# 자기 강화 메커니즘을 이용한 클러치 토크 추정

김진욱<sup>1),</sup> 최세범<sup>\*2)</sup>

한국과학기술원기계공학과<sup>1).</sup> 한국과학기술원기계공학과<sup>2)</sup>

# Clutch torque estimation in ball-ramp dual clutch transmission with self-

# energizing mechanism

Jin-Wook Kim<sup>1)</sup> · SeiBum Choi<sup>\*2)</sup>

<sup>1)</sup> Department of Mechanical Engineering, KAIST, 291, Daehar-ro, Yuseong-gu, Daejeon, Korea

<sup>\*2)</sup> Department of Mechanical Engineering, KAIST, 291, Daehar-ro, Yuseong-gu, Daejeon, Korea

Abstract : In modern transmission control, fast and smooth shifting is the most important issue. Efficient power transfer requires fast shifting, and accurate slip control is necessary to improve the driver's ride comfort. In order to improve the slip control performance, it is very important to know the clutch torque. A clutch torque can be known from the clutch disk pressure and torque friction coefficient. The pressure applied to the clutch disk can be measured from the motor current and the force sensor. However, the torque friction coefficient cannot be measured by the sensor. Also, the friction coefficient is unknown because it changes with temperature, slip speed, and pressure on the clutch disk. Therefore, clutch torque estimation with the indirect method has been actively studied. In the forward-direction clutch torque estimation through the engine torque, the exact clutch torque cannot be estimated because the engine torque is inaccurate. Also, the backward-direction clutch torque estimation method using the compliance model has a disadvantage in that the clutch torque cannot be estimated when there is a backlash of the gear. Thus, in this manuscript, we propose a clutch disk torque friction coefficient estimation with a ball-ramp self-energizing mechanism. In the self-energizing mechanism in which the torque caused by friction reinforces the normal force, the gain of the actuator force to the clutch normal force varies according to the friction coefficient. Apply the actuator's position and force to the model to obtain the change in gain and estimate the clutch disc torque friction coefficient. he ball-ramp actuator is modeled for the torque friction coefficient estimation, and the test bench experiment verifies the clutch torque estimation performance during shifting. Finally, verification of the proposed model and estimation of the clutch disc torque friction coefficient during shifting are conducted via test bench experiments.

Key words : Self-Energizing Mechanism(자기 강화 메커니즘), Clutch torque(클러치 토크), Clutch Disk Torque Friction Coefficient(클러치 디스크 토크 마찰계수), Cushion Spring(쿠션스프링), Slip Control(슬립 제어)

#### Nomenclature

Nomenclature	$R_c$ : equivalent radius of clutch
	$\alpha$ : ramp angle
$F_T$ : actuation torque	$T_c$ : clutch torque
$F_a$ : actuation force	$\mu$ : slip coefficient
$F_b$ : ball actuating force	<i>a</i> , <i>b</i> : lever length
<i>J</i> : inertia of plate	G: self-energizing coefficient
N : normal force	$\zeta$ : torque friction coefficient
$R_b$ : ball location radius in plate	K <sub>cushion</sub> : cushion spring stiffness

\* 김진욱, E-mail: jinwookkim@kaist.ac.kr

Subscripts

DCT : dual clutch transmission MT : manual transmission AT : automatic transmission

#### 1. 서 론

승차감과 높은 에너지 전달 효율은 차량의 변 속기 연구에서 가장 중요한 이슈이다. 트랜스미 션은 엔진 동력을 구동부로 전달하기 때문에 차 량의 전체적인 효율에 영향을 끼친다. 또한 부 드러운 변속이 이루어지지 않을 경우 차량의 출 력축에 불연속한 토크가 전달되어 운전자의 승 차감에도 큰 영향을 끼치기 때문에 효율적이고 부드러운 변속이 가능한 트랜스 미션 연구가 필 수적이다.<sup>1)-2)</sup> 이러한 연구의 결과로 최근 MT(Manual Transmission)와 AT(Automatic Transmission)의 단점을 보완한 DCT(Dual Clutch Transmission)가 활발하게 연구되고 있 다.

MT는 클러치를 이용하여 엔진으로부터 오는 동력을 마찰을 통해 직접적인 체결을 통해 전달 하기 때문에 에너지 효율이 높다는 장점을 가지 고 있지만, 운전자가 지속적으로 클러치를 조작 해야 하며 변속을 위해서는 클러치가 체결되어 있지 않은 순간이 필요하기 때문에 불연속한 슬 립체결로 인해 변속충격이 크다는 단점을 가지 고 있다. <sup>3)-4)</sup> AT는 토크컨버터를 통한 부드러운 유체결합식으로 동력을 전달하기 때문에 변속충 격이 적으며 조작이 편리하다는 장점을 가지고 있지만, 유체를 통해 간접적으로 동력을 전달하 기 때문에 에너지 효율이 낮다는 단점을 가지고 있다. <sup>5)-6)</sup>

DCT는 이러한 MT와 AT의 단점을 없앨 대안으 로 활발하게 연구되고 있다. AMT(Automatic Manual Transmission)의 일종인 DCT는 클러치의 마찰을 이용하여 직접적인 방식으로 동력을 전 달하기 때문에 MT와 같이 높은 에너지 효율을 가지며, 2개의 클러치가 번갈아가며 동작하기 때문에 기어 액추에이터가 미리 체결된 파트를 접촉하는 방식으로 기어 변경이 이루어지기 때 문에 변속충격을 최소화 할 수 있다.

하지만 DCT가 AT만큼 부드러운 변속을 위해서 는 변속 과정에서 효율적인 토크 제어가 필요하 다. 높은 에너지 효율을 위해서는 변속이 빠르 게 이루어져야 한다. 그러나 빠른 변속을 위해 클러치를 급하게 체결하게 되면 엔진으로부터 클러치에 동력이 불연속하게 전달되기 때문에 출력축에 전달되는 저크가 커져 운전자의 승차 감을 저하시킨다. 따라서 DCT에서 높은 동력전 달 효율과 승차감 향상을 얻기 위해서는 변속과 정에서 정확한 슬립제어가 필요하다.

DCT에서 빠르고 부드러운 변속을 하기 위해서 는 정확한 클러치 토크를 아는 것이 중요하다. 클러치 토크를 정확하게 알기 위해서는 클러치 디스크의 토크 마찰계수를 아는 것이 중요하다. 클러치 디스크에 가해지는 압력과 클러치 디스 크의 마찰계수를 통해 알 수 있다. 클러치 디스 크에 가해지는 압력은 액추에이터 전류, force 센서를 통해 알 수 있다. 하지만 마찰계수는 직 접적으로 측정이 불가능하다. 또한 마찰계수는 온도, slip speed와 가해지는 압력에 따라 변하 기 때문에 변속과정에서 클러치 디스크의 마찰 계수를 정확하게 알 수 없다.

따라서 효율적인 변속을 위해서 간접적인 방 식으로 클러치 토크를 추정하는 연구가 활발하 게 이루어졌다. 이 중 엔진 토크를 통해 클러치 토크를 추정하는 forward방식과 토크 compliance 모델을 사용하여 클러치 토크를 추 정하는 방식이 활발하게 연구되었다.<sup>7)-8)</sup>

하지만 엔진 토크를 통해 클러치 토크를 추정 하는 forward 방식은 엔진 토크가 부정확하기 때문에 정확한 클러치 토크를 알 수 없다. 또한 compliance 모델을 사용하는 backward 방식의 경우 기어의 백래쉬에 취약하며 차량의 파라미 터가 부정확할 경우 차량에 전달되는 외란이 크 게 변할 경우 토크 추정 성능이 떨어진다는 단 점을 가지고 있다.

따라서 본 논문에서는 선행연구의 한계를 보 완하고자 자기강화 메커니즘을 이용하여 클러치 디스크의 토크 마찰계수를 추정하고자 한다. 마 찰에 의해 발생된 토크가 마찰력을 만들어내는 수직 항력을 증가시키는 자기강화 메커니즘은 액추에이터 힘과 실제 수직항력 사이에 비율인 자기강화 계수를 가진다.

자기강화 계수는 클러치 디스크의 토크 마찰 계수에 의해 변하기 때문에 자기강화 계수의 변 화를 통해 클러치 디스크의 토크 마찰계수를 알 수 있다. 2장에서는 볼-램프 DCT의 동역학 모델 링과 클러치 쿠션스프링을 실험적으로 모델링 하고 이를 기반으로 자기강화 메커니즘을 이용 한 토크 마찰계수 추정방법에 대해 다룬다. 3장 에서는 테스트벤치 검증 실험을 통해 2장에서 제시된 토크 마찰계수 추정방법을 기반으로 클 러치 토크 추정 성능 검증을 진행한다. 4장에서 는 실험결과를 바탕으로 자기강화 메커니즘을 이용한 토크 추정성능에 대한 결과에 대한 고찰 을 진행한다.



Fig. 1 볼-램프 DCT 구조도

본 논문에서 다루는 시스템은 볼-램프 DCT 이다. 볼-램프 DCT는 자기강화 메커니즘을 볼 -램프 메커니즘으로 구현하여 일반적인 DCT체 결에 많은 에너지가 들어간다는 단점을 보완하 고 기어의 백래쉬와 같은 비선형성을 줄여 제어 성을 높인 장치이다.

# 2.1 볼-램프 듀얼클러치 시스템 동역학 모델 링



Fig. 2 볼-램프 DCT 액추에이터 시스템 자유물체도 Fig.2은 ball-ramp DCT의 free body diagram을 나타낸다. 이 그림으로부터 유도 할

수 있는 force and torque balance equation은 다음과 같다.

$$J\ddot{\Theta} = F_T R_a + T_c - F_b R_b \sin \alpha - F_s R_s \sin \beta \qquad (1)$$

$$F_{\rm T} = \frac{a}{b} F_a \qquad (2)$$

$$m\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{F}_{a} + \mathbf{F}_{b}\cos\alpha - \mathbf{F}_{s}\cos\beta - N \qquad (3)$$
$$\mathbf{T} = ZN \qquad (4)$$

$$\zeta = \int_{R_{min}}^{R_{max}} \frac{2\pi r^2 \mu(r,\omega)}{R_{max}^2 - R_{min}^2} dr \quad (5)$$

식 (1), (2), (3), (4)는 각각 torque balance, lever, force balance and clutch friction torque equation이며 식 (5)는 torque friction constant 를 나타낸다. 여기서, (1)에 (2)를 치환하면 (6) 과 같다.

$$\mathbf{J\ddot{\theta}} = \frac{a}{b}F_aR_a + \mathbf{T_c} - F_bR_b\sin\alpha - F_s\sin\beta R_s \qquad (6)$$

또한, steady state condition인  $\ddot{\theta} = 0$ ,  $\ddot{x} = 0$ 을 가정할 경우 (1)과 (3)은 다음과 같이 정리 된 다.

$$T_{c} = F_{b}R_{b}\sin\alpha - \frac{a}{b}F_{a}R_{a} + F_{s}R_{s}\sin\beta$$
(7)  
$$N = F_{a} + F_{b}\cos\alpha - F_{s}\cos\beta$$
(8)

$$N = F_a + F_b \cos \alpha - F_s \cos \beta \qquad (8)$$

(4)에 (7)을 치환하면 (8)과 같고, 이를 F<sub>h</sub>로 정리하면 (10)과 같다.

$$\Gamma_{c} = \zeta (F_{a} + F_{b} \cos \alpha - F_{s} \cos \beta) \qquad (9)$$

$$F_{\rm b} = \frac{I_c - \mu R_c F_a + \mu R_c F_s \cos \beta}{\zeta \cos \alpha} \qquad (10)$$

(7)에 (10)를 치환하면 (11)과 같이 정리된다.

$$G = \frac{\zeta \left(R_b \tan \alpha + \frac{a}{b}R_a\right)}{R_b \tan \alpha - \zeta} F_a - \frac{\zeta \left(R_s \sin \beta + R_b \tan \alpha \cos \beta\right)}{R_b \tan \alpha - \zeta} F_s \quad (11)$$

$$G = \frac{R_b \tan \alpha + \frac{a}{b}R_a}{R_b \tan \alpha - \zeta} - \zeta = \frac{\zeta \left(R_s \sin \beta + R_b \tan \alpha \cos \beta\right)}{R_b \tan \alpha - \zeta}$$



Fig. 3 토크 마찰계수 추정 알고리즘 블록다이어그램

(11)에서 ζF<sub>a</sub> 의 계수를 self-energizing gain(G), ζF<sub>s</sub>의 계수를 return spring gain(G<sub>s</sub>)으 로 정의한다.

#### 2.2 클러치 디스크 토크 마찰계수 추정

클러치 디스크를 통해 전달되는 토크는 식 (4) 와 (11)을 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$T_{c} = GF_{a} + G_{s}F_{s} = \zeta N \quad (12)$$

식 (12)을 torque friction coefficient로 정리 하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

 $\zeta = (R_b \tan \alpha N - \left(R_b \tan \alpha + \frac{a}{b}R_a\right)F_a + (R_s \sin \beta + R_b \tan \alpha \cos \beta)F_s)/N \quad (13)$ 

식 (13)에서  $R_a$ ,  $R_b$ ,  $R_s$ ,  $\tan \alpha$ , a, b는 시스템 파라미터로 고정되어 있으며  $\sin \beta$ 와  $F_s$ 는 시스 템 kinematic을 통해 구할 수 있다.

따라서 액추에이터 force  $F_a$ 와 클러치 디스크 에 가해지는 수직항력 N을 알 수 있다면 클러 치 torque friction coefficient를 구할 수 있다.

이때 액추에이터 force  $F_a$ 는 액추에이터 전류 혹은 force 센서를 통해 얻을 수 있다.



Photo. 1 클러치 디스크 쿠션스프링

클러치 디스크에 가해지는 수직항력은 Photo. 1과 같이 클러치 디스크 사이의 쿠션스프링의 힘으로 표현할 수 있으며 따라서 클러치 디스크 수직항력은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$N = K_{cushion} \Delta x_s \qquad (14)$$

K<sub>cushion</sub>, Δx<sub>s</sub>는 각각 쿠션스프링 stiffness와 스 프링 변위를 나타낸다.

#### 2.3 클러치 디스크 쿠션 스프링 모델링

클러치 디스크에 가해지는 수직항력은 쿠션스 프링의 stiffness와 스프링 변위를 통해 구할 수 있다. 이 중 스프링 변위는 액추에이터 kinematics를 통해 구할 수 있다. 따라서 2.2에 서 제시한 방법을 통해 토크 마찰계수를 구하기 위해서는 쿠션스프링의 stiffness를 모델링 하 는 과정이 필요하다.



Fig.4 클러치 디스크 쿠션스프링 특성실험

이에 Fig. 4와 같이 클러치 디스크 쿠션스프링 을 구하는 특성실험을 진행하였으며 실험과정은 다음과 같다.

1) 클러치 액추에이터를 throwout 베어링이 레 버를 터치하는 위치로 옮겨 놓는다.

2) 액추에이터에 가하는 전류를 천천히 증가시 키며 액추에이터 force와 position을 기록한다.

3) 액추에이터에 가하는 전류를 천천히 감소시 키며 액추에이터 force와 position을 기록한다.

특성실험 결과는 아래의 그래프와 같다.



Fig.5 클러치 디스크 쿠션스프링 특성실험 결과 (Position-Force map)

식 (13)을 Fa에 관해서 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.





Fig. 6 클러치 디스크 쿠션스프링 모델링

식 (14)를 통해 액추에이터에 가해지는 힘 Fa 는 리턴 스프링 반력 F,와 쿠션스프링 반력 K<sub>cushion</sub>Δx<sub>s</sub>로 표현할 수 있다. 리턴 스프링 반 력은 액추에이터 kinematics를 통해 구할 수 있 으며 Fig.6의 노란색 선에 해당된다. 따라서 실 험 결과값에서 스프링 반력에 해당하는 부분을 빼면 보라색선으로 표시되는 것과 같이 쿠션스 프링에 의한 반력만을 나타낼 수 있으며 따라서 위치에 따른 쿠션스프링 stiffness를 모델링 할 수 있다.

정확한 쿠션 스프링의 stiffness를 알기 위해서 는 액추에이터 특성 실험단계에서의 토크 마찰계 수를 구해야 한다. 액추에이터 특성 실험과 비슷 하게 미세한 슬립이 일어날 때 토크 마찰계수를 구하면 정확한 쿠션 스프링 stiffness를 구할 수 있다.

식 (11)을 토크마찰계수로 다시 정리하면 다음 과 같이 쓸 수 있다.

$$\zeta =$$

$$\overline{R_b \tan \alpha + \frac{a}{b} F_a - (R_s \sin \beta + R_b \tan \alpha \cos \beta) F_s + T_c}$$
(15)

 $R_b \tan \alpha T_c$ 



Fig. 7 볼-램프 DCT실험 테스트 벤치

액추에이터 force과 토크센서로부터 얻어지는 클 러치 토크를 알 수 있으면 클러치 쿠션스프링 특 성실험 단계에서의 토크 마찰계수를 구할 수 있 다.

이를 위한 실험을 추가적으로 진행하였으며 실험 과정은 다음과 같다

 클러치 액추에이터를 통해 클러치를 충분히 체결시킨다.

2) 클러치 슬립이 일어나는 순간까지 모터 토크 를 증가시킨다.

3) 클러치 슬립이 일어나는 순간의 클러치 토크
 와 액추에이터 힘을 기록한다.

실험을 통해 얻어진 토크마찰계수 값은 다음과 같 다

 $\zeta_{\text{test}} = 0.00312$ 

# 자기강화 메커니즘을 이용한 토크 추정 검증 실험

#### 3.1 실험 장치

Fig. 7은 자기강화 메커니즘을 이용한 볼-램프 DCT를 장착한 테스트벤치이다. 테스트벤치는 차량의 파워트레인의 특성을 모사하기 위해 엔 진, DCT, 차량, 로드 모듈로 이루어져 있다. 엔 진은 최대 170Nm의 토크를 출력할 수 있는 Permanent Magnet Synchronous Motor (PMSM)을 사용하였고, 실제 엔진의 질량을 모 사하기 위한 inertia disk가 결합되어 있다. DCT 모듈은 clutch pack & actuator, gear, torque sensor, final gear순서로 구성되었다.

볼-램프 DCT의 Blushless DC (BLDC) motor 와 ball screw를 이용한 선형 액추에이터를 클 러치 액추에이터로 사용하였다. 클러치 변위를 측정하기 위한 incremental encoder를 장착하 였으며, 액추에이터 force를 측정하기 위해 액 추에이터 레버에 force sensor를 장착하였다. 또한, 클러치 액추에이터의 force 측정을 위해 전류와 force 사이의 map을 사전에 측정하여 실험에서는 전류 측정 값을 force로 변환 가능 하다.

차량 모듈은 출력축의 진동을 구현을 위한 축과 질량 구현을 위한 inertia plate와 감속 기어로 구성되어 있다. 실험에서 사용된 차량 모듈은 일반 승용차의 무게인 1500kg를 모 델링 하였다. 로드 모듈은 electro-hydraulic 브레이크을 이용하여 브레이크를 이용한 역 토크를 생성 할 수 있도록 구현하였다

### 3.2 토크 마찰계수 추정 검증 실험

2장에서 제시한 자기강화 메커니즘을 이용한 토크 마찰계수 추정 성능을 검증하기 위한 실험 을 실제 제작한 테스트 벤치를 통해 진행하였다. 클러치 토크마찰계수 추정 성능은 클러치가 슬 립하는 순간 클러치 토크를 추정하는 것으로 평 가하였다. 클러치 슬립 속도가 일정 수준 이상 되는 구간을 구현하기 위해 다음과 같은 실험 과정을 진행하였다.

 1) 클러치 액추에이터를 통해 클러치를 충분히 체결시켜 놓는다.

 2) 엔진 토크를 천천히 증가시켜 클러치가 슬립 하지 않게 속도를 증가시킨다.

3) 액추에이터에 가해지는 force를 유지한 채, 엔진 토크를 급격하게 증가시켜 클러치가 슬립하 는 구간을 만든다.

4) 2-3과정을 반복하며 액추에이터의 force, 변 위와 클러치 속도를 측정한다.



Fig. 8 클러치 토크 추정 실험 결과



Fig. 9 클러치 토크 추정 결과

Fig. 8은 클러치 토크 추정 실험 결과를 나타 내며 Fig. 9는 2장에서 제시된 토크 추정 알고 리즘을 기반으로 클러치 토크 마찰계수를 추정 하여 클러치 토크를 추정한 결과를 나타낸다. Fig. 9에서 노란색선은 토크센서를 통해서 얻어 진 실제 클러치 토크를 나타내며 빨간색선은 nominal한 클러치 토크 마찰계수를 사용하여 클러치 토크를 추정한 결과를 나타내며 파란색 선은 2장에서 제시된 클러치 토크 마찰계수 추 정 알고리즘을 통해 추정된 클러치 토크를 나타 낸다. 그래프를 통해 고정된 nominal한 토크 마 찰계수를 사용하여 클러치 토크를 추정한 방식 보다 본 논문에서 제시된 클러치 토크 마찰계수 추정 알고리즘을 사용하여 클러치 토크를 추정 한 값이 실제 클러치 토크에 근접한 것을 볼 수 있으며 각 추정 성능의 rms 오차는 아래와 같 다.

Table 1 클러치 토크 추정 성능 결과(rms error)

	Nominal	Proposed
	method	method
Rms error	65.6302	7.5690

## 4. 결 론

본 연구에서는 자기강화 메커니즘을 이용하여 클러치 토크 마찰계수를 추정하고 이를 통해 클 러치 토크를 추정하는 방법을 제안하였으며 테 스트 벤치 실험을 통해 추정기의 성능을 검증하 였다. 선행연구에서 수행한 파워트레인 모델을 통한 토크 추정 방식이 아닌 자기강화 메커니즘 을 이용하여 DCT내부의 액추에이터 모델링을 통해 새로운 방식의 클러치 토크 추정기를 제안 하였다. 이를 통해 기존의 연구가 가지고 있는 한계점을 극복하여 외란과 모델 불정확성에 강 건한 토크 추정성능을 얻을 수 있었으며 향후 본 논문에서 제시된 추정기를 기반으로 한 클러 치 변속제어를 수행한다면 차량의 변속 제어 성 능을 비약적으로 증가시킬 수 있다.

### Acknowledgement

This research was partly supported by the National Research Foundation of Korea(NRF) grant funded by the Korea government(MSIP) (No. 2020R1A2B5B01001531);the grant(20TLRP-C152478-02) from Transportation & Logistics Research Program funded by Ministry of Land, Infrastructure and Transport(MOLIT) of Korea government and Korea Agency for Infrastructure Technology Advancement(KAIA).

#### References

- A. Irimescu, L. Mihon, and G. P<sup>\*</sup>adure, "Automotive transmission efficiency measurement using a chassis dynamometer," International Journal of Automotive Technology, vol. 12, no. 4, pp. 555-559, 2011.
- 2) A. Turner, K. Ramsay, R. Clark, and D. Howe, "Direct-drive rotarylinear electromechanical actuation system for control of gearshifts in automated transmissions," in 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. IEEE, 2007, pp.

267-272.3)

- J. Franco, M. A. Franchek, and K. Grigoriadis, "Real-time brake torque estimation for internal combustion engines," Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 22, no. 2, pp. 338-361, 2008.
- H. Kuroiwa, N. Ozaki, T. Okada, and M. Yamasaki, "Next-generation fuel-efficient automated manual transmission," Hitachi Review, vol. 53, no. 4, pp. 205-209, 2004.
   M. Kulkarni, T. Shim, and Y. Zhang, "Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions," Mechanism and Machine Theory, vol. 42, no. 2, pp. 168-182, 2007.

6) M. Schuster, "Utilizing an energy-inenergy-out approach to simplify heavy-duty transmission efficiency testing," SAE Technical Paper, Tech. Rep., 2000.

7) OH, Jiwon J.; CHOI, Seibum B.; KIM, Jinsung. Driveline modeling and estimation of individual clutch torque during gear shifts for dual clutch transmission. Mechatronics, 2014, 24.5: 449-463.

8) OH, Jiwon, et al. Engine clutch torque estimation for parallel-type hybrid electric vehicles. International Journal of Automotive Technology, 2017, 18.1: 125-135.