

듀얼 클러치 변속기의 변속 성능 향상을 위한 Sliding Mode 제어기 개발

조이형 • 최세범
한국 과학 기술원, 자동차 기술대학원

A design of sliding mode controller for shift performance improvement of Dual Clutch Transmission

Lee-Hyung Cho¹⁾ • Seibum Choi¹⁾

¹⁾Graduate School of Automobile Technology, KAIST, 335 Gwahangno, Yuseong-gu, Daejeon 305-701, Korea

Abstract: Dual Clutch Transmissions (DCT) require a precise control of clutch torque for the fast gear shifting while minimizing the shifting impact. Torque converters are used for the conventional automatic transmissions to reduce the impact at the price of the reduced fuel efficiency. This paper proposes a sliding mode controller for the fast but smooth gear shifting of a DCT without a torque converter. The controller is implemented using an on-off type hydraulic actuator. The output shaft angular velocity is the only measurement for the feedback control. The performance of the controller is verified in simulation under Matlab/Simulink environment. The proposed sliding mode controller controls only on-coming clutch torque. Despite of the increasing uncertainties like fluid viscosity change and driver's sudden gas pedal operation, the developed controller makes the vehicle accelerate smoothly without much deviate from the target vehicle acceleration. Also without a torque converter, a significant of fuel saving is expected.

Key words: Dual Clutch Transmission(듀얼 클러치 변속기), sliding mode control(슬라이딩 모드 컨트롤), wet clutch(습식 클러치)

Nomenclature

A_{valve} : valve area
 C_d : aerodynamic drag coefficient
 c_i : input shaft damping coefficient
 c_o : output shaft damping coefficient
 I_e : engine inertia
 I_i : input shaft inertia
 I_v : vehicle inertia
 k_i : input shaft stiffness
 k_o : output shaft stiffness
 M : vehicle mass
 P_{app} : applied pressure
 P_a : actuator pressure

P_{c2s} : desired on - coming clutch pressure
 Q : flow rate
 R_1 : first gear ratio
 R_2 : second gear ratio
 R_f : final drive gear ratio
 R_{tire} : tire radius
 r_o : friction disk outer radius
 r_i : friction disk inner radius
 T_e : engine torque
 T_i : input shaft torque
 T_o : output shaft torque
 T_{c1} : off - going clutch torque
 T_{c2} : on - coming clutch torque
 $V_{accumulator}$: accumulator coefficient
 ρ : density

* 조이형, E-mail:pleiades-lee@kaist.ac.kr

μ_f : friction coefficient
 μ_{tire} : tire rolling resistans coefficient
 μ : ATF viscosity
 λ_s : sensor bandwidth
 ω_e : engine angular velocity
 ω_i : input shaft angular velocity
 ω_o : output shaft angluar velocity
 ω_{rel} : relative angular velocity of clutch
 ω_{TM} : transmission out angular velocity
 ω_{2td} : desired on - coming clutch velocity

1. 서론

DCT(Dual Clutch Transmission)는 두 개의 클러치를 번갈아 사용하여 변속을 수행하는 변속기로 자동 변속기에 비해 동력 전달 효율과 응답성이 우수하며, 자동화 수동 변속기(AMT)에 비해 동력의 끊어짐 없이 변속할 수 있어 변속감이 좋은 장점이 있다. 이러한 장점들은 최근 차량 개발 동향으로 볼 때 성능뿐만 아니라 높은 효율도 중요한 인자로 여겨지고 있으므로 DCT는 이러한 요구 성능을 만족하는데 유리하다고 할 수 있다. 이를 위해서는 DCT는 변속 시 두 개의 클러치의 정밀한 제어가 요구된다. on-coming 클러치의 토크 증가가 off-going 클러치의 토크 감소에 비해 느리면 토크 전달 감소가 생겨 변속기의 토크 전달 성능이 감소할 수 있다. 반면에 on-coming 클러치의 토크 증가가 너무 빠르면 변속의 충격이 발생하여 승차감을 떨어뜨릴 수 있고, 동력 전달계의 내구성에도 악영향을 미칠 수 있다.

본 연구에서는 습식 클러치를 이용한 DCT를 제어하고자 한다. 습식 DCT는 건식 DCT에 비해 전달 토크 용량이 크고 동력 전달이 부드러운 장점이 있으나, 유체 점성에 의한 토크가 발생해 정밀한 토크 제어가 요구되는 DCT에서 제어가 어렵게 되는 요인으로 작용할 수 있다. 이를 위해 불확실성이 많은 비선형 제어에 유리한 sliding mode 제어 기법을 사용하였다. 또한 제어기의 신뢰성과 가격 면에서도 유리한 on-off 방식의 유압 액추에이터를 사용하여 클러치의 토크를 제어하였다.

제어기의 성능을 확인하기 위해 습식 DCT를 Matlab/Simulink를 이용하여 모델링 하였다. 제어를 하지 않는 경우와 기존의 변속 충격을 줄이는 방법인 토크 컨버터를 장착한 경우, 그리고 토크 컨버터를 장착하지 않고, sliding mode 제어한 경우를 시뮬레이션으로 비교하여 제어기의 성능을 확인하고자 한다. 또한 많은 불확실성에도 제어기 성능이 크게 변하지 않는가도 확인하여 보았다.

2. 시뮬레이션을 위한 모델

본 연구에서는 DCT의 변속 특성을 시뮬레이션 하기 위하여 Fig. 1과 같이 차량을 단순화 하여 모델링 하였다.

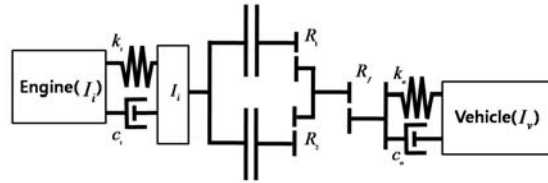


Fig. 1 Vehicle Power Train Model

모든 구성요소는 각각의 관성 모멘트와 강성 및 댐핑 계수를 가지고 있으나 모두 감안하는 것은 계산 시간 등을 감안할 때 효율적이지 못하다.

따라서 관성 모멘트 중 큰 비중을 차지하는 차량과 엔진의 관성 모멘트를 고려하였고, RPM 및 변속 충격 등을 모사하기 위해 입력축의 관성 모멘트는 따로 존재한다고 하였으며, 강성과 댐핑 계수는 입력축과 출력축에만 존재한다고 가정하였다.

2.1 차량의 동력 전달계 모델

엔진의 토크는 식 (1)과 같이 가속 페달의 위치와 엔진의 회전속도의 함수이고, 엔진의 회전 속도는 식 (2)와 같다. 식 (2)에서 입력축의 토크는 입력축의 강성과 댐핑 계수에 의해 식 (3)과 같이 정의하되 입력축의 회전 속도는 식 (4)와 같다.

$$T_e = f(u_{throttle}, \omega_e) \quad (1)$$

$$\omega_e = \int \frac{(T_e - T_i)}{I_e} dt + \omega_e^0 \quad (2)$$

()

$$\omega_i = \int \frac{T_i - (T_{c1} + T_{c2})}{I_i} dt \quad (4)$$

변속기의 회전속도는 식 (5)와 같고, 출력축에 걸리는 토크는 출력축의 강성과 댐핑 계수에 의해 식 (6)과 같다. 식 (7)에서 I_v 는 변속기 출력축에서 휠 방향의 차량의 관성 모멘트이다.

$$\omega_{TM} = \int \frac{(T_{c1} \cdot R_1 + T_{c2} \cdot R_2) - \frac{T_o}{R_f}}{I_v} dt \quad (5)$$

$$T_o = k_o (R_G \cdot \theta_{TM} - \theta_o) + c_o (R_G \cdot \omega_{TM} - \omega_o) \quad (6)$$

$$I_v = M \cdot \left(\frac{R_{tire}}{R_f} \right)^2 \quad (7)$$

출력축의 회전 속도는 식 (8)과 같이 정의하였고, 차량의 공기저항과 구름 저항은 식 (9)와 같이 정하였으나, 실제 모델링에서는 구름 저항만 존재하는 것으로 모델링 하였다.

$$\omega_o = \int \frac{T_o - T_L}{I_v} dt \quad (8)$$

$$T_L = C_d V^2 + \mu_{tire_resist} W + W \sin \theta \quad (9)$$

2.2 습식 클러치 모델

자동 변속기에 사용되는 습식 클러치에 발생하는 토크는 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$T_a = \mu_f N_f \cdot P_a \cdot \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} r^2 dr d\theta \quad (10)$$

$$T_h = \mu N_f (\phi_f + \phi_{fs}) \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} \frac{r^2 \cdot \omega_{rel}}{h} r dr d\theta \quad (11)$$

$$T_c = T_a + T_h \quad (12)$$

식 (10)는 클러치에서 마찰력으로 인해 발생하는 토크로 유압 액추에이터의 압력에 비례한다. 식 (11)은 Automatic Transmission Fluid(ATF)의 점성으로 인해 발생하는 토크로 클러치 입력축과 출력축의 상대속도에 비례한다.

ϕ_s 와 ϕ_{fs} 는 Patir와 Cheng가 제안한 것으로 ϕ_s 는 전단흐름에 대한 값으로 클러치의 마찰

판의 간격과 판의 표면의 거칠기에 따라 0에서 1.2사이의 값을 가진다. ϕ_{fs} 는 전단응력에 대한 값으로 마찰 판의 간격과 표면의 거칠기에 따라 0에서 1의 값을 가진다.

식 (12)과 같이 클러치에 작용하는 토크는 액추에이터의 압력에 비례하는 마찰력으로 인한 토크와 클러치의 상대 속도에 비례하는 점성에 의한 토크의 합으로 이루어진다.

2.3 유압 액추에이터 모델

액추에이터의 압력과 액추에이터에 유입되는 유량이 식 (13)와 같은 관계를 가진다고 하였을 때 이를 베르누이 방정식을 이용하여 식 (13)과 같은 관계를 정의할 수 있다.

$$Q = V_{accumulator} \sqrt{P_{app} - P_a} \quad (13)$$

Apply, Dump, Hold로 이루어진 제어신호에 따른 압력 변화를 식 (14)와 같이 나타내었다.

$$\begin{cases} \dot{P}_a = \sqrt{P_a} \cdot \sqrt{P_{app} - P_a} \cdot \frac{2\sqrt{2}}{V_{accumulator} \times \sqrt{\rho}} \cdot A_{valve} & : Apply \\ \dot{P}_a = -P \cdot \frac{2\sqrt{2}}{V_{accumulator} \cdot \sqrt{\rho}} \cdot A_{valve} & : Dump \\ \dot{P}_a = 0 & : Hold \end{cases} \quad (14)$$

변속 시에 on-coming 클러치의 압력 제어는 Apply Hold만을 사용한다 이 때 $V_{accumulator}$ 는 액추에이터의 압력과 유량의 관계를 나타내는 상수로써 실제 유압 액추에이터의 응답과 비슷한 응답이 나오도록 임의의 값을 넣어 액추에이터의 특성을 근사하였다. A_{valve} 를 상수로 하여 밸브의 면적을 조절하지 못하고 즉, 밸브를 열고 닫는 것만으로 압력을 제어하는 on-off 유압 액추에이터를 모사 하였다.

3. 클러치 제어기 설계

본 연구에서는 변속 시에 생기는 변속 충격을 감소시키기 위해서 클러치의 토크를 제어하는 sliding mode 제어기를 설계하였다.

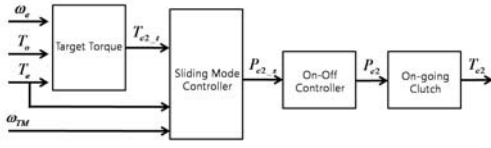


Fig.2 Diagram of Control Signal Flow

이 때 off-going 클러치의 토크는 제어하지 않고 on-coming 클러치만 제어하였으며, 목표 on-coming 클러치의 액추에이터의 압력을 sliding mode 제어가 추종하게 하였다. 추종된 압력의 형상을 유압 액추에이터가 밸브를 on-off함으로 액추에이터의 압력을 조정하여 on-coming 클러치의 토크를 제어하는 방법으로 변속 시에 생기는 충격을 감소시키도록 제어하였다. 또한, sliding mode 제어에 사용되는 변수는 변속기의 출력축 회전속도만 측정하고 이외의 값은 미리 입력한 엔진 맵의 토크를 이용함으로써 외란에 대한 강인성을 높이도록 설계 하였다.

3.1 목표 on-coming 클러치 토크

DCT는 두 줄기의 동력 전달계를 가지게 되므로 차량 토크 및 속도가 각 클러치의 토크 및 속도에 비례하지 않는다. 따라서 변속 시에 변속 충격 없이 변속하기 위한 on-coming 클러치의 목표 토크를 다음과 같이 계산하였다.

$$T_{impact} = T_i - T_{engine} \quad (15)$$

$$T_{2td} = \frac{T_{engine} \times R - T_1 \times R_1 - T_{impact}}{R_2} \quad (16)$$

변속 시 생길 수 있는 충격은 변속기 입력축에서 지배적으로 발생하므로, 식 (15)와 같이 변속 시 생길 수 있는 충격에 의한 토크를 계산하였다. 변속 시 이상적인 차량의 토크는 엔진 토크와 기어 비의 곱이므로 이에 Off-going 클러치에 작용하는 토크와 식 (15)에서 계산된 충격에 의한 토크를 식 (16)과 같이 계산하면 목표 on-coming 클러치의 토크를 구할 수 있다. 이 때 T_i 는 출력축의 속도를 미분하고 저주파 필터를 통과시켜 사용하였다.

3.2 Sliding mode 제어기

만일 일반적인 동적 시스템이 식 (17)과 같다고 하였을 때, sliding surface를 식 (18)과 같이 정의하고 이를 정리하면 식 (19)와 같이 표현된다.

$$x^{(r)}(t) = f(X;t) + b(X;t)u(t) + d(t) \quad (17)$$

$$s(X;t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{r-1} \cdot \varepsilon \quad (18)$$

$$\dot{s} = -\lambda_s \cdot s + \Delta f + \Delta d - \Delta x_{1d}^{(r)} \quad (19)$$

식 (19)에서 Δf , Δd , $\Delta x_{1d}^{(n)}$ 는 모델링 시 생기는 오차이다.

에러를 토크보다 속도로 정의하는 것이 측정이 정확하고 비용 측면에서도 유리하므로 식 (20)과 같이 정의하였다. 제어 입력은 식 (21)에서 압력으로 정의하였는데 이는 각가속도에 비례한다. 물리적으로는 유압 액추에이터의 밸브에 대한 입력은 압력 변화에 비례하나, 사용하는 액추에이터는 밸브를 열고 닫는 기능만 수행 할 수 있으므로, 압력의 변화량을 직접 제어 할 수 없어, 제어 입력을 압력으로 정의 하였다.

$$\varepsilon = \omega - \omega_d \quad (20)$$

$$u_a = P \propto T \propto \dot{\omega} \quad (21)$$

위의 정의에 따라 에러와 제어 입력 사이에 상대적인 차수의 차이(relative order)는 1차로 정의 된다. 식 (22)와 같이 sliding mode의 게인이 제어의 대역폭과 같다고 정의하면, sliding surface와 에러의 관계는 식 (23)과 같이 정의된다.

$$\lambda_s \approx \lambda \quad (22)$$

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^0 \varepsilon = \varepsilon \quad (23)$$

식 (23)를 식 (19)에 대입하고 모델링 시의 오차는 미미하다고 하면, 식 (24)과 같이 표현 할 수 있다.

$$\dot{\varepsilon} + \lambda \varepsilon = 0 \quad (24)$$

식 (24)에 식 (20)을 대입하면 식 (25)과 같이 유도된다. 이는 각가속도에 대한 식이므로 압력은 클러치에 작용하는 토크에 비례한다고 가정하고 각가속도를 토크로 나타내어 sliding mode 제어기 설계를 완성하면 식 (26)와 같다.

$$\dot{\omega} = \dot{\omega}_d - \lambda(\omega - \omega_d) \quad (25)$$

$$P_{c2s} = [T_{2td} - I_v \cdot \lambda \cdot (\omega - \omega_{2td})] \cdot \frac{1}{C} \quad (26)$$

T_{2td} 는 식 (16)에서 구한 목표 토크이며, ω_{2td} 는 T_{2td} 를 차량의 관성 모멘트로 나누고 적분한 값이다. C 는 $C \cdot P_{c2} = T_{c2}$ 로 정의 된다. 여기서, 압력과 클러치에 작용하는 토크가 비례한다고 하였으므로, 점성에 의한 토크는 제어기 설계에 고려되지 않았다. 따라서 점성에 의한 토크는 불확실 요소로 간주된다.

식 (27)은 P_{c2s} 와 현재의 액추에이터 압력을 비교하여, 현재의 액추에이터 압력이 P_{c2s} 보다 크면 액추에이터의 밸브를 닫아 압력을 유지하고, 작으면 밸브를 열어 액추에이터 압력을 증가시키도록 하는 액추에이터의 제어 신호를 나타낸다.

$$u_a = \text{sgn}(P_a - P_{c2s}) \quad (27)$$

이외에 on-off 유압 액추에이터는 클러치에 음의 토크를 가할 수 없기 때문에 효과적으로 변속 시 충격을 제어하기 위해서 변속하는 동안 엔진 토크를 미리 정한 스케줄에 의해 일정량을 줄였다.

4. 시뮬레이션 결과

설계된 제어기의 성능을 시험하기 위해 앞에서 모델링된 동력 전달계에 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 먼저 일정한 상황에서 설계된 제어기가 어떻게 작동하는지 고찰한 다음 온도 변화와 운전자의 변속 중 급격한 가속 페달 조작 같은 가혹한 조건에서도 sliding mode 제어기가 잘 작동하는지도 확인하여 보았다.

4.1 제어기의 동작

차량이 정지 상태에서 off-going 클러치가 1단으로 적용된 상태로 출발하여 2초가 지난 후에 2단으로 변속하는 상황을 시뮬레이션 하였다. 이 때 유체 클러치주변의 ATF 온도는 약 80℃로 유지된다고 가정하였다. 가속 페달

입력은 70%로 유지하였다. 변속 시 싱크로나이저는 두 기어에 이미 작동되고 있다고 가정하고 Matlab/Simulink를 사용하여 시뮬레이션 하였다. 이 때 제어기의 loop time은 3msec로 하였다.

Fig. 3은 식 (16)에서 계산된 on-coming 클러치의 목표 토크를 시간에 따라 표현하고 있다. on-going 클러치의 목표 토크 값이 0을 유지하고 있다가 변속이 시작되는 시점에서부터 차량의 목표 토크와 변속 충격을 감안하여 목표 on-going 클러치 토크가 증가하는 것을 볼 수 있다.

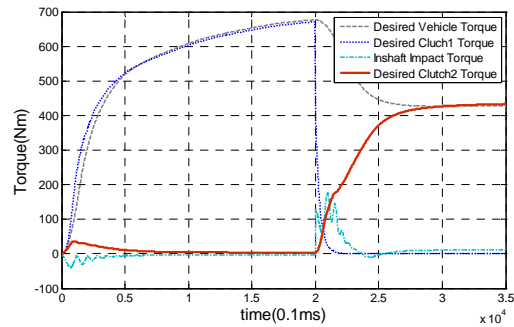


Fig. 3 Desired on-coming clutch torque

Fig.4에서는 앞에서 얻어진 on-coming 클러치의 목표 토크를 sliding mode 제어기가 추종하고 있음을 보여주고 있다.

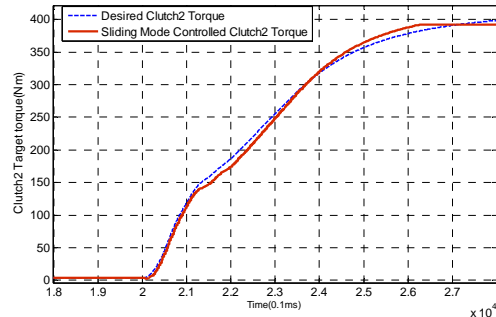


Fig. 4 Sliding Mode Control Input

Fig.5는 off-going 클러치 액추에이터의 압력 변화를 제어하지 않았을 때와 제어하였을 때를 나타내고 있다. 제어하지 않는 경우는 밸브를 계속 열어 압력이 연속적으로 증가하고 약 0.1초에 최대 압력에 도달하고 있다. 제어를 하는 경우에는 유압 액추에이터가 on-off 동작을 반복하여 압력의 증가가 계속 조정되고 있는

것을 볼 수 있다.

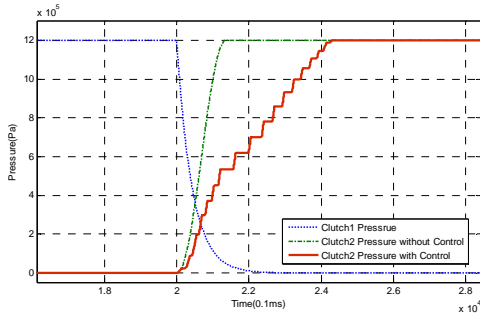


Fig. 5 Controlled and Uncontrolled Actuator Pressure

Fig.6은 토크 컨버터가 장착되어 있지 않고, 클러치 압력을 제어하는 경우와 하지 않는 경우, 토크 컨버터가 있고 액추에이터의 압력을 제어하지 않은 경우에 차량 가속도의 변화를 함께 비교하고 있다. 제어를 하지 않은 경우에는 변속 시에 약 0.1g의 큰 가속도가 작용하였고 이후 토크가 빠르게 감소하여 승차감에 악영향을 미칠 것으로 예상된다. 토크 컨버터가 장치되고 제어하지 않은 경우 토크의 형상이 부드러워졌고 급한 토크의 감소가 관찰되지 않으나, 여전히 변속 시 충격이 관찰된다. 반면에 액추에이터 압력 제어 시에는 토크 컨버터가 없어도 변속 충격과 토크 감소 없이 목표 토크를 잘 추종하고 있다.

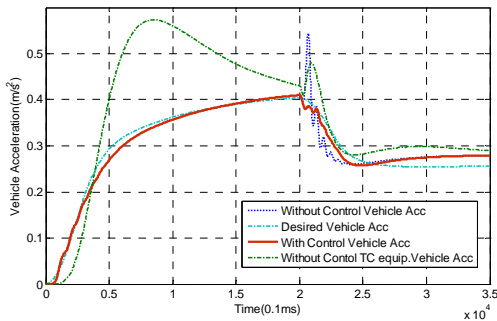


Fig. 6 Vehicle Acc for Controlled and Uncontrolled Actuator Pressure

4.2 가속한 조건에서의 제어기 성능

유체 클러치는 건식 클러치에 비해 부드러운 동작이 가능한 장점이 있으나 ATF의 온도 변화에 따른 점성 변화에 많은 영향을 받는다.

따라서 온도가 낮아 점성이 높은 경우에는 식 (11)에 따라 유체 클러치에서 점성에 의한 토크가 크게 발생해서 변속 시 부드러운 변속이 어려울 수 있다. 따라서 sliding mode 제어기의 성능을 판단하는데 있어서 온도 변화는 중요한 인자라고 할 수 있다.

Fig.7은 온도에 따른 변속 성능의 변화를 나타내고 있다. 가장 가속한 조건인 ATF의 온도가 20℃인 경우에는 변속 시 약간의 진동이 발생하였으나 그 크기가 크지 않았으므로, 잘 제어되었다고 볼 수 있고, 40℃와 80℃ 이상에서는 거의 진동이 발생하지 않았다. 온도가 0℃, 40℃, 80℃로 증가함에 따라 점성은 각 4배씩 감소하여, 유체 점성에 의한 토크의 영향이 4배씩 줄어들어도 불구하고 목표 가속도를 잘 추종하고 있는 점은 불확실성이 많아도 좋은 제어 성능을 나타내는 sliding mode 제어의 특징을 잘 보여준다고 볼 수 있다.

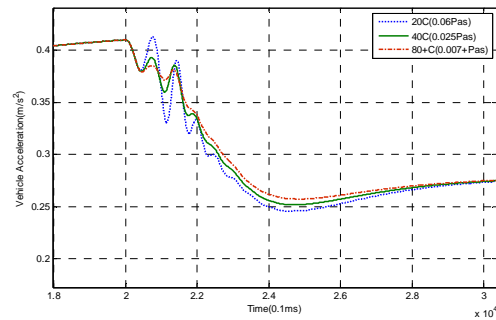


Fig. 7 Effect of ATF Temperature

또한, 제어기의 강건성을 시험하기 위해 변속되는 시점에 운전자가 가속 페달을 큰 폭으로 조절하는 경우에 대한 시뮬레이션을 수행하였다.

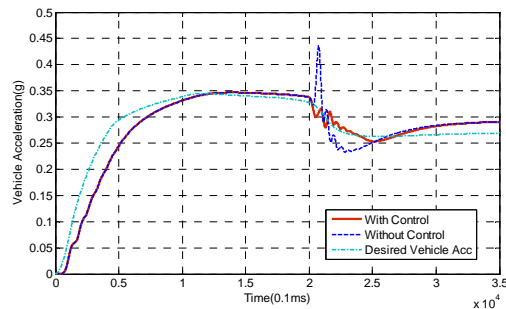


Fig. 8 Effect of Driver's gas pedal movement

Fig.8 는 변속 중 운전자가 가속 페달을 20%로 유지하다가 변속 시점에 100%로 조작한 경우이다. 이 때 킥 다운은 이루어지지 않았다. 기어가 2단으로 바뀌었음에도 불구하고 차량의 가속도는 크게 떨어지지 않을 만큼 엔진의 토크가 증가함을 확인할 수 있다.

제어하지 않은 경우에는 여전히 변속 시점에서 급격한 충격이 발생하고, 이어서 토크 감소도 함께 발생하였다. 제어 시에는 앞의 경우와 마찬가지로 변속 시 충격이 발생하지 않았고, 변속 이후 토크도 감소되는 현상 없이 목표 토크를 잘 추종하고 있다.

따라서 본 연구에서 설계된 DCT sliding mode 제어기는 변속 충격 없이 빠른 속도로 변속할 수 있으며, 온도 및 급격한 운전자의 조작과 같은 불확실성이 큰 경우에도 충분한 성능을 낸다고 볼 수 있다.

5. 결론

DCT는 변속 시 높은 신뢰성과 정밀한 토크 제어가 요구되나 유체 점성 등의 불확실성이 많으므로 이를 위해 on-off 유압 액추에이터를 사용하는 sliding mode 제어기를 설계하였고 시뮬레이션을 통해 그 성능을 검증하였다. sliding mode 제어를 이용한 DCT는 주어진 목표 차량 가속도를 잘 추종하였고, 불확실성이 많은 상황에서도 좋은 제어 성능을 보여주었다.

그러나 제어기의 성능에 많은 영향을 주는 클러치와 유압 액추에이터의 수학적 모델은 실제 시스템은 차이가 있을 수 있으므로, 실험에 의한 검증이 요구된다.

6. 참고 문헌

- 1) Manish Kulkarni, Taehyn Shin, Yi Zhang, "Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 42, pp.168~182, 2007
- 2) K.Glitzenstein, J.K Hedrick, "Adaptive control of Automotive Transmission", *Proc. of American Control Conf.*, Vol.2, pp.1849~1855, 1990

- 3) J.-J. E. Slotine, J.A Coetsee, "Adaptive sliding controller synthesis for non-linear systems", *INT.J. Control*, Vol. 43, NO.6, pp.1631-1651, 1986
- 4) Yubo Yang, Robert C. Lam, Tamotsu Fujii, "Prediction of Torque Response During the Engagement of Wet Friction Clutch", *SAE technical paper*, 1998
- 5) Nadir Patir, H.S.Cheng, "Application of Average Flow model to Lubrication between Rough Sliding Surfaces", *Transaction of the ASME*, Vol .101, pp.220~230, 1979
- 6) S. J. PARK, W. S. RYU, J. G. SONG, H. S. KIM and S. H. HWANG, "Development of DCT vehicle performance simulator to evaluate force and torque interruption", *Int. J. Automotive Technology*, Vol.7, No.2, pp.161~166, 2006