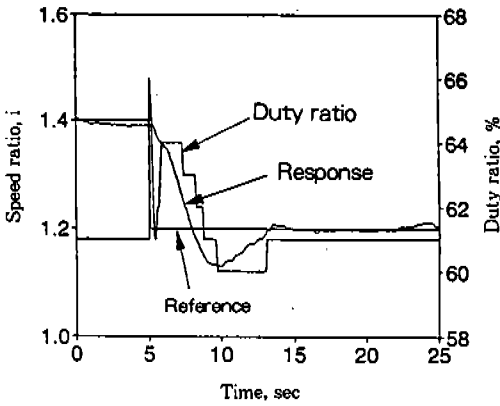


Fig.8 Response for step input at up shift

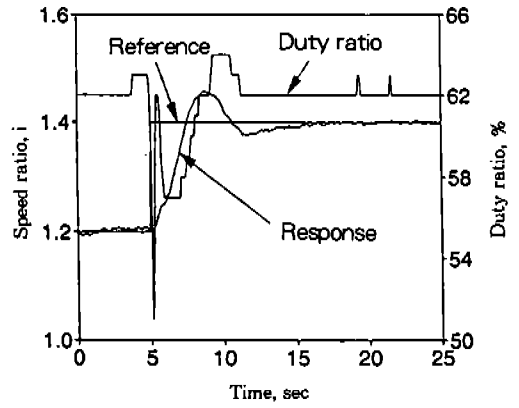


Fig.9 Response for step input at down shift

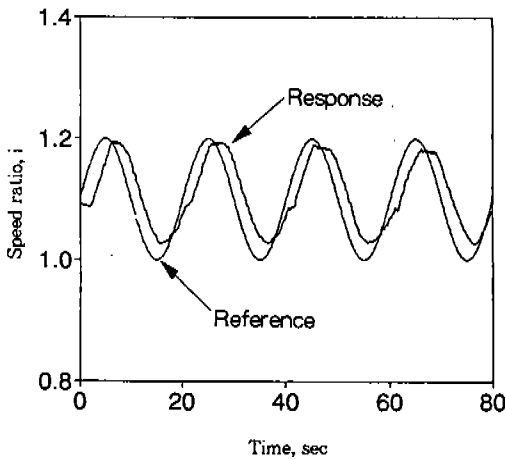


Fig.10 Response for sinusoidal input(T=40sec)

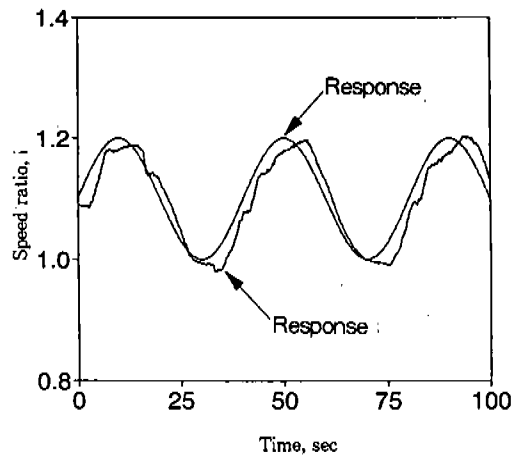


Fig.11 Response for sinusoidal input(T=20sec)

제어기를 적용하여 실험을 수행하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 LQG/LTR 제어시스템은 기준입력에 대한 약간의 오차와 위상차를 보이며 추종하고 있으나 비교적 기준입력을 잘 추종하고 있다. 그러나 주기가 40초(Fig.10)에서 20초(Fig.11)로 빨라짐에 따라 위상차가 더욱 크게 발생하고 있다. 이것은 다음 2가지 원인에 의한 것으로 생각된다. 먼저 설계된 제어기 성능미흡에 의한 것으로 기준입력의 주기가 빨라짐에 따라 설계된 LQG/LTR 변속비 제어기가 갖고있는 제어성능이 상실되고 있기 때문이며, 또 다른 원인

은 유도된 전달함수가 실험영역에서 계의 특성을 충분히 정확하게 반영하지 못했기때문이다. 최근 연구에 의하면 CVT 변속동특성은 변속비에 의존한다고 보고된 바 있다.¹⁰⁾ 본 연구에서 유도된 전달함수는 Fig.5에서 볼 수 있듯이 변속비 1.4~2.3 영역에서 도출된것이나 변속특성 실험은 변속비 0.97~1.2 범위로서 전달함수가 도출된 영역밖에서 수행되었다. 따라서 변속비 응답은 항상 크기 오차와 위상차를 보이며 기준입력의 주기가 빨라지면 제어기 성능 미흡에 따라 오차가 더욱 증가 하는것으로 생각된다. 추후 연구에

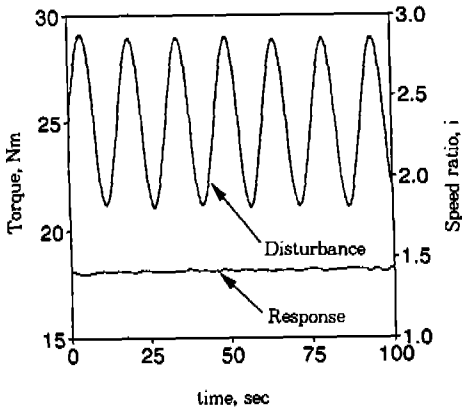


Fig.12 Response by LQG/LTR controller with disturbance

서는 변속비 크기를 고려한 변속특성 해석이 요구된다.

외란 제거성능

Fig.12는 외란 제거성능에 대한 실험결과이다. 실험은 기준입력으로 변속비를 일정하게 유지시키면서 부하토크를 변화시킬 때의 변속응답을 관찰하여 수행하였다. 외란은 CVT 중동축과 연결된 부하시스템을 이용하여 기준 부하토크 25Nm에 정현파 형태 $4\sin\omega t$ 의 부하토크를 공급하였다.

만약 제어가 없다면 CVT는 주어진 토크변화에 대응하여 변속비 1.4를 기준으로 정현파 형태로 변화할 것이나, 그림에서 알 수 있듯이 인가된 외란에도 불구하고 설계된 제어시스템은 기준입력으로 설정된 변속비를 유지하고있다. 이는 설계된 LQG/LTR 제어가 양호하게 외란을 제거하고 있음을 타낸다.

6. 결 론

PWM 고속전자밸브 제어 금속벨트 CVT 시스템의 전달함수를 실험적으로 도출하였다. 전달함수는 PWM 밸브 듀티율 입력에 대한 변속비 출력으로 정의하고 계단입력에 대한 실험결과를 이용하여 선형회귀 분석법으로 구하였다. 도출된

전달함수는 변속비 업/다운 시프트시 서로다른 동특성을 보이며 이러한 금속벨트 CVT 시스템의 동특성은 기계요소의 구조, 마찰특성, PWM 밸브 및 액츄에이터 특성에 기인한 것으로 판단된다.

유도된 전달함수를 이용하여 금속벨트 CVT의 변속비 LQG/LTR 제어를 설계하고 실험적으로 그 성능을 검증하였다. 설계된 제어시스템은 계단 및 정현파 기준입력에 대하여 비교적 양호한 명령 추종성능과 우수한 외란 제거 성능을 보였으나 응답속도가 느리고 크기오차와 위상차를 보였으며 기준입력의 주기가 빨라짐에 따라 오차의 크기는 증가하였다. 이의 개선을 위하여는 보다 성능이 우수한 제어기 설계가 요구되며, 변속비의 크기를 고려한 변속동특성 해석이 필요하다.

후 기

이 연구는 교육부 기계공학 학술연구 조성비 (ME 95-D-10)에 의해 수행되었으며 실험에 필요한 지원을 하여 주신 현대 자동차 마북연구소 연구6팀께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Y. Sakai, "The "ECVT" Electro Continuously Variable Transmission", SAE 880481, 1988.
2. W. Seidel, J. Petersmann, U. Hickmann, "Adaptive Control System for Continuously Variable Transmission", SAE 925062, 1992.
3. M. Boos, R. Vorndran, "The ZF CFT 20 E Continuously Variable Transmission for Mid-Range Automobiles", SAE 945028, 1994.
4. 김현수, 김광원, "금속 V-벨트 CVT의 동력 전달과 변속비-부하토크-축력관계", 대한기계학회논문집 Vol. 14, No. 2, pp. 349~357, 1990.

5. H. Kim, J. Lee, "Analysis of Belt Behavior and Slip Characteristics for a Metal Belt CVT", Mechanism and Machine Theory, Vol. 29, pp. 865~876, 1994.
6. T. Fujii 외 2인, "A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT", SAE 930667, 1993.
7. G. A. Pedikaris, "Computer Controlled System, Theory and Applications", Kluwer Academic Publishers, 1991.
8. G. Stein, M. Athans, "The LQG/LTR Procedure for Multivariable Feedback Control Design", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. AC-32, No. 2, Feb, 1987.
9. 김종식, 선형제어시스템 공학, 청문각, 1994.
10. T. Ide 외 2인, "Experimental Investigation of Shift Speed Characteristics of a Metal Belt CVT", Proceeding of CVT '96 Int. Conference, Yokohama, 1996.