

승용차용 토크컨버터 바이패스 클러치의 비선형 견실제어

한진오[†] · 강수준* · 이교일**

(2001년 12월 17일 접수, 2003년 6월 20일 심사완료)

Nonlinear Robust Control of Passenger Car Torque Converter Bypass Clutch

Jin-Oh Hahn, Soo-Joon Kang and Kyo Il Lee

Key Words : Nonlinear robust control(비선형 견실제어), Torque converter bypass clutch(토크컨버터 바이패스 클러치), Internal dynamics(내부 동역학)

Abstract

This paper presents a nonlinear robust approach to the slip control problem for a torque converter bypass clutch in a passenger car. The proposed nonlinear robust controller builds upon only the measurements available from inexpensive sensors that are already installed in passenger cars for control. The issue of torque estimation problems for the implementation of the proposed controller is addressed. The stability of the internal dynamics is investigated, upon which a nonlinear robust controller is designed using input-output feedback linearization and Lyapunov redesign technique. The performance of the designed controller is validated by simulation studies.

1. 서론

자동변속기는 그 조작의 간편함으로 인하여 승용차의 동력전달계에 장착율이 점차 증가하고 있다. 현재 양산되어 승용차에 장착되고 있는 자동변속기는 대체로 기존의 수동변속기에 비하여 연료 소비율 측면에서 단점을 노출하기 때문에 이 문제를 해결하기 위하여 토크컨버터 바이패스 클러치가 자동변속기에 장착되고 있다. 토크컨버터 바이패스 클러치가 승용차의 연료 소비율 저감에 핵심적인 역할을 함에도 불구하고 토크컨버터 바이패스 클러치의 슬립제어를 위한 적절한 알고리즘에 대한 심도있는 연구는 현재까지도 수행되지 않은 상태이다. 오늘날 자동차 업계에서도 수많은 경험과 실험적 보정을 통해서 얻은 이득을 이용한 개루프 제어를 토크컨버터 바이패스 클러치의 슬립제어에 이용하고 있는 추세이며, 따라서 토크컨버터 바이패스 클러치의 제어를 위한 체계적인 알

고리즘에 대한 연구가 절실히 요구된다.

최근에 토크컨버터 바이패스 클러치의 제어에 현대 선형 제어기법(modern linear control techniques)의 적용이 시도되었다.^(1,2,4) Kono et al.⁽²⁾은 H_∞ 최적제어를 적용한 토크컨버터 바이패스 클러치의 선형 견실제어 기법을 제안하였고, Thompson and Kremer⁽⁴⁾는 QFT(quantitative feedback theory)를 이용한 선형 제어기를 설계하였다. 하지만 이러한 선형 제어기법들은 강한 비선형성을 가지는 차량 동력전달계에 전역적으로 적용하기가 곤란하며, 이러한 제어기들을 실제로 구현하기 위해서는 각각의 서로 다른 작동점에 따른 선형 모델이 요구되는 단점이 있다.

본 논문에서는 토크컨버터 바이패스 클러치에 대한 비선형 견실제어기를 설계하여 전술한 선형 제어기법의 단점을 해결하고자 하였다. 설계된 견실제어기는 현재 상용화된 승용차에 장착된 센서에서 측정이 가능한 신호만을 이용하여 슬립제어를 수행한다. 국부적 선형화(local linearization)를 이용하여 비선형 제어기의 설계시에 발생하는 시스템 내부동역학(internal dynamics)의 안정도를 고찰하였으며, 시뮬레이션을 통하여 제안된 제어기법의 성능과 견실성을 검증하였다.

[†] 책임저자, 회원, 공군사관학교 기계공학과

E-mail : stardust@afa.ac.kr

TEL : (043)290-6451 FAX : N/A

* 회원, 공군사관학교 기계공학과

** 회원, 서울대학교 기계항공공학부

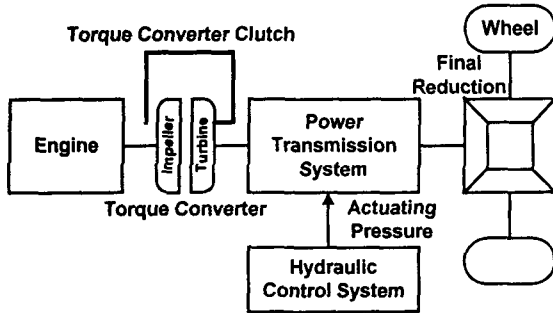


Fig. 1 Vehicle power transmission control system

2. 토크컨버터 바이패스 클러치

일반적인 차량 동력전달계는 자동변속기와 차동기어 등을 포함하는 기계적 동력전달요소와 토크컨버터 바이패스 클러치, 그리고 유압 구동기로 구성되어 있다. 기계적 동력전달요소는 엔진, 토크컨버터, 유성기어열과 차동기어 및 바퀴로 구성된다. 토크컨버터 클러치는 엔진과 터빈 사이의 슬립을 목표값에 유지하기 위하여 엔진에 작용하는 마찰토크를 발생시키는데, 마찰토크는 유압 구동기에서 생성된 압력에 의하여 제어된다. 차량 동력전달계의 개념도를 Fig. 1에 보였다.

엔진은 차량의 동력원이며, 엔진에 의하여 발생된 구동력은 토크컨버터의 임펠러로 전달된다. 이 토크 전달과정에서 임펠러의 반력과 토크컨버터 바이패스 클러치로부터의 마찰토크가 엔진에 작용한다. 따라서 엔진의 동역학은 다음의 식으로 기술할 수 있다.

$$I_e \frac{d}{dt} \omega_e = I_e \frac{dx_1}{dt} = T_e - T_p - T_c \tag{1}$$

식 (1)에서 I_e 는 엔진의 회전관성, ω_e 는 엔진의 각속도, 그리고 T_e , T_p , T_c 는 각각 엔진토크, 토크컨버터 임펠러의 반력토크, 토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰토크이다.

임펠러 토크는 토크컨버터에 의하여 증폭된 후에 터빈으로 전달되고, 이 때 전달된 토크와 토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰토크가 자동변속기를 구동하게 된다. 주행부하 토크는 외부에서 차량에 작용하는 저항력으로서 자동변속기의 구동력에 대한 반력 역할을 한다. 전술한 바를 종합하면 터빈의 동역학은 다음과 같이 기술된다.

$$I_v \frac{d}{dt} \omega_v = I_v \frac{dx_2}{dt} = (r_i r_f)^2 (T_i + T_c) - (r_i r_f) T_l \tag{2}$$

식 (2)에서 I_v 는 차량의 등가 회전관성, ω_v 는 터빈의 각속도, 그리고 T_l , T_i 는 각각 터빈토크와 주행부하 토크이다. 또한, r_i 와 r_f 는 각각 자동변속기와 차동기어의 감속비를 나타낸다. 주어진 제어 문제에서 관심의 대상인 출력변수는 엔진과 터빈 사이에 발생하는 슬립이다.

$$y = \omega_e - \omega_v = x_1 - x_2 \tag{3}$$

토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰토크 T_c 는 유압 구동기의 압력에 의하여 발생되며, 마찰토크와 유압 구동기 압력 사이의 수학적인 관계는 다음과 같다.

$$T_c = B(y)P_c = \frac{2}{3} \pi \mu(y) (R_o^3 - R_i^3) P_c \tag{4}$$

식 (4)에서 P_c 는 유압 구동기에서 출력하는 압력, $\mu(y)$ 는 토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰계수로서 불확실하며, R_o , R_i 는 각각 클러치 마찰판의 외경과 내경이다.

Fig. 2에 보인 바와 같이 제어공학적인 관점에서 시스템의 입력은 유압 구동기에서 발생한 압력, 출력은 엔진과 터빈 사이의 슬립이라고 볼 수 있으며, 시스템 상태변수는 엔진과 터빈의 각속도이다. 또한, 주행부하는 시스템에 미지의 외란으로 작용한다.

3. 내부 동역학의 안정도 해석

식 (1)과 (2)를 정리하면 전술한 동력전달계의 수학적 모델을 식 (5), (6)과 같은 상태공간 표현으로 변형할 수 있다.

$$\frac{dx}{dt} = \begin{bmatrix} \frac{1}{I_e} (T_e - T_p) \\ \frac{1}{I_v} \{ (r_i r_f)^2 T_i - (r_i r_f) T_l \} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{I_e} B(y) \\ \frac{1}{I_v} (r_i r_f)^2 B(y) \end{bmatrix} P_c = f(x) + g(x)u \tag{5}$$

$$y = h(x) = x_1 - x_2 \tag{6}$$

식 (5)와 (6)에서 알 수 있듯이 대상 시스템의 상대적 차수(relative degree)는 1이며, 이는 다음의 관계식을 통해서도 명백히 알 수 있다.

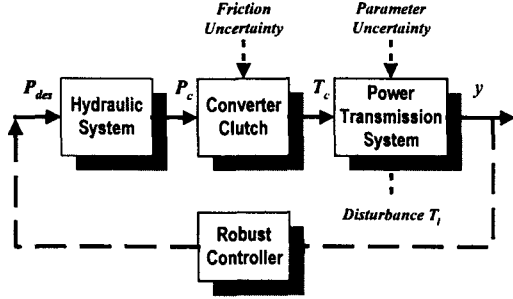


Fig. 2 Block diagram of control system

$$\frac{\partial h(x)}{\partial x} g(x) = -\left\{ \frac{1}{I_e} + \frac{1}{I_v} (r_f r_f)^2 \right\} B(y) \neq 0 \quad (7)$$

따라서 시스템에는 1 차의 내부 동역학(internal dynamics)이 존재하게 된다. 원래의 시스템인 식 (5)의 정규형(normal form)을 유도하기 위하여 다음의 변수 변환(change of variables)을 정의하면, 식 (9)와 같은 정규형을 얻는다. 여기서, η 는 시스템 출력 y 로부터 관측 불가능한(unobservable) 내부 상태변수(internal state)이다.

$$z = T(x) = \begin{bmatrix} \frac{I_e}{I_v} (r_f r_f)^2 x_1 + x_2 \\ x_1 - x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \eta \\ y \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= \begin{bmatrix} \frac{d\eta}{dt} \\ \frac{dy}{dt} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{1}{I_v} \{ (r_f r_f)^2 (T_c - T_p + T_i) - (r_f r_f) T_i \} \\ \frac{1}{I_e} (T_c - T_p) - \frac{1}{I_v} \{ (r_f r_f)^2 T_i - (r_f r_f) T_i \} - \left\{ \frac{1}{I_e} + \frac{1}{I_v} (r_f r_f)^2 \right\} B(y) P_c \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} f_\eta(\eta, y) \\ f_y(\eta, y) - g_y(\eta, y) u \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

엔진과 터빈의 각속도가 동일한 경우 임펠러 토크와 터빈 토크가 동일하다는 사실을 고려하면 시스템 출력 $y \equiv 0$ 인 경우의 η 의 내부 동역학, 즉 η 의 영 동역학(zero dynamics)은 식 (10)과 같이 주어지며, 영 동역학의 평형점(equilibrium point)인 η_e 는 식 (11)의 해로서 구해진다. 여기서, θ_c 는 엔진의 드로틀 개도, θ_r 은 노면 경사, 그리고 μ_r 은 바퀴의 구름저항계수이다.

$$\frac{d\eta}{dt} = f_\eta(\eta, 0) = \frac{1}{I_v} \{ (r_f r_f)^2 T_c - (r_f r_f) T_i \} \quad (10)$$

$$(r_f r_f) T_c(\eta_e, \theta_c) - T_i(\eta_e, \theta_r, \mu_r) = 0 \quad (11)$$

식 (10)에서 $T_c(\eta, \theta_c)$ 와 $T_i(\eta, \theta_r, \mu_r)$ 은 η 의 비선형 함수이기 때문에 영 동역학의 안정도를 직접 해석하기는 곤란하다. 영 동역학의 안정도 해석을 위한 간접적인 방법으로 비선형 함수인 $T_c(\eta, \theta_c)$ 와 $T_i(\eta, \theta_r, \mu_r)$ 을 η_e 의 국부적 주변에서 다음과 같이 선형화하여 안정도를 고찰한다.

$$T_c(\eta, \theta_c) \cong T_c(\eta_e, \theta_c) + \left. \frac{\partial T_c}{\partial \eta} \right|_{\eta=\eta_e} (\eta - \eta_e) \quad (12)$$

$$T_i(\eta, \theta_r, \mu_r) \cong T_i(\eta_e, \theta_r, \mu_r) + \left. \frac{\partial T_i}{\partial \eta} \right|_{\eta=\eta_e} (\eta - \eta_e) \quad (13)$$

식 (12)와 (13)을 식 (10)에 대입하면 다음과 같은 평형점 주변에서의 영 동역학에 대한 국부적인 선형 근사식을 얻게 되며, 여기서 영 동역학의 시간상수(time constant) τ_η 가 토크컨버터 바이패스 클러치의 슬립제어 영역 전체에 걸쳐서 양의 값을 가짐을 수치적으로 보일 수 있다. 따라서 영 동역학은 평형점 주변에서 국부적으로 지수적 안정(locally exponentially stable), 즉 국부적 최소위상(locally minimum phase)이며, 따라서 시스템의 내부 동역학은 국부적으로 안정하며, 이론적인 관점에서 보았을 때 토크컨버터 바이패스 클러치의 슬립제어 영역에서의 제어기 설계가 가능하다^(7,8).

$$\begin{aligned} \frac{d\eta}{dt} &= \frac{d}{dt} (\eta - \eta_e) \\ &\cong \frac{1}{I_v} \left\{ (r_f r_f)^2 \left. \frac{\partial T_c}{\partial \eta} \right|_{\eta=\eta_e} - (r_f r_f) \left. \frac{\partial T_i}{\partial \eta} \right|_{\eta=\eta_e} \right\} (\eta - \eta_e) \\ &= -\tau_\eta (\eta - \eta_e) \end{aligned} \quad (14)$$

비록 이론적인 관점에서는 내부 동역학의 안정도에 대한 국부적인 결과만이 유도되었지만, 식 (8)의 변수 변환으로부터 내부 상태변수 η 가 전역적 안정(well-behaved)하다는 것은 명백하다. 왜냐하면 x_1 과 x_2 은 모두 센서에 의하여 측정되는 엔진과 터빈의 각속도 신호이기 때문이다. 각속도 신호는 제한된 크기를 갖는 물리적인 양이며, 내

부 상태변수 η 는 이 신호들의 선형 조합이다. 이러한 사실에 근거하면 η 는 항상 한정됨을 알 수 있으며, 따라서 비선형 시스템인 식 (5)의 내부 동역학도 전역적 안정하다.

4. 비선형 견실제어기 설계

4.1 견실제어의 적용 배경

본 논문에서 고려하는 토크컨버터 바이패스 클러치의 슬립제어의 궁극적인 목적은 측정 피드백 (measurement feedback)을 통해서 엔진과 터빈 사이의 슬립을 목표값에 유지하고자 하는 것이다. 도식화된 블록 선도인 Fig. 2 에서도 알 수 있듯이, 대상 시스템에는 두 가지의 중요한 구조적 불확실성(structured uncertainty)이 존재하는데, 이는 토크컨버터 바이패스 클러치의 마찰계수와 기계적 동력전달요소의 불확실한 파라미터들이다. 또한, 주행부하 토크는 시스템에 미지의 외란으로 작용한다. 현재 양산되는 승용차에는 토크 센서가 장착되어 있지 않기 때문에 주행부하 토크를 포함한 식 (5)에 나타나는 모든 토크 변수들은 추정되어야 하며, 이는 불가피하게 토크 추정오차를 수반한다. 그러므로 제어기는 전술한 마찰계수 및 파라미터의 불확실성과 토크 추정오차, 그리고 주행부하 토크에 의한 외란에 대하여 견실성이 보장되도록 설계하여야 한다. 이상의 논의에서 알 수 있듯이 견실제어는 본 논문에서 고려하는 토크컨버터 바이패스 클러치의 제어 문제에 적합한 제어기법이라고 판단된다. 한편, 비선형 제어기법을 도입함으로써 선형 제어기법과 달리 한 번 설계된 제어기의 전역적인 적용이 가능하다.

4.2 제어기 설계

제어기 설계를 위한 출력 방정식은 식 (9)에 의하여 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= \frac{1}{I_e}(T_e - T_p) - \frac{1}{I_v} \{ (r_i r_f)^2 T_i - (r_i r_f) T_i \} \\ &\quad - \left\{ \frac{1}{I_e} + \frac{1}{I_v} (r_i r_f)^2 \right\} B(y) P_c \\ &= f_y(\eta, y) - g_y(\eta, y) u \end{aligned} \quad (15)$$

출력 방정식 (15)에는 엔진토크, 임펠러 반력토크, 터빈 구동토크, 그리고 주행부하 토크 등 네 개의 미지의 토크가 존재하며, 비선형 제어기 설계시에 공칭항(nominal term)을 구하고 불확실성의 한계를 줄이기 위해서는 이들 토크의 정확한 추정

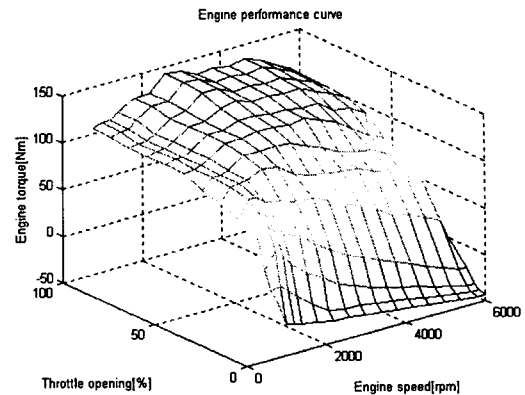


Fig. 3 Engine performance curve

이 요구된다. 엔진토크는 일반적으로 엔진의 드로틀 개도와 엔진 각속도의 측정값을 이용하여 엔진의 정상상태 성능곡선을 통해 식 (16)과 같이 추정한다.^(5,9) 엔진의 정상상태 성능곡선을 Fig. 3에 보였다.

$$\hat{T}_e = \hat{T}_e(\omega_e, \theta_e) \quad (16)$$

토크컨버터 바이패스 클러치의 작동시에는 엔진과 터빈 사이의 속도차가 매우 작기 때문에 임펠러와 터빈의 반력토크는 거의 같다⁽⁵⁾. 따라서 임펠러나 터빈의 반력토크 중에서 하나의 반력토크만을 추정하면 임펠러와 터빈의 반력토크에 대한 추정값을 동시에 얻을 수 있다.

현재 가장 널리 쓰이고 있는 터빈토크의 추정 방법은 토크컨버터의 정상상태 성능곡선을 이용하여 터빈토크를 추정하는 방법^(5,9)이나, 최근에는 높은 추정 정확성을 기할 수 있는 터빈토크 추정 알고리즘들이 제안되고 있다. Shin et al.⁽³⁾은 토크컨버터의 비선형적 특성과 토크컨버터 순환 오일의 온도를 고려하여 신경회로망(neural network)에 기반한 터빈토크 추정 알고리즘을 제안하였으며, Yi et al.⁽¹⁰⁾은 비선형 관측기를 이용하여 터빈토크를 추정하는 방안을 제안하였다.

Shin et al.⁽³⁾이 제안한 터빈토크 추정기를 MLP (multi-layer neural network)와 RBF(radial basis function network)를 이용, 식 (17)과 같이 구현하여 실험을 수행한 결과를 Fig. 4에 도시하였으며, 기존의 정상상태 성능곡선을 이용한 추정 방법에 비하여 터빈토크의 추정 정확성이 월등히 향상됨을 확인할 수 있다.⁽³⁾

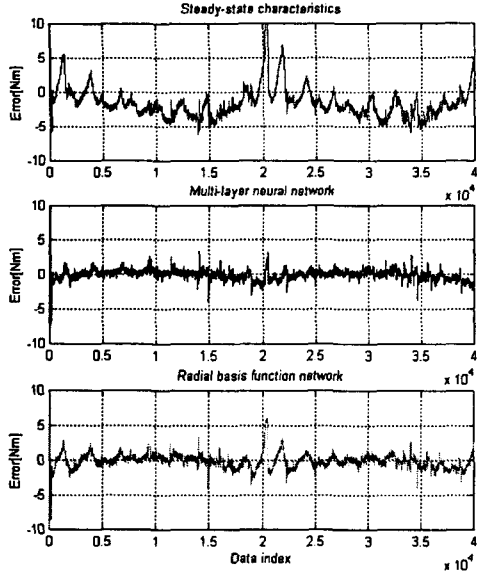


Fig. 4 Turbine torque estimation performance

$$\hat{T}_t = \hat{T}_t(\omega_e, \omega_t, t_{oil}) = \hat{T}_p \quad (17)$$

주행부하 토크는 시스템에 작용하는 외란으로서 이를 직접적으로 추정하기가 쉽지 않다. Hahn et al.⁽⁵⁾과 shin et al.⁽⁹⁾는 주행부하의 추정을 위한 관측기 기반의 간접적인 방안을 제안하였으며, 이를 통해 주행부하의 추정이 가능하다.

주행부하 토크의 변화율이 작다고 가정하고 이를 상태변수로 취급하면 터빈의 동역학 관계식인 식 (2)로부터 다음과 같은 상태 방정식을 유도할 수가 있다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} w &= \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \omega_t \\ T_t \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{I_v}(r_t r_f) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_t \\ T_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{I_v}(r_t r_f)^2 & \frac{1}{I_v}(r_t r_f)^2 B(y) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_t \\ P_c \end{bmatrix} \\ &= Fw + G\xi \end{aligned} \quad (18)$$

$$y = Cw = [1 \quad 0]w = \omega_t \quad (19)$$

식 (18)의 첫 번째 방정식은 터빈의 동역학 관계식이며, 두 번째 방정식은 변화율이 매우 작다고 가정한 주행부하 토크의 동역학이다. 식 (18)은 선형이므로 다음과 같은 전차수 관측기(full state observer)의 설계가 가능하다. 식 (18)에서 측정이

불가능한 유압 구동기 압력의 추정값은 Hur et al.⁽⁶⁾이 제안한 예측기(predictor)나 Hahn et al.⁽¹¹⁾이 제안한 관측기 기반의 방법 등을 이용하여 구할 수 있다. 관측기 자체가 회전관성, 마찰계수 등의 파라미터 불확실성에 노출이 되어 있기 때문에 관측기가 제공하는 주행부하 토크의 추정값에는 불가피하게 추정오차(estimation error)가 잔존한다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \hat{w} &= \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{\omega}_t \\ \hat{T}_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{I_v}(r_t r_f) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\omega}_t \\ \hat{T}_t \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \frac{1}{I_v}(r_t r_f)^2 & \frac{1}{I_v}(r_t r_f)^2 \hat{B}(y) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{T}_t \\ \hat{P}_c \end{bmatrix} + L(\omega_t - \hat{\omega}_t) \\ &= \hat{F}\hat{w} + \hat{G}\hat{\xi} + L\tilde{\omega}_t \end{aligned} \quad (20)$$

관측기 이득 행렬 L 은 페루프 행렬인 $\hat{F} - LC$ 의 근이 음의 실수부를 갖도록 선정한다. 그러면 오차 동역학은 다음과 같다. 여기서 \tilde{F} , \tilde{G} 는 각각 F , G 행렬의 오차이다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \tilde{w} &= (\hat{F} + \tilde{F})\tilde{w} + (\hat{G} + \tilde{G})(\tilde{\xi} + \tilde{\xi}) - \hat{F}\tilde{w} - \hat{G}\tilde{\xi} - LC\tilde{w} \\ &= (\tilde{F} - LC)\tilde{w} + \tilde{F}w + \tilde{G}\tilde{\xi} + \tilde{G}\xi \end{aligned} \quad (21)$$

식 (21)의 모든 신호들은 한계되기 때문에 주행부하 추정오차도 한계된다.

$$\|\tilde{w}\|_{\infty} \rightarrow \left\| (sI - \tilde{F} + LC)^{-1} (\tilde{F}w + \tilde{G}\tilde{\xi} + \tilde{G}\xi) \right\|_{\infty} < \infty \quad (22)$$

지금까지는 출력방정식에 나타나는 미지의 토크들에 대한 추정기법에 대해서 논하였다. 이제 비선형 건설제어기의 설계에 대하여 고찰한다.

식 (16), (17), (20)을 이용하면 출력방정식을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= f_y(\eta, y) - g_y(\eta, y)\mu \\ &= \{ \hat{f}_y(\eta, y) + \tilde{f}_y \} - \{ \hat{g}_y(\eta, y) + \tilde{g}_y \} \mu \end{aligned} \quad (23)$$

여기서, $\hat{f}_y(\eta, y)$ 와 $\hat{g}_y(\eta, y)$ 는 공칭항들이고, \tilde{f}_y 와 \tilde{g}_y 는 불확실한 항들이다. 공칭항들은 식 (24), (25)와 같이 표현된다.

$$\hat{f}_y(\eta, y) = \frac{1}{\hat{I}_e} \hat{T}_e - \left\{ \frac{1}{\hat{I}_e} + \frac{1}{\hat{I}_v} (r, r_f) \right\} \hat{T}_i + \frac{1}{\hat{I}_v} (r, r_f) \hat{F}_i \quad (24)$$

$$\hat{g}_y(\eta, y) = \left\{ \frac{1}{\hat{I}_e} + \frac{1}{\hat{I}_v} (r, r_f) \right\} \hat{B}(y) \quad (25)$$

주어진 문제에서 입력 이득에 대한 불확실성인 \tilde{g}_y 는 한계 $\bar{g}_y(\eta, y)$ 에 의하여 식 (26)을 만족하며, 따라서 식 (27)과 같은 부등식이 성립한다.

$$\|\tilde{g}_y\|_\infty \leq \bar{g}_y(\eta, y) \leq \hat{g}_y(\eta, y) \quad (26)$$

$$\frac{\hat{g}_y(\eta, y) + \tilde{g}_y}{\hat{g}_y(\eta, y)} \frac{\hat{g}_y(\eta, y)}{\hat{g}_y(\eta, y) - \bar{g}_y(\eta, y)} \geq 1 \quad (27)$$

제어입력 u 를 식 (28)과 같이 선정하면 출력 오차 방정식은 식 (29)와 같다. 여기서 y_{des} 는 목표 슬립 레적이고 v 는 견실성을 확보하기 위하여 설계되어야 할 새로운 제어입력이다.

$$u = \hat{g}_y^{-1}(\eta, y) \left\{ \hat{f}_y(\eta, y) - \frac{d}{dt} y_{des} + v \right\} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} e &= \frac{d}{dt} (y - y_{des}) \\ &= \hat{f}_y(\eta, y) + \tilde{f}_y \\ &\quad - \frac{\hat{g}_y(\eta, y) + \tilde{g}_y}{\hat{g}_y(\eta, y)} \left\{ \hat{f}_y(\eta, y) - \frac{d}{dt} y_{des} + v \right\} - \frac{d}{dt} y_{des} \\ &= \tilde{f}_y - \left(\hat{f}_y(\eta, y) - \frac{d}{dt} y_{des} \right) \frac{\tilde{g}_y}{\hat{g}_y(\eta, y)} - \frac{\hat{g}_y(\eta, y) + \tilde{g}_y}{\hat{g}_y(\eta, y)} v \end{aligned} \quad (29)$$

새로운 제어입력 v 를 식 (30)과 같이 선정하고 식 (31)과 같은 리아프노프 함수(Lyapunov function) $V_y(e)$ 를 고려하면, $V_y(e)$ 의 시간미분은 식 (32)와 같이 주어진다. 그러므로 추종오차 e 의 절대값의 상한(upper bound)은 식 (33)과 같으며, 이는 λ_y 와 ε_y 의 적절한 선정을 통해서 임의로 작게 만들 수 있다. 본 논문에서는 오차 동역학 (32) 및 (33)의 수렴성과 크기를 고려하여 $\lambda_y = 0.1$, $\varepsilon_y = 10$ 으로 설정하였다.

$$v = \frac{\hat{g}_y(\eta, y)}{\hat{g}_y(\eta, y) - \bar{g}_y(\eta, y)} \left(\lambda_y e + \frac{\rho_y}{\varepsilon_y} e \right) \quad (30a)$$

$$\lambda_y > 0 \quad (30b)$$

$$\rho_y \geq \left\| \tilde{f}_y - \left(\hat{f}_y(\eta, y) - \frac{d}{dt} y_{des} \right) \frac{\tilde{g}_y}{\hat{g}_y(\eta, y)} \right\|_\infty \quad (30c)$$

$$V_y(e) = \frac{1}{2} e^2 \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} V_y(e) &= e \left\{ \tilde{f}_y - \left(\hat{f}_y(\eta, y) - \frac{d}{dt} y_{des} \right) \frac{\tilde{g}_y}{\hat{g}_y(\eta, y)} - \frac{\hat{g}_y(\eta, y) + \tilde{g}_y}{\hat{g}_y(\eta, y)} v \right\} \\ &\leq e \left\{ \tilde{f}_y - \left(\hat{f}_y(\eta, y) - \frac{d}{dt} y_{des} \right) \frac{\tilde{g}_y}{\hat{g}_y(\eta, y)} \right\} - \lambda_y e^2 - \frac{\rho_y^2}{\varepsilon_y} e^2 \\ &\leq -\lambda_y e^2 - \frac{\rho_y^2}{\varepsilon_y} e^2 + \rho_y |e| \leq -\lambda_y e^2 + \frac{\varepsilon_y}{4} \end{aligned} \quad (32)$$

$$|e| \leq \sqrt{\frac{\varepsilon_y}{4\lambda_y}} \quad (33)$$

5. 시뮬레이션

설계된 비선형 견실제어기의 성능과 견실성을 시뮬레이션을 이용하여 검증하였다. 견실제어기의 과도한 제어동작을 예방하기 위하여 식 (30)의 새로운 제어입력 v 를 다음과 같이 수정하였다. 식 (34)와 같은 수정이 전술한 리아프노프 안정도 해석에 영향을 미치지 않는 것은 쉽게 증명이 가능하므로 생략한다.

$$\begin{aligned} |\rho_y e| > \varepsilon_y &\Rightarrow \\ v &= \frac{\hat{g}_y(\eta, y)}{\hat{g}_y(\eta, y) - \bar{g}_y(\eta, y)} \left\{ \lambda_y e + \rho_y \operatorname{sgn}(e) \right\} \end{aligned} \quad (34)$$

여러 작동영역에서의 비선형 견실제어기의 성능을 예측하기 위하여 서로 다른 두 가지의 작동영역을 시뮬레이션에서 고려하였는데, 시내도로 주행과 고속도로 주행상황을 각각 모사하기 위하여 15% 드로틀 개도에서 1000rpm의 터빈 각속도(시내도로 주행)와 50%의 드로틀 개도에서 2500rpm의 터빈 각속도(고속도로 주행)를 시뮬레이션에서의 작동점으로 선정하였다.

Fig. 5에 계단입력(step input)과 0.5Hz의 정현파 입력에 대한 페루프 시스템의 응답을 보였다. 시뮬레이션시에 잡음 형태의 회전관성 및 마찰계수 등의 파라미터 불확실성과 토크 추정오차를 각각 공칭항의 30% 크기까지 고려하였다. Fig. 5의 결과에서 알 수 있듯이 부가된 불확실성에도 불구하고 두 가지 작동점 모두에 대하여 제어된 슬립이 목

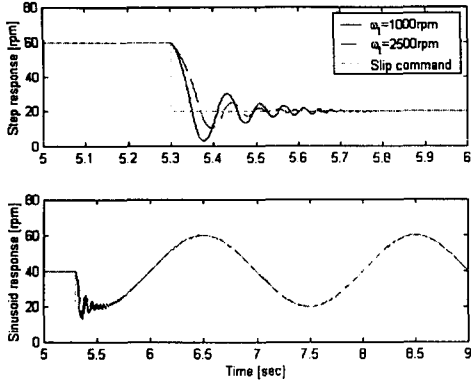


Fig. 5 Perturbed closed-loop response (solid: 1000rpm, dashed: 2500rpm)

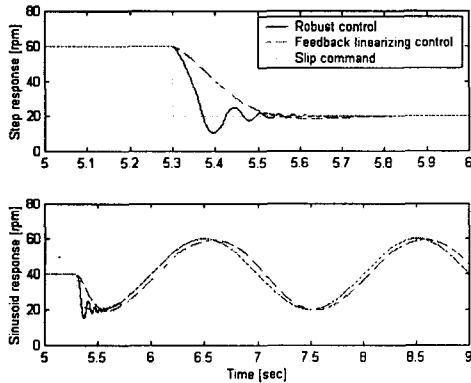


Fig. 6 Performance of robust control compared with feedback linearizing control (solid: 1000rpm, dashed: 2500rpm)

표 슬립을 빠른 과도상태(transient)를 가지고 추종한다.

가장 단순한 형태의 비선형 제어기인 피드백 선형화 제어기(feedback linearizing controller)에 대한 비선형 건실제어기의 상대적인 페루프 성능을 평가하기 위하여 Fig. 6 에 고속도로 주행 상황을 가정한 경우의 두 제어기에 대한 페루프 응답을 비교하였다. 계단입력에 대한 응답의 경우에 건실제어기의 응답이 피드백 선형화 제어기에 비하여 매우 빠름을 알 수 있는데, 이는 건실제어기가 고이득 제어기(high gain controller)이기 때문에 제어 동작이 상대적으로 활발하기 때문이다. 또한, 피드백 선형화 제어기의 정현파 입력에 대한 응답이 위상 지연(phase delay)을 갖는 것에 반해 건실제어기는 일정한 정현파 입력 추종성능을 보여준다.

시뮬레이션 결과로부터 설계된 비선형 건실제

어기는 높은 건실성과 빠른 응답성을 가지고 있으며, 또한 여러 가지 주행상황에 적용이 가능하리라 예측할 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 전역적으로 제어 목적을 달성할 수 있는 승용차용 토크컨버터 바이패스 클러치의 비선형 건실제어기를 제안하였다. 본 논문의 건실제어기는 리아프노프 설계방법에 근거하여 마찰계수 등의 파라미터 불확실성과 토크 추정에 따른 오차에 대하여 충분한 수준의 건실성을 보장하도록 설계되었다. 국부적 선형화 및 직관적 해석을 통하여 제어기 설계시에 발생하는 내부 동역학을 고찰하고 안정도를 해석하였으며, 시뮬레이션을 통하여 설계된 제어기의 명령 추종성능과 건실성을 검증하였다.

참고문헌

- (1) Hiramatsu, T., Akagi, T., 1985, "Control Technology of Minimal Slip-Type Torque Converter Clutch," *SAE 850460*.
- (2) Kono, K., Itoh, H., Nakamura, S., Yoshizawa, K., Osawa, M., 1995, "Torque Converter Clutch Slip Control System," *SAE 950672*.
- (3) Shin, B.K., Hahn, J.O., Lee, K.I., 2000, "Development of Shift Control Algorithm Using Estimated Turbine Torque," *SAE 2000-01-1150*.
- (4) Thompson, D.F., Kremer, G.G., 1999, "Parametric Model Development and Quantitative Feedback Design for Automotive Torque Converter Bypass Clutch Control," *Proc. IMechE, Part I, Vol. 2-3*, pp. 249-266.
- (5) Hahn, J.O., Shin, B.K., Jo, H.S., Lee, K.I., 2000, "Fuzzy Logic Slip Control of Torque Converter Clutch System for Passenger Car Considering Road Grade Resistance," *Trans. KSME Part A, Vol. 24, No. 3*, pp. 718-727.
- (6) Hur, J.W., Hahn, J.O., Shin, B.K., Lee, K.I., 2000, "Nonlinear Identification of Hydraulic Actuators for Vehicle Power Transmission Systems Control," *Proc. 3rd Asian Control Conference*, pp. 2705-2710.
- (7) Slotine, J.J., Li, W.P., 1994, *Applied Nonlinear Control*, Prentice-Hall.
- (8) Khalil, H.K., 1996, *Nonlinear Systems*, Prentice-Hall.
- (9) Shin, B.K., Hahn, J.O., Yi, K., Lee, K.I., 2000, "A Supervisor-Based Neural Adaptive Shift Controller for Automatic Transmissions Considering Throttle Opening and Driving Load," *KSME Int. J. Part A, Vol. 14, No. 4*, pp. 418-425.
- (10) Yi, K., Shin, B.K., Lee, K.I., 2000, "Estimation of Turbine Torque of Automatic Transmissions Using Nonlinear Observers," *ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control, Vol. 122*, pp. 276-283.

- (11) Hahn, J.O., Hur, J.W., Cho, Y.M., Lee, K.I., 2001, "Robust Observer-Based Monitoring of a Hydraulic Actuator in a Vehicle Power Transmission Control System," *Control Engineering Practice*, Vol. 10, No. 3, pp 327~335.