

# 자기강화원리를 이용한 클러치 액추에이터의 설계 및 제어

김진성\* · 최세범

한국과학기술원 기계공학과

## Design and Control of Clutch Actuator System using Self-energizing effect

Jinsung Kim\* · Seibum Choi

<sup>1)2)</sup> *Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, 335 Gwahangno, Yuseong-gu, Daejeon 305-701, Korea*

**Abstract** : The engineering technology of automotive system is currently edging toward improving fuel economy. Transmission is the one of the major parts for maintaining overall energy efficiency. The dual clutch transmission (DCT) is the most efficient transmission that a 15% higher fuel efficiency is available to be compared with planetary automatic transmission and any others. However, two actuators have to be needed due to its structure having dual clutch. To much higher efficiency of the system, energy consumption of clutch actuator should be minimized as much as possible. Therefore, alternative design for clutch actuator is suggested to improve overall efficiency of the clutch system in this paper. The clutch actuator suggested using self-energizing effect is introduced to amplify the normal force applied on the surface between friction disks for the engagement of the clutch. The dynamic model of the mechanical actuator coupled with DC motor model is also introduced to capture the essential dynamics. A model-based controller for tracking the desired normal force is developed for the engagement or disengagement of the clutch.

**Key words** : Clutch Actuator(클러치 액추에이터), Automatic transmission(자동변속기), Dual clutch transmission(듀얼클러치변속기), Sliding mode control(슬라이딩모드제어), Fuel efficiency(연비효율), self-energizing effect(자기강화원리)

### Nomenclature

J : moment of inertia, kg m<sup>2</sup>

F: force, N

L: motor inductance, H

T : torque, Nm

R: resistance, ohm

i : speed reduction ratio

b : viscous coefficient, Nms/rad

k: stiffness torque, Nm/rad

r: radius, m

x: displacement, m

$\alpha$ : slope angle, deg

$\mu$ : friction coefficient

$\theta$ : rotational angle, rad

$\omega$ : rotational speed, rad/s

### Subscripts

a : actuation plate

c : controller

g : gear ratio

\* 김진성, E-mail: [jsk@kaist.ac.kr](mailto:jsk@kaist.ac.kr)

m : motor  
 p : pushed plate  
 w : wedge

## 1. 서론

계속되는 유가상승과 환경규제 등으로 인해 차량 연비효율 향상에 관한 기술이 많은 주목을 받고 있다. 그 중 변속기는 동력을 전달장치로서 차량 전체의 효율을 결정하는데 큰 영향을 미치고 있다. 최근 들어, 변속기의 자동화 흐름으로 인해 기존의 자동변속기 외에 자동화수동변속기(AMT), 무단변속기(CVT), 듀얼클러치변속기(DCT) 등이 개발되고 있다. 이 가운데 듀얼클러치변속기는 두 개의 클러치와 동력축을 번갈아 가며 사용함으로써, 토크단절감을 줄일 수 있는 장점이 있다.<sup>4)</sup> 또한 토크컨버터를 제거하여 연비효율을 10% 이상 증가시킬 수 있다.<sup>1)</sup> 하지만 듀얼 클러치의 사용으로 인해, 역시 두 개의 액추에이터가 필요하게 되므로, 전체 시스템의 단가상승과 효율저하를 유발하게 된다. 따라서 본 연구에서는 새로운 형태의 변속기용 클러치 액추에이터를 개발하여, 에너지 소모를 최소화하는 것이 궁극적 목표이다. 본 단계에서는 그 첫번째 단계로서, 가능성을 확인하는데 목적이 있다. 이를 위하여 DC모터와 건식마찰디스크의 사용을 제안하였으며, 베벨기어형태의 작동구조가 사용되었다. 또한 새로운 구조의 클러치 액추에이터에 대하여 동적 모델을 제안하였다. 이어서, 클러치 체결을 위한 수직력을 얻기 위하여, 슬라이딩 모드 제어기를 설계하고 시뮬레이션하였다. 이 때 건식클러치 사용으로 인하여 발생할 수 있는 마찰계수의 변화로 인해 발생하는 불확실성에 대하여 강인성을 갖는 제어기를 설계하고, 시뮬레이션을 통해 성능을 자 한다.

## 2. 클러치 시스템 설계

### 2.1 작동원리

새롭게 제안하는 클러치 액추에이터 시스템은 자기강화원리를 활용한다. 자기강화현상은 기본적으로 가해진 힘에 비하여, 출력 힘을 배가시킬 수 있는 구조에서 나타나며 주로 췌기(Wedge)형상을 통하여 확인할 수 있다. 최근엔 제동시스템의 일종인 EWB(Electronic Wedge Brake)에 많이 활용

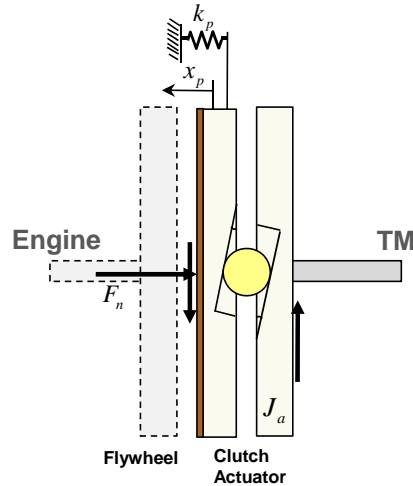


Fig. 1 Design concept of clutch Actuator

되고 있다.<sup>2)</sup> 본 연구에서 제안하는 구조 또한 췌기형상을 사용한다. Fig.1과 같이 마찰디스크 뒷면에 판 두 개를 놓고 사이에 기어가 삽입된다. 이는 기존의 베벨기어 형태와 같으며 경사진 형태로 배치되어 췌기형상을 만들어낸다. 이 때 변속기 측면의 구동판은 축 방향으로 고정되어 있으며, 이를 회전시키면 엔진축의 접촉판이 앞으로 밀리면서 클러치가 체결되게 된다. 구동판의 회전은 DC소형모터를 사용하게 되며, 모터에서 발생한 토크는 체결시 발생하는 마찰토크와 함께 자기강화원리에 의해 증폭되어 큰 힘을 얻을 수 있게 된다.

### 2.2 시스템 모델

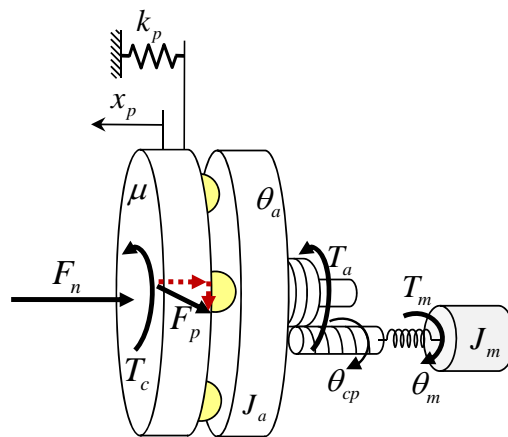


Fig. 2 Schematic of clutch Actuator

시스템의 동작을 살펴보기 위하여 제안된 클러치 액추에이터 시스템의 동적 모델이 필요하다. 시스템 모델은 크게 모터구동부와 기계적하부시스템으로 나누어진다.

### 2.2.1 DC모터구동부

DC모터의 구동부는 전기적 흐름을 나타내는 식(1)과 관성모멘트와 부하를 고려한 식(2)로 구성된다.

$$V_s = R_m i + L_m \frac{di}{dt} + V_{emf} \quad (1)$$

$$J_m \dot{\omega}_m = T_m - T_b - T_L \quad (2)$$

$$\begin{aligned} T_m &= k_{cp} (\theta_{cp} - \theta_m) \\ T_b &= b_m \omega_m \\ T_L &= T_a / i_g \end{aligned} \quad (3)$$

식(2)에서 모터의 회전운동은 전류에 비례하여 발생된 토크  $T_m$ 와 모터의 속도에 비례하여 발생하는 마찰손실  $T_b$  및 구동판으로부터 전달되는 부하토크  $T_L$ 와의 관계를 통하여 정의될 수 있다. 또한 모터에서 발생한 회전력은 커플링과 감속기어를 통해 클러치의 기계적하부시스템으로 전달된다.

### 2.2.2 기계적하부시스템

구동판(Fig.2에서 오른쪽 회전판)의 회전을 기준으로 클러치의 체결이 이루어지므로, 이 판의 관성모멘트를 고려한 회전운동 방정식은 다음과 같다.

$$J_a \dot{\omega}_a = T_a + T_c - F_p r_w \sin \alpha \quad (4)$$

여기서 힘  $F_p$ 는 경사면에 작용하는 힘이며, 마찰면에 작용하는 수직력  $F_n$ 과의 관계식은 다음의 식(5)와 같다.

$$F_p = \frac{F_n}{\cos \alpha} \quad (5)$$

식(4)에서  $T_a$ 는 구동판이 회전하면서 발생하는

토크로, 이 힘은 앞에서 제시된 모터로부터 전달되며 관계식은 다음과 같다.

$$T_a = k_a \left( \frac{\theta_{cp}}{i_g} - \theta_a \right) \quad (6)$$

또한 구동판 및 접촉판에 새겨진 경사로 인하여 클러치 체결 및 분리를 위해 이동하는 접촉판의 축방향 변위  $x_p$ 는 Fig.3에 나타난 기하학적 관계를 통하여 얻어낼 수 있다. 그림에서 경사각  $\alpha$ 와 구동판의 회전각  $\theta_a$  및 구동판의 회전반경  $r_w$ 에 의하여  $x_p$  값이 얻어지며 관계식은 식(7)과 같다.

$$x_p = r_w \theta_a \sin \alpha \quad (7)$$

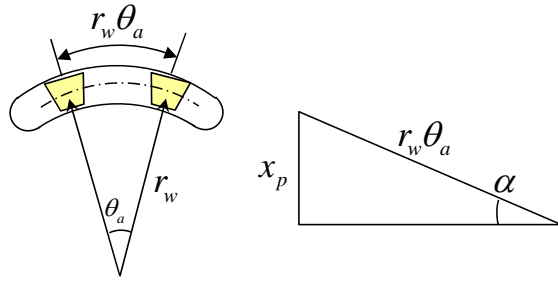


Fig. 3 Kinematic relation

따라서 클러치의 접촉면에 작용하는 수직력  $F_n$ 은 판의 강성을 고려하여

$$F_n = k_p x_p = k_p r_w \theta_a \sin \alpha \quad (8)$$

와 같이 나타낼 수 있으며, 건식마찰디스크상의 마찰계수  $\mu$ 와 디스크의 반경  $R_c$ 를 고려하여 최종적인 클러치 토크를 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_c = \mu R_c F_n \quad (9)$$

한편, 식(5), (6), (7), (8)을 (4)에 대입하면 구동판의 운동방정식은 최종적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
J_a \dot{\omega}_a &= T_a + \mu R_c F_n - F_n r_w \tan \alpha \\
&= T_a + (k_p r_w \theta_a \sin \alpha)(\mu R_c - r_w \tan \alpha)
\end{aligned} \quad (10)$$

위의 식(10)에서 나타나듯이 클러치 토크  $T_c$  와 구동판의 회전토크  $T_a$  는 자기강화원리에 의하여 증폭되며, 세번째 텀은 구동판의 경사각  $\alpha$  를 통해 증폭되는 힘을 나타낸다.

### 3. 클러치 체결을 위한 수직력 제어기 설계

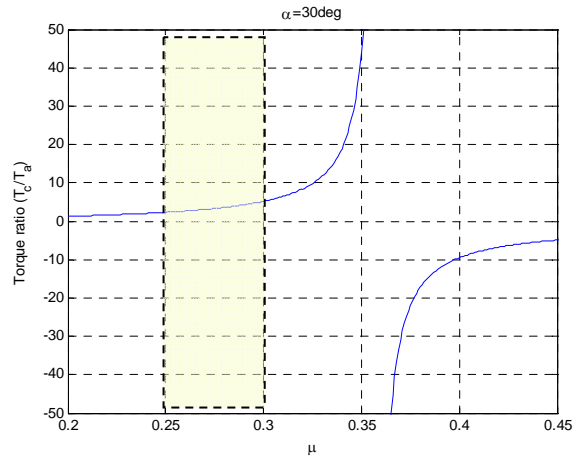
#### 3.2 자기강화원리에 의한 토크 증폭

2장에서 소개된 클러치 액추에이터 시스템의 동적 모델을 바탕으로 클러치 체결을 위한 수직력을 추종하는 제어기를 설계할 수 있다. 이에 앞서 자기강화에 의한 토크의 증폭비를 결정하기 위하여, 구동판 및 접촉판의 경사각  $\alpha$  를 설정하여야 한다. 소형모터로부터 얻어진 토크는 구동판으로 전달되며, 커플링의 강성이 매우 크며, 감속비없이 전달된다고 가정하면 토크의 증폭비는 다음과 같이 표현할 수 있다.

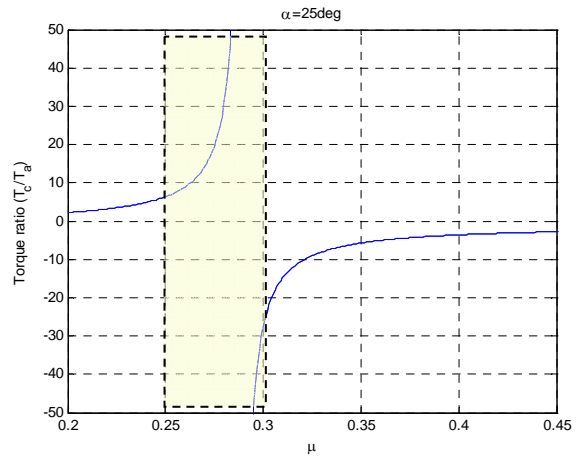
$$\Upsilon \equiv \frac{T_c}{T_a} = \frac{\mu R_c}{r_w \tan \alpha - \mu R_c} \quad (11)$$

여기서 증폭비  $\Upsilon$  는 구동판에 전달된 토크  $T_a$  와 체결에 사용되는 토크  $T_c$  의 비율로 나타낼 수 있다. 식(11)을 바탕으로, 마찰계수의 변화에 따른 토크의 증폭비는 Fig.4 와 같이 나타낼 수 있다.

Fig.4 (a)는 경사각  $\alpha$  를 30도로 설정하였을 때 토크의 증폭비를 나타낸다. 일반적인 건식마찰디스크의 마찰계수는 약 0.26에서 0.31의 값을 가지므로, 가용할 수 있는 범위는 점선으로 표시된 상자의 영역으로 볼 수 있다. 경사각이 고정된 상태에서 마찰계수가 커지게 되면 토크비가 무한대로 커질 수 있으므로 적절한 영역 내에서 작동하도록 해야 하며, 그에 알맞은 제어가 필요함을 알 수 있다. 한편 Fig.4 (b)는 경사각  $\alpha$  를 25도로 낮추었을 때, 토크의 증폭비를 나타낸다. 경사각이 낮



(a)



(b)

Fig. 4 Torque amplification ratio  
(a)  $\alpha=30^\circ$ , (b)  $\alpha=25^\circ$

을 경우, 작동범위의 마찰계수에서 증폭비가 필요 이상으로 커져 시스템이 발산할 수 있음을 보여주고 있다. 반대로 경사각이 너무 커지면, 증폭이득이 작아져 전체적인 시스템의 효율성이 떨어지는 단점이 있다. 따라서 수직력 또는 클러치 토크의 제어에 앞서 시스템의 적정 경사각은 30도로 설정할 수 있다.

#### 3.2 클러치의 수직력 제어

##### 3.2.1 시스템 모델의 단순화

앞 항에서 제안된 클러치 액추에이터 시스템의 모

델팅을 수행하였으며, 적절한 토크의 증폭을 위한 경사각을 설정하였다. 이를 바탕으로 클러치의 체결을 위하여 원하는 수직력(Normal force)을 제어할 수 있다. 우선 2절에서 제시된 모델은 모터의 구동부와 기계적 시스템이 서로 연관되어 있어 제어기 설계를 위한 모델로서는 다소 부적합하다. 따라서 시스템의 차수를 낮춰야 할 필요성이 있으며, 이를 위하여 다음과 같은 가정을 제시하였다.

- 모터의 인덕턴스의 무시
- 구동관의 dynamics 무시
- 모터 커플링의 compliance 무시

여기서 DC모터의 인덕턴스는 로터의 관성모멘트에 비하여 매우 작으므로 이를 무시할 수 있다. ( $L_m \ll J_m$ ) 구동관의 경우, 실제 매우 작은 각도의 범위 안에서 회전하므로, 제어기 설계시 dynamics를 생략하는 것이 단순화에 도움이 된다. 한편 모터와 구동관을 연결하는 커플링은 매우 stiff하다고 보아 그에 해당하는 compliance를 무시할 수 있다. 결과적으로, 위의 가정은 식(1),(4),(6)을 각각 다음과 같이 변경할 수 있다.

$$V_s = R_m i + V_{emf} \quad (12)$$

$$F_p r_w \sin \alpha = T_a + T_f \quad (13)$$

$$T_a = k_a \left( \frac{\theta_m}{i_g} - \theta_a \right) \quad (14)$$

식(12)~(14)를 2절에서 제시된 모델을 사용하여 조합하면 클러치 액추에이터의 시스템 모델은 다음과 같은 2차 시스템으로 표현할 수 있다.

$$J_m \ddot{\theta}_m + \left( \frac{k_t k_m}{R_m} + b_m \right) \dot{\theta}_m + \frac{k_a k_b}{i_g^2 (k_b + k_a)} \theta_m = \frac{k_t}{R_m} V_s \quad (15)$$

여기서 표현의 단순화를 위하여,

$$\begin{aligned} \beta &= r_w \tan \alpha \\ \gamma &= r_w \sin \alpha \\ k_b &= k_p \gamma (\beta - \mu R_c) \end{aligned} \quad (16)$$

와 같이 표현할 수 있으며, 다음 항에서 제어기 설계를 위한 모델로서 활용된다.

### 3.2.2 슬라이딩 모드 제어기 설계

클러치 마찰면에 작용하는 수직력을 제어하기 위하여 불확실성에 강인하며, 비선형 시스템에 적용 가능한 슬라이딩 모드 제어기를 설계하고자 한다. <sup>3)</sup> 우선 마찰면에서의 클러치 토크는 직접적으로 측정하는 것이 불가능하므로, 모터의 회전각을 제어 대상으로 설정하였으며 이는 엔코더를 이용하여 쉽게 측정할 수 있으므로 효율적이다. 따라서 sliding surface는

$$S \equiv \dot{\theta}_m + \lambda \tilde{\theta}_m \quad (17)$$

와 같으며  $\dot{\theta}_m, \tilde{\theta}_m$ 은 각각 모터의 속도와 회전각에 대한 에러를 나타낸다. 정의된 sliding surface를 equilibrium point로 수렴하게 하기 위하여, surface의 dynamics는

$$\dot{S} = -KS \quad (18)$$

와 같이 설정할 수 있다. 식(17)의 시간에 대한 미분값과 식(18)을 조합하면 원하는 제어 입력은 식(19)와 같이 나타낼 수 있다.

$$u = \frac{1}{p} (q - \lambda) \dot{\theta}_m + \frac{r}{p} \theta_m + \frac{1}{p} \ddot{\theta}_{md} + \frac{\lambda}{p} \dot{\theta}_{md} - \frac{KS}{p} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} p &= \frac{k_t}{J_m R_m} \\ q &= \frac{1}{J_m} \left( \frac{k_t k_m}{R_m} + b_m \right) \\ r &= \frac{k_a k_p \gamma (\beta - \mu R_c)}{J_m i_g^2 [k_p \gamma (\beta - \mu R_c) + k_a]} \\ &= \frac{k_a}{J_m i_g^2} \left( \frac{k_b}{k_b + k_a} \right) \end{aligned} \quad (20)$$

여기서 제어입력은 모터의 전압으로 설정하였다. 한편, 원하는 값은 클러치 토크 혹은 수직력인데 비하여 앞에서 정의된 제어대상은 모터의 회

전각이다. 따라서 두 값 사이의 관계식이 필요하다. 식 (14)를 (13)에 대입하면, 모터의 회전각 (Position)과 액추에이터 구동판의 회전각과의 관계를 알 수 있다.

$$\theta_a = \frac{k_b}{i_g(k_b + k_a)}\theta_m \quad (21)$$

또한 식(21)를 (14)에 다시 대입하면, 수직력과 모터 회전각 사이의 관계식을 구할 수 있다.

$$\theta_m = \frac{i_g(k_b + k_a)}{k_a k_p \gamma} F_n \quad (22)$$

위의 관계식을 통하여, 원하는 수직력을 모터의 회전각으로 변환하여 제어기에 적용할 수 있다.

### 3.3 적응제어기법의 적용

#### 3.3.1 적응제어기법의 유도

제안된 시스템은 건식마찰클러치를 사용한다. 습식클러치의 경우 자동변속기유(ATF)의 윤활효과로 인해 비교적 부드러운 변속과 냉각효과를 얻을 수 있는 반면, 유체마찰로 인한 슬립으로 인해 효율이 떨어지는 단점이 있기 때문이다. 반면 건식 클러치는 비교적 마찰계수가 높다는 장점이 있지만, 상대속도의 변화에 따른 마찰계수의 변화가 발생한다. 이는 제어기 파라미터의 불확실성으로 작용하며, 결과적으로는 운전자에게 변속충격을 크게 만드는 단점이 있다. 따라서 앞 항에서 제시된 제어기의 마찰계수  $\mu$  를 unknown parameter로 간주할 수 있다. 식(20)에서 나타나있듯이,  $\hat{r}$  은 마찰계수의 함수이므로, 이를 반영한 제어입력은 다음과 같다.

$$u = \frac{1}{p}(q - \lambda)\dot{\theta}_m + \frac{\hat{r}}{p}\theta_m + \frac{1}{p}\ddot{\theta}_{md} + \frac{\lambda}{p}\dot{\theta}_{md} - \frac{KS}{p} \quad (23)$$

파라미터 추정 알고리즘을 유도하기 위한 방법으로 Lyapunov synthesis method를 사용하였다.<sup>3)</sup> 여기서, positive definite의 조건을 만족하는 Lyapunov function은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$V = \frac{1}{2}S^2 + \frac{1}{2\varepsilon}\tilde{r}^2 \quad (24)$$

여기서  $\tilde{r}$  은 r의 error 값이며, r의 값이 빠르게 변하지 않는다고 가정하면, 그 미분값은  $\dot{\tilde{r}} = r - \hat{r} = -\dot{\hat{r}}$  로 나타낼 수 있다.

또한 식(24)의 시간에 대한 미분값은

$$\begin{aligned} \dot{V} &= S\dot{S} - \frac{1}{\varepsilon}\tilde{r}\dot{\tilde{r}} = S(-\tilde{r}\dot{\theta}_m - KS) - \frac{1}{\varepsilon}\tilde{r}\dot{\tilde{r}} \\ &= S(-\tilde{r}\dot{\theta}_m - KS) - \frac{1}{\varepsilon}\tilde{r}\dot{\tilde{r}} \\ &= -KS^2 - \tilde{r}\left[\dot{\theta}_m S + \frac{\dot{\tilde{r}}}{\varepsilon}\right] \end{aligned} \quad (26)$$

이며,  $\varepsilon$  은 양의 값을 갖는 design parameter이다. 식(25)가  $\dot{V} = -KS^2$  와 같이 negative semi definite의 조건을 만족하기 위한 적응제어기법은 다음과 같다.

$$\dot{\hat{r}} = -\varepsilon\theta_m S \quad (26)$$

#### 3.2.2 마찰계수의 추정

앞 항에서 유도된 적응제어기로부터 마찰계수를 추정할 수 있다. 식(20)으로부터  $\hat{r}$  및  $\dot{\hat{r}}$ 의 값은

$$\hat{r} = \frac{k_a}{J_m i_g^2} \left( \frac{\hat{k}_b}{\hat{k}_b + k_a} \right) \quad (27)$$

$$\dot{\hat{r}} = w \frac{d}{dt} \left( \frac{\hat{k}_b}{\hat{k}_b + k_a} \right) = w \frac{k_a}{(\hat{k}_b + k_a)^2} \dot{\hat{k}}_b \quad (28)$$

$$w = \frac{k_a}{J_m i_g^2} \quad (29)$$

와 같으며,  $\dot{\hat{k}}_b$  은 식(16)으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{\hat{k}}_b = -k_p \gamma R_c \dot{\mu} \quad (30)$$

이를  $\dot{\mu}$ 에 대하여 다시 정리하면,

$$\dot{\mu} = - \frac{(k_p \gamma (\beta - \hat{\mu} R_c) + k_a)^2}{w k_a k_p \gamma R_c} \dot{\hat{r}} \quad (31)$$

와 같이, 최종적인 마찰계수의 추정식을 얻을 수 있다.

#### 4. 시뮬레이션 결과

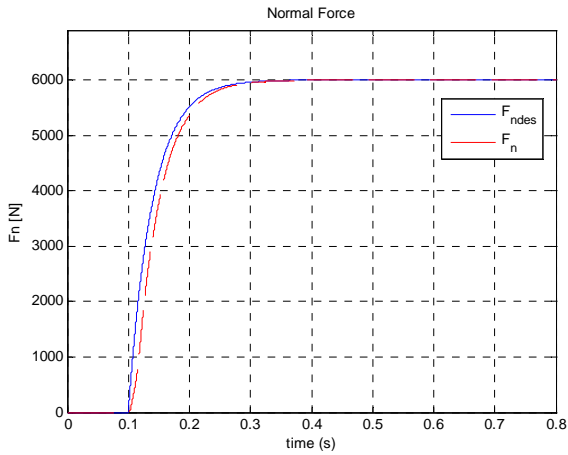


Fig. 5 Normal force control  
(sliding control,  $\mu_p = 0.26, \mu_c = 0.26$ )

통과필터(LPF)를 통과시켜 사용하였다. 일반적인

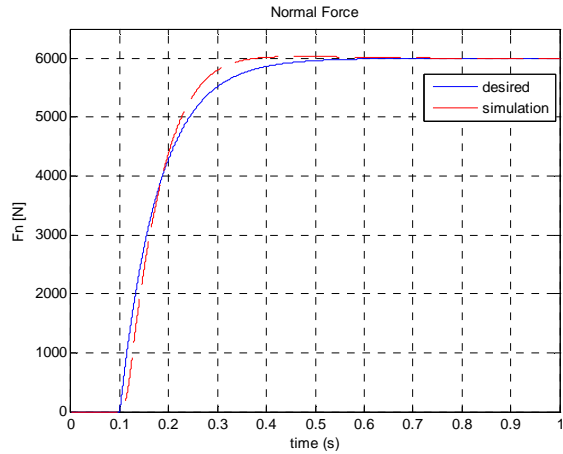


Fig. 7 Normal force Control  
(Adaptive sliding control,  $\mu_p = 0.31, \mu_c = 0.26$ )

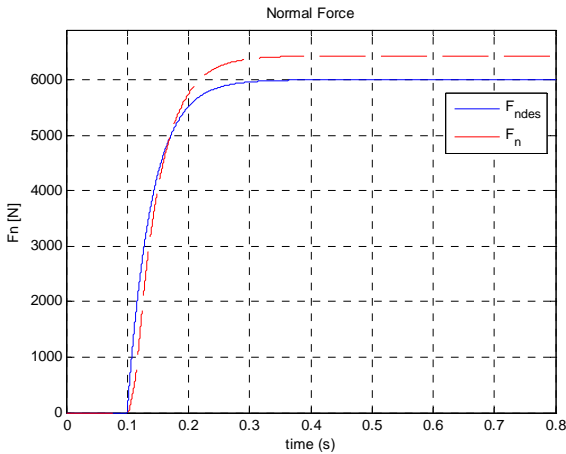


Fig. 6 Normal force Control  
(sliding control,  $\mu_p = 0.31, \mu_c = 0.26$ )

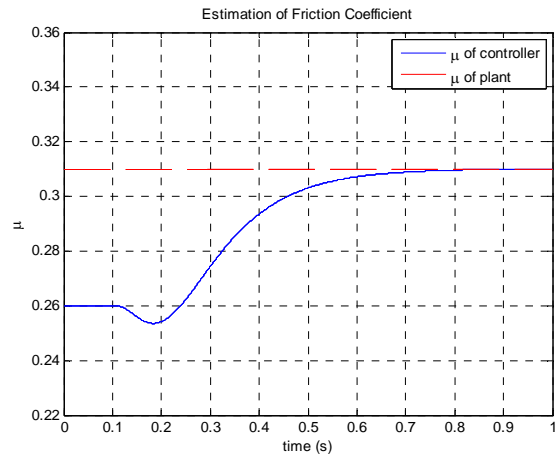


Fig. 8 Parameter Adaptation  
(Adaptive sliding control,  $\mu_p = 0.31, \mu_c = 0.26$ )

3절에서 제안된 슬라이딩 모드 제어기 및 파라미터 추정을 위한 적응제어기법을 MATLAB/Simulink를 통하여 시뮬레이션하였다. 클러치 마찰면에 작용하는 레퍼런스 수직력 값은 2000cc급 차량에 해당하는 클러치토크로 설정하였으며, 이 때 수직력은 대략 6000N에 해당한다. 마찰계수는 일반적인 건식마찰클러치의 nominal value 인 0.26으로 설정하였다. Fig.5 는 제안된 제어기가 수직력의 레퍼런스값을 이상적으로 따라가는 것을 볼 수 있다. 이 때 레퍼런스값은 저역

Step signal을 사용하였을 경우, 소형모터의 성능이 레퍼런스 신호의 slew rate을 따라가지 못하기 때문이다.

Fig. 6의 경우, 제어기의 마찰계수 값이 일반적인 값 0.26으로 설정되어 있고, 제어대상인 plant(액추에이터 시스템)의 마찰계수는 0.31로 설정했을 때의 슬라이딩 모드 제어기의 성능을 나타낸다. 이는 plant의 마찰계수가 변화했을 때, 제어기의 성능을 확인해 보는데 목적이 있다. 결과적으로는 정상상태 오차(steady-state error)가 발생

하는 것을 알 수 있다. 식(30)에서와 같이 마찰계수의 변화는 구동판의 강성과 연관이 있다. 따라서 구동판의 재질과 단면계수 등이 변하였을 때, 상대속도에 따른 마찰계수의 변화와 더불어 더 큰 오차를 일으킬 수 있다.

마찰계수의 변화에 따른 불확실성을 극복하기 위하여 설계된 적응제어기(26)의 시뮬레이션 결과는 Fig. 7과 같다. Fig. 6과 달리 정상상태 에러가 발생하지 않고, 원하는 값으로 잘 추종함을 볼 수 있다. Fig. 8은 마찰계수 값의 변화를 나타낸다. 제어기의 마찰계수 초기값은 0.26이며 클러치 체결과 함께 시스템의 마찰계수는 0.31로 수렴함을 알 수 있다. 따라서 제안된 적응제어기는 마찰계수의 불확실성 문제를 잘 해결하고 있음을 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 기존의 클러치 시스템과 다른 형태와 구조를 가진 새로운 액추에이터 시스템을 제안하였다. 하드웨어 구조와 함께 시스템 모델링, 제어기 설계등의 절차를 수행하였으며, 그 결과는

- 1) 베벨기어의 구조를 경사진 형태로 마찰디스크 뒷면에 장착하여 자기강화원리를 활용하도록 하였다.
- 2) 제안된 시스템에 대한 동적 모델링을 수행하여 모델기반의 제어기 설계와 파라미터에 따른 시스템 출력의 변화를 살필 수 있도록 하였다.
- 3) 클러치 체결을 위한 슬라이딩모드 제어기를 설계하고 수직력을 제어하여 원하는 클러치 토크를 얻을 수 있도록 하였으며, 시뮬레이션을 통해 결과를 확인하였다.
- 4) 건식마찰디스크를 사용함으로써 인해 작동 중 마찰계수의 변화가 발생한다. 이에 따른 파라미터의 불확실성을 해결하고자, 마찰계수의 추정 알고리즘을 제안하였으며, 시뮬레이션을 통해 성능을 확인하였다.

등이다. 향후 연구에서는 실제 하드웨어에 대한 실험을 통하여, 앞에서 제안한 액추에이터의 효용성을 확인하고, 파라미터에 대한 고찰 등을 보완

할 필요가 있다. 아울러 다양한 설계인자들을 고려하여 실제 변속기에 적합한 형태의 구조적 성능을 갖추도록 노력해야 할 것이다.

## References

- 1) Bernd Matthes, "Dual Clutch Transmissions - Lessons Learned and Future Potential", SAE Technical Report, 2005-01-1021, 2005.
- 2) J. Fox, et al, "Modeling and Control of a Single Motor Electronic Wedge Brake", SAE Technical Report, 2007-01-0866, 2007.
- 3) J. Slotine and W. Li, Applied Nonlinear Control, Englewood Cliffs, 1991
- 4) Development of DCT vehicle performance simulator to evaluate shift force and torque interruption, International Journal of Automotive Technology, Vol. 7, No. 2, pp. 161-166, 2006