

# 자동변속기의 과도토크 저감을 위한 비선형 제어기설계

김 동 환\* · 이 교 일\*\*

## Nonlinear Control Design for Reducing Shifting Torque in Automatic Transmission

D.H. Kim\*, Kyo-Il Lee\*\*

### ABSTRACT

We consider controller design problem to enhance shift quality for automatic transmission. A dynamic modeling related to shifting (mainly 2-3 up-shift) is constructed and nonlinear robust controllers are designed to reduce output torque during shifting. Suggesting a new hydraulic circuit enabling the direct clutch drive, the control activity is extended and more implementable than the conventional design. The designed robust controllers overcome the unmodeled dynamics and the uncertainty embedding in the system. Moreover, the dynamic effect between the clutch pressure and the PWM valve duty is considered via singular perturbation technique.

**Key Words:** automatic transmission(자동변속기), robust control(견실제어), shift quality(변속성능), singular perturbation technique(극점천이법), direct clutch control (직접클러치 제어)

### 1. 서 론

자동변속기는 토크컨버터, 유성치차, 다판클러치, 브레이크 및 일방향 클러치 및 유압밸브등의 복잡한 유압회로 및 TCU(Transmission Control Unit)로 구성되어 부하조건, 쓰로틀(throttle) 개도조건 등에 따라 자동으로 변속비가 결정된다. 즉 변속제어는 기존의 복잡한 유압회로의 하드웨어를 통하여 매 변속시 적절한 클러치 압력을 튜닝(tuning)하여 TCU에 클러치 압력을 기설정하여 수행된다. 이때 형성된 압력의 형상에따라 변속시 출력축에 토크를 형성시키게 되며 이는 운전자의 승차감을 결정하

므로 이 토크를 적절히 저감시키기 위한 제어전략이 요구된다. 기존의 변속기의 유압회로에서는 하나의 압력제어 솔레노이드밸브로 모든 변속단의 클러치 압력을 제어하는 수동적 제어방식이며 제어영역 또한 넓지 못하여 정교한 압력제어가 사실상 불가능하다. 이를 극복하기 위하여 해당 단변속에 관련되는 클러치 및 브레이크의 압력을 직접제어할 수 있는 새로운 유압회로를 구상하여 압력의 제어범위를 확대하고 정교한 제어기의 실현을 가능하게 하는 변속제어 시스템이 요구된다.

변속시 과도토크를 저감시키기 위한 연구가 다수 진행되어 왔다<sup>1-3)</sup>. 이 방안은 복잡한 수학적 모델을 배제하고

\* 한국생산기술연구원  
 \*\* 서울대학교 기계설계학과

토크 센서를 대용하여 차량속도 센서의 정보를 통한 간접 제어 방식을 택하였다. 그러나 실제 변속시 과도토크는 토크컨버터의 터빈 각속도 변화율과 밀접한 연관이 있으므로 현실적이지 못하다. 또한 변속과정의 수학적 모델링을 반영하지 않으므로 클러치판의 마찰계수, 차량의 부하저항계수등 불확실한 변수등을 제어기 설계에 충분히 반영하지 못하는 문제가 있다.

본 논문에서는 기존의 클러치 및 브레이크의 압력제어 방식 즉 변속시 모든 단에 걸쳐 하나의 압력제어 밸브를 사용하고 압력을 유압회로 내에 있는 어큐뮬레이터(accumulator)의 백업압력으로 제어함으로써 제어의 한계가 형성되는 문제를 극복하고자 클러치에 적절한 압력을 직접 제공할 수 있는 제어시스템과 이에 부응하는 제어기법을 제안하고자 한다. 변속과정에 대한 수학적 모델링을 구축하고 마찰력등 불확실한 변수에 적절히 대응할 수 있는 비선형 건실제어기를 제안한다. 변속단은 과도토크에 가장 영향을 미치는 2단에서 3단으로의 상향 변속을 대상으로 하였다. 제안된 건실제어기는 여러 불확실한 변수에 대하여 건실성을 확보하고 또한 압력제어 밸브로부터 압력이 형성되기까지의 밸브의 동특성을 감안하는 대안으로써 극점천이법(singular perturbation technique)을 이용한 건실제어 알고리즘을 제안한다. 제어기 설계에 필요한 변수로는 엔진, 터빈, 차량의 속도를 이용하며 고가의 센서와 외란에 취약한 각 토크센서를 배제시켜 제어기를 구성한다. 그리하여 제안된 제어기의 실차 적용성을 가능하게 한다.

## II. 변속과정 모델링

변속시 관련되는 부분은 엔진, 토크컨버터, 유성기어, 클러치, 브레이크, 일방향클러치 및 압력조절밸브이다. 엔진은 입력이 되는 동력원으로서 쓰로틀밸브 개도, 공기와 연료비, 점화시간지연, 공기량 및 엔진회전수에 의한 동적 모델<sup>(4)</sup>을 이용할 경우 해석이 난해하여 여기서는 실험적으로 알려진 엔진회전수와 엔진 출력토크에 대한 정적 성능곡선을 이용한다. 더구나 클러치나 브레이크보다 빠른 응답성을 가지므로 제어기설계시에는 동적모델 대신 정적모델을 적용하여도 큰 영향은 없다. 다음으로 토크컨버터는 토크 증배용으로 이용되며 펌프, 터빈 및 스테이터로 구성되어 있어 동적모델<sup>(5)</sup>이 상당히 복잡하고 해석이 용이하지 않으므로 적용이 상당히 어렵다. 따라서 엔진모델링과 같이 펌프와 터빈의 회전속도에 따른 토크

비 및 용량계수에 대한 표준화된 정적모델을 이용한다<sup>(6)</sup> 엔진 및 토크컨버터에서의 동역학적 관계식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} I_e \dot{\omega}_e &= T_e - T_p \\ T_p &= C_p(q) \omega_e^2 \\ T_t &= T_r(q) T_p \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $I_e$ 는 엔진의 회전관성이며,  $\omega_e$ 는 엔진회전속도,  $T_e$ 는 엔진토크로서 엔진회전속도의 함수이며,  $q = \frac{\omega}{\omega_e}$ 는 엔진과 터빈의 속도비이고,  $T_p$ 는 펌프토크로서 엔진과 터빈의 속도비의 함수로 주어진다. 그리고  $C_p(q)$ 는 토크용량계수(capacity factor)이며  $T_r(q)$ 는 토크비(torque ratio)를 나타낸다(Fig.1).

자동변속기의 2-3단 상향변속은 Fig. 2와 같이 클러치 전달토크의 발생에 의해 출력축 토크가 갑자기 떨어지는 토크영역(torque phase)과 변속비 변화에 의해 차속이 증가하려 하나 차량관성에 의해 차속이 상승하지 못하게 됨에 따른 반작용으로 과도토크가 증가하게 되는 관성영역(inertia phase)으로 나누어진다.

본 논문에서~적용한 변속기의 구조는 Fig. 3과 같다. 여기서 C1~C3는 클러치를 표시하고 B1~B3는 브레이크를 나타내며 F1~F3는 일방향클러치를 나타낸다. 2-3단 변속시 언더드라이브 유성기어 캐리어와 선기어를 접속시키는 C3 클러치의 결합과 더불어 B4 밴드브레이크 및 F3 일방향 클러치의 해방에 의하여 2-3단 상향변속이 이루어진다. 토크영역에서는 변속신호 발생후 C3 클러치로의 압력상승에 의하여 F3 일방향 클러치에 걸리는 토크가 서서히 감소하여 0가 되는 시점에서 관성영역이 시작되며 C3 클러치에 의해 결합되는 언더드라이브 유성기어 선기어

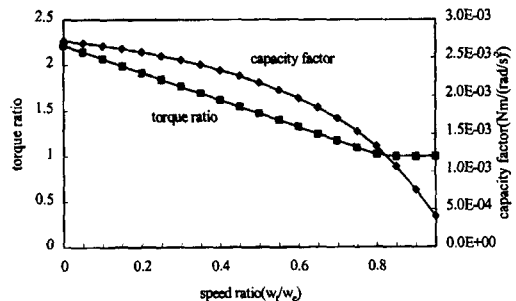


Fig. 1 Characteristic of the hydraulic torque converter

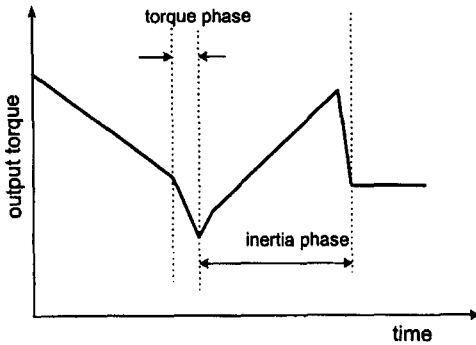


Fig. 2 Diagram of the shift process

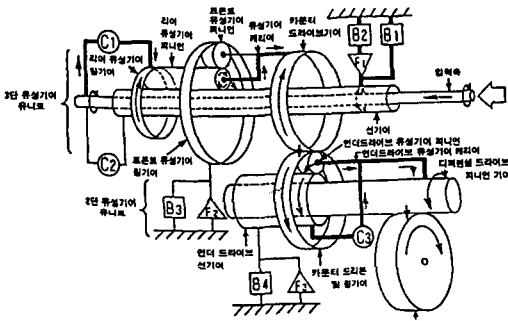


Fig. 3 Schematic diagram of the automatic transmission

낮 캐리어의 속도가 일치하여 관성영역이 종료되며 3단으로 전환된다. 각 영역별 동역학식은 다음으로 주어진다.

2단:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_t &= a_{21}T_t + c_{21}T_l \\ \dot{\omega}_{out} &= a_{22}T_t + c_{22}T_l \\ T_{out} &= a_{23}T_t + c_{23}T_l \end{aligned} \quad (2)$$

토크영역:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_t &= a_{11}T_t + b_{11}T_{c3} + c_{11}T_l \\ \dot{\omega}_{out} &= a_{12}T_t + b_{12}T_{c3} + c_{12}T_l \\ T_{out} &= a_{13}T_t + b_{13}T_{c3} + c_{13}T_l \end{aligned} \quad (3)$$

관성영역:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_t &= a_{14}T_t + b_{14}T_{c3} + c_{14}T_l + d_{14}T_{b4} \\ \dot{\omega}_{out} &= a_{15}T_t + b_{15}T_{c3} + c_{15}T_l + d_{15}T_{b4} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} T_{out} &= a_{16}T_t + b_{16}T_{c3} + c_{16}T_l + d_{16}T_{b4} \\ \dot{\omega}_{s2} &= a_{17}T_t + b_{17}T_{c3} + c_{17}T_l + d_{17}T_{b4} \end{aligned}$$

3단:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_t &= a_{31}T_t + b_{31}T_{c3} + c_{31}T_l \\ T_{out} &= a_{32}T_t + b_{32}T_{c3} + c_{32}T_l \\ T_{out} &= a_{33}T_t + b_{33}T_{c3} + c_{33}T_l \end{aligned} \quad (5)$$

여기서  $\omega_t$ 는 터빈 각속도이며,  $\omega_{out}$ 은 출력축 각속도,  $\omega_{s2}$ 는 선기어의 각속도이며,  $T_{out}$ 는 출력축토크이다. 그리고  $T_t$ 는 터빈토크,  $T_{c3}$ 는 C3클러치의 토크로서 제어입력으로 작용하며  $T_l$ 는 부하토크로서 공기저항, 바퀴의 구름저항 및 경사부하이며,  $T_{b4}$ 는 B4클러치의 토크이다. 또한  $a_{ij}$ ,  $b_{ij}$ ,  $c_{ij}$ 는 유성기어의 기어비에 관련된 상수로써 알려진 값이다. 본 대상 변속기에서는 이 값은 다음과 같이 결정된다.

2단:

$$\begin{aligned} a_{21} &= 0.2893, & c_{21} &= -0.0485 \\ a_{22} &= 0.04851, & c_{22} &= -0.008136 \\ a_{23} &= 2.1967, & c_{23} &= 0.008923 \end{aligned} \quad (6)$$

토크영역:

$$\begin{aligned} a_{11} &= 0.6403, & b_{11} &= -0.1887, & c_{11} &= -0.0712 \\ a_{12} &= 0.0712, & b_{12} &= -0.0210, & c_{12} &= -0.0079 \\ a_{13} &= 3.2237, & b_{13} &= -0.9498, & c_{13} &= 0.0189 \end{aligned} \quad (7)$$

관성영역:

$$\begin{aligned} a_{14} &= 12.460, & b_{14} &= -10.2974, & c_{14} &= -0.0030, & d_{14} &= 10.2894 \\ a_{15} &= 0.0030, & b_{15} &= 0.0373, & c_{15} &= -0.0083, & d_{15} &= -0.0593 \\ a_{16} &= 0.1381, & b_{16} &= 1.6892, & c_{16} &= 0.0012, & d_{16} &= -2.6861 \\ a_{17} &= -10.2894, & b_{17} &= 8.80, & c_{17} &= -0.0593, & d_{17} &= -8.9572 \end{aligned} \quad (8)$$

3단:

$$\begin{aligned} a_{31} &= 0.2734, & c_{31} &= -0.0472, & d_{31} &= -0.1251 \\ a_{32} &= 0.0472, & c_{32} &= -0.0081, & d_{32} &= -0.0216 \\ a_{33} &= 2.1372, & c_{33} &= 0.0084, & d_{33} &= -0.9778 \end{aligned} \quad (9)$$

### III. 직접 클러치 제어방식

대상 자동 변속기는 밸브바디(valve body) 내에 있는 오일 압력조절 솔레노이드 밸브(PCSV: Pressure Control Solenoid Valve)를 이용하여 변속기 내의 유압을 전자적으로 조절할 수 있다. 그러나 오일 압력조절 솔레노이드 밸브를 이용하면 밸브바디 내의 라인압력만 조절이 되나 클러치내에 형성되는 압력은 독립적으로 제어가 불가능하므로, 클러치 압력을 독립적으로 제어하기 위해서 기존의 밸브바디<sup>(8)</sup>의 유압 회로를 변경하여 제어가능한 회로를 구성하였다. 변경한 유압회로에 대한 개념도 및 C3 클러치의 압력형상 및 변위는 Fig. 4와 같다.

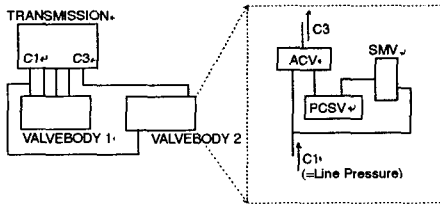


Fig. 4 Modified fluid circuit and C3 clutch pressure/displacement

여기서  $C1$ 은 유압회로내의 라인 압력으로 유압펌프와 연결되어 있고 PCSV는 비례압력조절 밸브로서 입력전압의 듀티값에 비례하여 클러치내의 압력을 조절한다. ACV는 어큐뮬레이터 제어 밸브이고 SMV는 솔레노이드 조절 밸브를 나타낸다. 상세한 밸브의 기능 및 역할은 참고문헌<sup>(8)</sup>에 예시되어있다.

### IV. 건실제어기 설계

#### IV-1. 제어기 설계과정

변속과도토크를 저감시키기 위한 제어기설계의 문제는 터빈, 부하토크 값들이 비선형 형태이고 불확실한 시스템이므로 이에 적절히 대응할 수 있어야 한다. 이를 극복하기 위하여 비선형이며 불확실한 시스템에 효과적으로 적용될 수 있는 건실제어기를 도입한다. 과도토크를 저감시키기 위하여 출력토크신호를 직접 이용하는 방법이 최적이나 현실적으로 토크신호를 이용한 제어기 설계는 복잡한 수학적 증명이 요구되고 또한 이 신호는 고가의 토크 센서의 신호를 필요로하게 되므로 실현화에 문제가 된다. 이의 대안으로서 토크신호를 추정하여 제어입력으로 쓸

수 있는 방안도 있지만 이 방법 역시 실제제어시 상당한 추정시간이 요구되므로 약 1초 이내에 완료되어야 할 변속제어에 그 적합성 여부가 신중히 고려되어야 한다. 본 연구에서는 변속시 발생하는 과도토크를 저감시키기 위하여 과도토크에 직접적인 영향을 주는 토크컨버터의 터빈속도 변화율을 적절히 조정하여 과도토크를 저감시키는 방안을 제시한다. 이 방법은 토크신호를 배제시키고 자동차에서 설치된 엔진, 터어빈 및 차량의 속도센서의 정보를 제어기의 입력으로 적용하는 제어기법이라는 것이 주요 특징이다.

제어 전략은 토크영역에서는 적절한 압력을 형성시키고 실제제어는 관성영역에서 수행한다. 터어빈의 속도가 원하는 형태를 가질수있도록 C3 클러치의 압력을 제어한다. 실제 터빈속도가 목표터빈 속도와 추적오차  $e$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$e = \omega_t - \omega_t^d \quad (10)$$

여기서  $\omega_t^d$ 는 목적하는 속도 궤적으로써 과도토크를 원하는 수준으로까지 저감시킬수 있게 결정한다. 식 (4)와 (10)으로부터 오차동역학은 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{e} = \dot{\omega}_t - \dot{\omega}_t^d = a_{14}T_t + b_{14}T_{c3} + c_{14}T_t + d_{14}T_{b4} - \dot{\omega}_t^d \quad (11)$$

$\lambda > 0$ 에 대해 건실제어기 입력을 다음의 형태로 취한다.

$$T_{c3} = b_{14}^{-1}(\dot{\omega}_t^d + p - \lambda e) \quad (12)$$

여기서

$$\rho(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) = \begin{cases} \frac{\eta(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})}{\|\eta(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})\|} \rho(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) & \text{if } \|\eta(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})\| \geq \epsilon \\ \frac{\eta(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})}{\epsilon} \rho(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) & \text{if } \|\eta(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})\| \leq \epsilon \end{cases} \quad (13)$$

$$\eta(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) = e \rho(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) \quad (14)$$

이며 한계함수  $\rho(\cdot)$ 는 식 (15)와 (16)으로 계산된다.

$$\|\phi(\sigma, \omega_t, \omega_e, \omega_{out})\| \leq \rho(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \phi(\sigma, \omega_i, \omega_e \omega_{out}) &= a_{14} T_i(\sigma, \omega_T / \omega_e) \\ &+ c_{14} T_i(\sigma, \omega_{out}) + d_{14} T_{b4}(\sigma) \end{aligned} \quad (16)$$

여기서  $\sigma$ 는 불확실한 변수를 나타내는 벡터이며 이 값은 컴팩한 집합(compact set) 내에 있다는 가정을 한다. 즉 불확실변수의 한계값이 유한하게 존재한다. 식(12)에서 제시한 제어기는 실용적 안정성을 보장한다<sup>(7)</sup>. 즉 추적오차(터빈속도와 목표터빈 속도차)는 유한하고 일정시간이후 일정값으로 머무른다. 더구나 추적오차는 적절한  $\epsilon$  값을 선택함으로써 극소화 시킬 수 있으며 이에 연관된 증명은 참고문헌<sup>(7)</sup>에 제시되어 있다.

#### IV-2. 대상 변속기에서의 한계함수 $\rho(\cdot)$ 의 계산

식(15)의  $\rho(\cdot)$ 는 한계함수로서  $T_i$ ,  $T_i$ 과  $T_{b4}$ 의 한계값을 취한다. 즉  $T_i$ 는 토크컨버터의 불확실하고 가변적인 파라미터에 의해 정확한 모델을 구하기 어려우나 이 파라미터의 한계가 결정될 수 있으므로 불확실변수가 포함된  $\omega_i$ 와  $\omega_e$ (엔진 속도)의 함수로서 기술할 수 있다.  $T$ 은  $\omega_{out}$ 의 함수로서 역시 그 한계를  $\omega_{out}$ 의 함수로 기술할 수 있다.  $T_{b4}$ 는 B4 클러치의 풀림 토크로써 역시 적절한 시간의 함수로 표현될 수 있다. 따라서  $\rho(\cdot)$ 는  $\omega_e, \omega_i, \omega_{out}$ 의 함수로 표현되며 이는 직접 제어기의 입력신호로 작용한다. 각 변수들의 특징을 상세 기술하면 다음과 같다.

본 대상 변속기의 경우  $T_i$ 의 모델링은 엔진 토크와 엔진속도, 터빈속도의 함수로써 정특성 자료에 근거하며 다음과 같이 기술된다.  $q = \omega_i / \omega_e$ 로하면 토크 용량계수인  $C_p = 10^{-3}(-2.8451q^2 + 0.5456q + 2.6254) Nm / (rad/sec)^2$ 로 결정하고 토크비인  $T_r$ 은  $q < 0.85$ 일때는  $T_r = -1.4338q + 2.2187$ 이고 그외는  $T_r = 1$ 로 결정되어 터빈 토크는 다음식(17)로 표시된다.

$$T_i = T_r C_p \omega_e^2 \quad (17)$$

부하토크  $T_l$ 의 모델링은 공기저항력, 구름저항력, 등판저항 등의 함수로써 다음의 관계를 가진다. 공기저항력  $C_f (r_{tire} \omega_{out})^2 = 0.4298(0.31\omega_{out})^2$ 차량의 질량을  $M_v$ 라하면 구름저항력 =  $2 * 0.004908 M_v$ , 등판저항은 경사각을  $\theta$ 라하면  $M_v g \sin(\theta)$ 로되며 결국 부하토크  $T_l = r_{tire}$ (공기저항+구름저항+등판저항)으로 결정된다.

C3클러치 토크  $T_{c3}$ 의 C3 클러치의 압력과 관계는 다음과 같다. C3 클러치의 제원은 바깥반경과 안쪽반경이 각각  $r_o = 0.054m$ ,  $r_i = 0.0455m$ 이며 마찰판수  $n_p = 6$ 으로 구성되어 있으므로 다음의 식(18)이 성립된다.

$$T_{c3} = \mu_s n_p P_{c3} R_m \quad (18)$$

여기서  $\mu_s$ 는 마찰계수로서 대상 클러치에서는 0.15 0.2의 값을 가지며  $P_{c3}$ 는 제어입력으로서 클러치 압력이다. 그리고  $R_m$ 은 기하학적 관계로써 다음의 값을 가진다.

$$R_m = \frac{2}{3} \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \quad (19)$$

C3 클러치내의 압력과 토크는  $\mu_s = 0.15$ 인 경우  $1 bar = 22.5Nm$ 의 값을 가진다.

B4 브레이크  $T_{b4}$ 의 모델링에서는 B4 브레이크 토크는 시스템의 변수에 지배된다. 이를 불확실한 요소로 처리하여 제어기에 반영할 수 있다. 즉 다음의 관계식으로 표현하여 시간의 함수로 기술할 수 있다.

$$T_{b4} = A_{b4} R_{b4} (\exp(\mu_b 2\pi) - 1) * \exp\left(-\frac{1}{0.2} t\right) \quad (20)$$

여기서

$$\begin{aligned} A_{b4} &= 1.69810^{-3} m^2 \\ R_{b4} &= 67.010^{-3} m \\ \mu_b &= 0.1316 * 1.7 \end{aligned} \quad (21)$$

이다. 결국 이 값의 한계값도 계산되어 한계함수  $\rho(\cdot)$ 에 포함된다.

#### V. 시스템 입력에 불확실한 변수가 있는 경우의 제어

제어입력  $T_{c3}$ 는 입력 토크값이며 이 값은 C3 클러치의 압력이 결정한다. 그러나 이 압력과 토크관계는 마찰판수, 마찰면적 및 마찰계수에 의해 결정되며 마찰계수는 운동중 변화가 있으므로 압력과 토크가 직접비례한다고 가정하는 것은 문제가 발생할 수 있다. 따라서 이를 극복하는 건설제어기법은 앞장에서 제시한 제어기에서 수정이 필요하게 된다. 식(18)에서 정의된대로  $B = \mu_s n_p$

$P_{c3}$ ,  $R_m$ 로 정의하면 이값은 마찰계수인  $\mu_s$ 의 변화가능성 때문에 불확실한 값이다. 따라서 이 값을 미지의 부분과 기지의 두 부분으로 나누어서 식 (22)와 같이 표현한다.

$$B = \bar{B} + \Delta B \quad (22)$$

여기서  $\bar{B}$  알려진 값이며,  $\Delta B$ 는 불확실한 값을 표현한다. 따라서 오차동역학은 다음과 같이 기술된다.

$$\dot{e} = a_{14}T_i + b_{14}(\bar{B} + \Delta B)P_{c3} + c_{14}T_i - \dot{x}_3^d \quad (23)$$

견실제어기 설계는 다음의 형태로 구성된다.

$$P_{c3} = (b_{14}\bar{B})^{-1}(\dot{\omega}_i^d + P_2 + \lambda e) \quad (24)$$

$\varepsilon_2 > 0$ 에 대하여

$$P_2(\omega_i, \omega_e, \omega_{out}) \quad (25)$$

$$= \left\{ \begin{array}{l} -\frac{\eta_2(\omega_i, \omega_e, \omega_{out})}{\|\eta_2(\omega_i, \omega_e, \omega_{out})\|} \bar{\rho}(\omega_i, \omega_e, \omega_{out}) \text{ if } \|\eta_2(\omega_i, \omega_e, \omega_{out})\| \geq \varepsilon_2 \\ -\frac{\eta_2(\omega_i, \omega_e, \omega_{out})}{\varepsilon_2} \bar{\rho}(\omega_i, \omega_e, \omega_{out}) \text{ if } \|\eta_2(\omega_i, \omega_e, \omega_{out})\| \leq \varepsilon_2 \end{array} \right.$$

로 주어진다.

여기서

$$\eta_2(\omega_i, \omega_e, \omega_{out}) = e \rho(\omega_i, \omega_e, \omega_{out}) \quad (26)$$

이다. 또한  $\rho(\cdot)$ 는 앞장에서 정의된 한계함수와 같은 값이다. 그리고  $\bar{\rho}(\cdot)$ 는 다음과같이 계산된다.

$$\|\phi_2(\sigma, \omega_i, \omega_e, \omega_{out})\| \leq \bar{\rho}(\omega_i, \omega_e, \omega_{out}) \leq (1 + \lambda_E) \rho(\omega_i, \omega_e, \omega_{out}) \quad (27)$$

$$\phi_2(\sigma, \omega_i, \omega_e, \omega_{out}) = a_{14}T_i + c_{14}T_i + c_{14}T_i + d_{14}T_{b4} \quad (28)$$

$$\lambda_E = \min_{\sigma \in \Sigma} \|\Delta B\| - 1 \quad (29)$$

여기서  $\lambda_E$ 는 입력벡터의 불확실성의 한계값을 나타내는 상수로써 -1 보다 큰값이 된다는 가정하에 제어기를 설계한다<sup>7)</sup>.

본 논문에서 제안한 제어 알고리즘이 1-2단 또는 3-4

단 변속에도 적용이 가능하다. 일반적으로 변속기에서의 과도토크 저감에 가장 영향을 주는 과정이 2-3단이며 다른 단에서는 비교적 작은 토크가 발생하는 경향이 있다. 만약 2-3단 이외의 변속과정의 제어가 필요하면 논문에서 제시한 2-3단 변속과정의 동적모델을 다른 단으로까지 확장하여 같은 제어 알고리즘을 적용할 수 있다.

## VI. 극점천이법 (singular perturbation technique)을 이용한 견실제어기 설계

IV 장에서 제시한 제어기는 C3 클러치의 압력을 제어 입력으로하여 제어기를 구성하였다. 그러나 실제에서는 클러치내의 압력은 PWM 밸브의 입력 듀티값과 이에 형성되는 압력과는 동특성이 영향을 주게된다. 즉 최종입력인 듀티값과 이에따라 형성되는 클러치압력과는 시간지연이 발생하여 이에따른 제어성능의 영향에 대한 분석이 필요하게된다. 본 연구에서는 실제 실험된 밸브의 특성을 고려하여 클러치압력과 제어입력인 듀티값 사이를 1차 지연요소로 간주하여 새로운 견실제어기를 설계하고자 한다. 여기에서는 극점천이법(singular perturbation)을 이용하여 제어기를 구성한다.

제어대상인 관성영역의 터빈 각속도 추적동역학과 압력 조절밸브의 동특성이 포함된 모델을 다음식으로 표현한다.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_i &= a_{14}T_i + b_{14}T_{c3} + c_{14}T_i + d_{14}T_{b4} \\ &= a_{14}T_i + \bar{b}_{14}P_{c3} + c_{14}T_i + d_{14}T_{b4} \end{aligned} \quad (30)$$

$$m\dot{P}_{c3} = nP_{c3} + \gamma v \quad (31)$$

여기서

$$\bar{b}_{14} = b_{14}\mu_s \quad n_p \quad R_m \quad (32)$$

이다.  $v$ 는 제어입력인 듀티값이며  $m, n$  그리고  $\gamma$ 는 비례 압력조절 밸브의 동특성에 관련된 상수이다. 여기서  $m_1 = \frac{m}{\beta}$  로 하여 식 (31)을 정리하면 식 (33)과 같다.

$$\beta m_1 \dot{P}_{c3} = nP_{c3} + \gamma v \quad (33)$$

상태변수를 다음과 같이 설정한다.

$$x = \begin{bmatrix} \omega_i \\ \beta P_{c3} \end{bmatrix} \quad (34)$$

여기서  $x = 0$ 로하여 즉 축소모델(reduced model)을 구성하면 식 (35)와 같다.

$$nP_{c3} = -\gamma v \quad (35)$$

견실제어기를 다음과 같이 선정한다.

$$v = v_r + K(\omega_t - P_{c3}) \quad (36)$$

여기서  $v_r$ 은 차후에 서술하고  $K$ 는 상수이다. 식 (36)을 식 (35)에 대입하면  $P_{c3}$ 는 아래와 같이 정리된다.

$$P_{c3} = \frac{-\gamma v_r - \gamma K \omega_t}{n - \gamma K} \quad (37)$$

실제  $P_{c3}$ 와 축소모델에 상응하는  $P_{c3}$  (식(37)에 예시)과의 차이를  $y$ 라하면 다음식이 성립한다.

$$y = P_{c3} + \frac{\gamma v_r + \gamma K \omega_t}{n - \gamma K} = P_{c3} + k_1 v_t \quad (38)$$

여기서

$$k_1 = \frac{\gamma}{n - \gamma K} \quad (39)$$

$$v_t = v_r + K \omega_t \quad (40)$$

이다.

식 (38)의 양변에  $\omega_t$ 를 곱하고 미분하면 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \beta \dot{y} &= \beta \dot{P}_{c3} + \beta k_1 \dot{v}_t \\ &= \beta \left( \frac{n}{m} P_{c3} + \frac{\gamma}{m} v \right) + \beta k_1 \dot{v}_t \\ &= \beta \frac{1}{m} (n - \gamma K) y + \beta k_1 \dot{v}_t \\ &=: \eta_1 y + \beta k_1 \dot{v}_t \end{aligned} \quad (41)$$

여기서

$$\eta_1 = \beta \frac{1}{m} (n - \gamma K) \quad (42)$$

이다. 다음으로 식 (30)에서부터  $\omega_t$ 의 동역학은 다음과 같이 정리된다.

$$\dot{\omega}_t = a_{14} T_t + \bar{b}_{14} (y - k_1 v_t) + c_{14} T_t + d_{14} T_{b4}$$

$$\begin{aligned} &= f + \bar{b}_{14} y - \bar{b}_{14} k_1 v_t \\ &= f + \bar{b}_{14} y - \bar{b}_{14} K \omega_t - \bar{b}_{14} k_1 v_r \end{aligned} \quad (43)$$

여기서

$$f = a_{14} T_t + c_{14} T_t + d_{14} T_{b4} \quad (44)$$

이다. 식 (43)에서  $y = 0$ 로하여 즉 경계층 모델(boundary layer model)을 구하면 식 (45)와 같다.

$$\dot{\omega}_t = f - \bar{b}_{14} K \omega_t - \bar{b}_{14} k_1 v_r \quad (45)$$

여기서 제어기의 일부인  $v_r$ 을 다음과 같이 선정한다.

$$v_r = -\frac{1}{\bar{b}_{14} k_1} (\bar{b}_{14} k \omega_t - \bar{f} + \dot{\omega}_t^d - \lambda(\omega_t - \omega_t^d) + P_3) \quad (46)$$

여기서  $\bar{f}$ 는  $f$ 의 알려진 부분을 나타낸다. 그러면  $\omega_t$ 의 동역학은 다음과 같이 정리된다.

$$\dot{e} = \dot{\omega}_t - \dot{\omega}_t^d = f - \bar{f} - \lambda(\omega_t - \omega_t^d) + P_3 \quad (47)$$

여기서  $\varepsilon_3 > 0$ 에 대해  $p_3(\cdot)$ 을 다음과 같이 설정한다.

$$P_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) = \begin{cases} \frac{\eta_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})}{\|\eta_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})\|} \rho_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) \text{ if } \|\eta_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})\| \geq \varepsilon_3 \\ \frac{\eta_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})}{\varepsilon_3} \rho_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) \text{ if } \|\eta_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out})\| \leq \varepsilon_3 \end{cases} \quad (48)$$

여기서

$$\eta_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) = e \rho_3(\omega_t, \omega_e, \omega_{out}) \quad (49)$$

이며 한계함수  $\rho_3(\cdot)$ 는 다음식으로 계산된다.

$$\|f(\sigma, \omega_t, \omega_{out}, \omega_e) - \bar{f}(\omega_t, \omega_{out}, \omega_e)\| \leq \rho_3(\omega_t, \omega_{out}, \omega_e) \quad (50)$$

이론 동적시스템 (41)와 (47)는 제어기 (36)에 의하여 실용적 안정성을 보장한다.

증명

리아프노프 함수를 다음과 같이 정의한다.

$$V(e, y) = (1-d)V_1(e) + dV_2(y) \quad (51)$$

여기서  $0 < d < 1$ 의 상수이며  $V_1$ 과  $V_2$ 는 다음과 같다.

$$V_1(e) = \frac{1}{2}e^2 \quad (52)$$

$$V_2(y) = \frac{1}{2}y^2 \quad (53)$$

$V_1$ 의 시간 변화율은 식 (47)에 의해 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= e\dot{e} \\ &= e(f - \bar{f} - \lambda e + P) \\ &\leq \|e\| \|f - \bar{f}\| - \lambda e^2 + ep \end{aligned} \quad (54)$$

식 (48)의  $p_3$ 에 의해 식 (54)는 다음과 같이 한정된다. 즉  $\|\eta(\cdot)\| > \varepsilon$ 에 대해

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &\leq \|e\| \|f - \bar{f}\| - \lambda e^2 + ep \\ &\leq \|e\| \rho - \lambda e^2 + \|e\| \rho \\ &= -\lambda e^2 \end{aligned} \quad (55)$$

$\|\eta(\cdot)\| > \varepsilon$ 에 대해

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &\leq \|e\| \|f - \bar{f}\| - \lambda e^2 + ep \\ &\leq \|e\| \rho - \lambda e^2 - \frac{\|e\|^2 \rho^2}{\varepsilon} \\ &\leq -\lambda e^2 + \frac{\varepsilon}{4} \end{aligned} \quad (56)$$

그러므로 식(55)과 (56)의해  $\dot{V}_1$ 는 다음과 같이 한정된다.

$$\dot{V}_1 \leq -\lambda e^2 + \frac{\varepsilon}{4} \quad (57)$$

리아프노프 함수  $V$ 의 시간변화율은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= (1-d)\dot{V}_1 + d\dot{V}_2 \\ &= (1-d)\left(-\lambda e^2 + \frac{\varepsilon}{4}\right) + d y \dot{y} \\ &= (1-d)\left(-\lambda e^2 + \frac{\varepsilon}{4}\right) + d y \frac{1}{\beta}(\eta_1 y + \beta k_1 \dot{v}_i) \end{aligned} \quad (58)$$

$$= (1-d)\left(-\lambda e^2 + \frac{\varepsilon}{4}\right) + d \frac{1}{\beta} \eta_1 y^2 + dk_1 \dot{v}_i y$$

만약  $\|\dot{v}_i y\| \leq \alpha_1 \|y\|^2 + \alpha_2 \|y\|$ 이 성립되는 상수  $\alpha_1$ 과  $\alpha_2$ 가 존재하면 (존재여부는 뒤에 서술함)식 (58)은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq (1-d)\left(-\lambda e^2 + \frac{\varepsilon}{4}\right) + d \frac{1}{x} \eta_1 y^2 \\ &\quad + d k_1 (\alpha_1 \|y\|^2 + \alpha_2 \|y\|) + 2(1-d) \|e\| \|y\| \\ &= -(1-d)\lambda e^2 + \left(d \frac{1}{\beta} \eta_1 + dk_1 \alpha_1\right) y^2 \\ &\quad + 2(1-d) \|e\| \|y\| + dk_1 \alpha_2 \|y\| + (1-d) \frac{\varepsilon}{4} \\ &= -[\|e\| \|y\|] H [\|e\| \|y\|]^T + d\alpha_2 k_1 \|y\| + (1-d) \frac{\varepsilon}{4} \end{aligned} \quad (59)$$

여기서  $H$ 는 다음과 같다.

$$H = \begin{bmatrix} (1-d)\lambda & -(1-d) \\ -(1-d) & -d \frac{1}{\varepsilon} \eta_1 - d\alpha_1 \end{bmatrix} \quad (60)$$

그러므로  $H > 0$ 이 되는  $d$ 와  $\varepsilon$ 을 선택하면

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq -\lambda_{\min}(H) \|z\|^2 + d\alpha_2 k_1 \|y\| + (1-d) \frac{\varepsilon}{4} \\ &\leq -\lambda_{\min}(H) \|z\|^2 + d\alpha_2 k_1 \|z\| + (1-d) \frac{\varepsilon}{4} \end{aligned} \quad (61)$$

여기서

$$z = [\|e\| \|y\|]^T \quad (62)$$

이다. 그러므로  $\|z\| > R$ 에 대하여  $\dot{V} < 0$ 이 된다. 그리고  $R$ 은 다음과같이 결정된다.

$$R = \frac{d\alpha_2 k_1 + \sqrt{(d\alpha_2 k_1)^2 + 4(1-d) \frac{\varepsilon}{4} \lambda_{\min}(H)}}{2\lambda_{\min}(H)} \quad (63)$$

참고:  $\|\dot{v}_i y\| \leq \alpha_1 \|y\|^2 + \alpha_2 \|y\|$ 로 성립되는 근거는 식(31)과 (41)을 정리하면 이 조건을 만족하는  $\alpha_1, \alpha_2$ 을 구할 수 있기 때문에 이 한계조건은 가정에 부합된다.



### VII. 제어기 시뮬레이션

상기의 제어기를 설계하여 자동변속기를 대상으로 시뮬레이션을 수행한 결과 제어없이 단순입력을 형성시킨 경우보다 제어기를 통했을 때 과도토크가 크게 저감됨을 알 수 있었다. 또한 제어입력은 최대 클러치토크내에 있으므로 실현화될 수 있다. 각 상태변수에 대한 사양은 보안상 본 논문에서 생략하며 제어기 부분에 관련된 파라미터값을 주로 제시하고자 한다 (IV장에서 언급). Fig. 5는 직접클러치 구동방식에 의하여 PCSV에 일정 전류를 공급하는 개루프(open loop) 상태에서의 C3클러치 토크와 부하토크를 보여준다. 변속시 과도토크가 크게 발생함을 알 수 있으며 터빈의 속도변화가 다소 급하게 형성됨을 알 수 있다. Fig. 6은 터빈 속도궤적을 다음과 같이 설정한다. 즉 5초 후 관성영역으로 전환되면서 제어기가 작용한다.

$$\omega_t^d(t) = \frac{-1300}{1.2}(t-5)(rpm/sec), t)5 \quad (64)$$

제어기는 식 (12)에서 제시한대로  $\lambda = 100$ ,  $\varepsilon = 10$ 으로 하여 구현하였다. 제어기는 이 설정된 속도궤적을 추종케 함으로써 궁극적으로 출력측 부하가 저감될 수 있음을 보여준다. 또한 관성영역 동안 제어입력 (C3 클러치

토크)은 기준내에 있음으로써 제어기의 실현이 가능하다. Fig. 5와 6의 C3 클러치 토크는 제어입력을 나타내고 출력토크(output torque)가 실제 차량의 최후 단계 전달되는 토크량을 나타낸다. 여기서 목표터빈 회전속도  $\omega_t^d$ 를 보다 완만히 설정하여 제안된 제어기를 통해 과도토크를 줄일 수 있다. 그러나  $\omega_t^d$ 를 지나치게 완만히 설정하면 클러치간의 미끄럼 접촉시간이 길어지므로 마찰판사이에서 과열이 발생하여 클러치판의 손상이 발생하므로 이 값의 선정에 유의해야한다.

Fig. 5와6에 나타난 C3 클러치토크의 형상이 개루프(open loop)와 폐루프(closed loop) 사이에 다른 형상을 보이는 것은 폐루프의 경우 변속과정중 제안된 제어기를 통하여 수행한 경우의 제어입력의 형상을 나타내므로 단순 개루프에서 발생하는 제어입력과는 상이한 형상을 가진다. 이 제어기는 변속과정중 발생하는 터빈속도, 차량속도 및 엔진속도와 상호 연관을 가진다. 따라서 폐루프에 의해 C3 클러치가 접속될 때 압력형상이 Fig. 6과 같은 형태를 보여주게 된다.

### VIII. 결론

본 연구에서는 특정의 변속기를 대상으로 하여 변속제어의 설계를 제시하였다. 이를위해 변속시 관련되는 엔

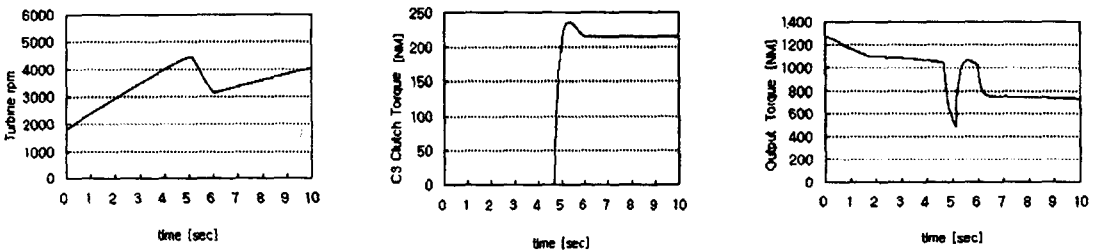


Fig. 5 Histories of 2-3 shift with open loop

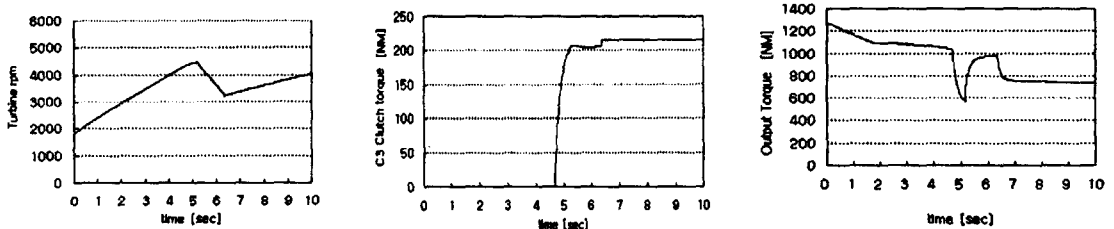


Fig. 6 Histories of 2-3 shift with closed loop

진, 토크컨버터 및 유성치차 등에 대한 동적모델을 수립하였고 기존의 변속제어 방식을 변경하여 변속시에 관련되는 입력요소인 클러치 및 브레이크에 직접 압력을 부가하는 직접 구동방식의 시스템을 제시함으로써 제어영역의 확장과 제어기의 실현성을 넓혔다. 또한 제안된 제어기는 변속시 발생하는 과도토크를 저감시킴이 주요 제어 목표이나 제안된 제어기는 토크센서를 배제시키고 실차에서 측정 가능한 엔진, 터빈 및 차량의 회전수를 측정하여 제어기를 구성하였으므로 실차의 적용성을 가능하게 하였다. 이를 충족하기 위하여 차량부하 및 각 클러치 등의 불확실한 변수들에 대해 제어기가 견실성을 유지할 수 있게하는 견실제어기의 알고리즘을 제시하였다. 다음으로 직접구동방식의 제어에서 클러치에 부가되는 압력과 실제 입력신호인 PWM 밸브의 듀티값과의 동적 연관성을 규명하기 위하여 극점천이법을 이용한 견실제어기의 알고리즘을 소개하여 보다 엄밀한 제어성능을 보장할 수 있게 하였다.

## 후 기

이 연구는 교육부의 1996년 학술연구조성비 기계공학 연구 지원에 의해 연구되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Kondo, T., Iwatsuki, K., Taga, Y., and Tanguchi, "Toyota ECT-i a New Automatic Transmission with Intelligent Electronic Control System," SAE 900550.
2. Hojo, Y., Iwatsuki, K., and Oba, H., "Toyota Five-Speed Automatic Transmission with Application of Modern Control Theory," SAE 920610.
3. Shinohara, M., Shibayama, T., Ohtsuka, K., Nawata, K., and Ishii, S., "Nissan Electronically Controlled Four Speed Automatic Transmission," SAE 890530.
4. Cho, D.I., "Nonlinear Control Methods for Automotive Powertrain Systems," Ph.D. Thesis, M.I.T., 1987.
5. Kotwicki, A.J., "Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles," SAE 820393.
6. 장육진, "1차원 성능모델을 이용한 토크컨버터의 기초설계에 관한 연구," 서울대학교 기계설계학과 석사학위논문, 1995.
7. Kim, D.H., and Chen, Y.H., "Robust Control Design for Flexible Joint Manipulators," to appear in Dynamics and Control: An International Journal.
8. 대우자동차 정비메뉴얼, 1994.