

# 전자 제어식 주차브레이크 시스템의 제동력 추정 기법

論 文

57-12-26

## A Clamping Force Estimation Method in Electric Parking Brake Systems

張 珉 碩\* · 李 英 玉\*\* · 李 元 九\* · 李 忠 禹\*\*\* · 孫 榮 涉§ · 鄭 正 周†

(Minseok Jang · Young Ok Lee · Wongoo Lee · Choong Woo Lee · Youngsup Son · Chung Choo Chung)

**Abstract** – Hall effect force sensors have been used to measure clamping force in conventional Electric Parking Brake (EPB) systems. Estimation of clamping force without the sensors has drawn attentions due to mounting space limitations and cost issues. Removing the sensor requires the estimation of the initial contact point where the clamping force is effectively applied to the brake pads. In this paper, we propose how to estimate the initial contact point finding the relation between the angular velocity of an actuator and the initial contact point. For force estimation a look-up table is used as a function of the displacement of parking cable from the initial contact point. The proposed method is validated by experiments. From the experimental results we observe that the proposed method satisfies the specifications. The designed method is also able to estimate clamping force although parking cables are loosened and brake pads are worn out. Applying the proposed method enables manufacturing of low cost EPB systems.

**Key Words** : Electric Parking Brake, Clamping force estimation, Sensorless control

### 1. 서 론

최근 사용자의 편의와 안전이 강조되는 차량이 출시되면서 기존의 수/족동식으로 동작되는 방식이 전자 제어 액추에이터를 사용하여 주차 브레이크가 가능한 전자 제어식 주차 브레이크(Electric Parking Brake, 이하 EPB)가 장착된 차량이 생산되고 있다. EPB 시스템은 주차 브레이크 이외에 다른 브레이크 시스템과 협조하여 다이내믹 브레이킹, 언덕길에서의 후방 밀림 방지와 같은 다양한 부가 기능에 대한 연구가 이루어지고 있다[1], [2]. EPB 시스템은 기존의 기계식 주차 브레이크에 비해 인테리어 공간을 확보할 수 있으며 한층 향상된 편의성 및 안전성을 구현할 수 있게 된다. 이러한 장점들 때문에 고급차량을 중심으로 EPB 시스템이 장착된 차량 생산이 증가하고 있다.

기존의 EPB, EMB(Electric Mechanical Brake)와 같은 Brake-by-Wire 시스템은 제동력을 측정하기 위하여 홀 효과 힘 센서(hall effect force sensor)를 사용하고 있다. 그러나 홀 효과 힘 센서는 시스템 설계시 기구적인 복잡성으로 인하여 장착하기 어려우며 비용이 높은 단점이 있다[3]. 따라서 EMB 시스템 분야에서는 홀 효과 힘 센서 없이 제동

력을 측정하기 위하여 모터의 회전 거리와 전류 정보를 이용하여 제동력을 추정하는 기법이 연구되었다[4]. 그러나 이 기법은 모터의 전류를 측정하기 위한 센서들과 부가 회로가 필요하다는 단점을 가지고 있다. 그리고 센서 잡음으로 인한 측정 오차와 시스템의 물리적 특성으로 인하여 생기는 전류의 진동에 의한 측정 오차가 발생할 수도 있다. 최근에 브러시리스 DC 모터의 내부 리졸버(resolver)만을 사용하여 측정된 모터의 회전 거리로 제동력을 추정하는 기법을 ABS 시스템에 응용한 기술이 발표되었다[5]. 이 방식을 사용하기 위해서는 모터의 회전거리에 따른 제동력이 일정해야 하기 때문에 항상 같은 초기 조건, 즉 제동력 해제 동작 시에도 정확한 모터의 위치 제어가 이루어져야 한다.

본 논문에서는 초기 조건에 영향을 받지 않는 EPB 시스템의 제동력 추정 기법을 제안하고자 한다. 이 기법은 제동력이 효과적으로 발생하는 시점부터 모터의 회전수와 파킹 케이블의 장력 관계를 이용하여 제동력의 함수를 유도함으로써 제동력을 추정하는 방식이다. 제동력이 효과적으로 발생하는 시점은 EPB 시스템의 초기 조건에 따라 다르게 되는데 홀 효과 힘 센서를 이용하여 파킹 케이블 장력을 측정하여 추정할 수 있다. 본 논문에서는 모터의 각속도와 제동력이 발생하는 시점과의 관계식을 도출하여 일정 회전 오차 내에서 제동력이 걸리는 시점을 추정할 수 있음을 보인다. 제동력이 유효하게 발생하는 시점부터 회전수에 따른 제동력 함수를 2차 함수로 간략화 하여 제동력을 추정한다. 제동력이 유효하게 발생하는 시점이 최대 각속도 시점과 일정 오차 내 있음을 확인하였으며 각속도 검출과 회전이동 거리만으로 제동력을 추정할 수 있음을 보인다. 이 기법을 사용하면 시스템의 노화로 인하여 발생하는 파킹 케이블의 늘어짐, 브레이크 패드의 마모와 상관없이 제동력 추정이 가능하

\* 學生會員 : 한양대 공대 전기공학과 석사과정  
\*\* 正 會 員 : 한양대 공대 전기공학과 박사과정  
\*\*\* 正 會 員 : 한양대 공대 전자통신전파공학과 박사과정  
§ 正 會 員 : (주) 만도 중앙연구소 선임연구원  
† 교신저자, 正會員 : 한양대 공대 전기제어생체공학부  
교수 · 공박

E-mail : cchung@hanyang.ac.kr

接受日字 : 2008年 9月 25日

最終完了 : 2008年 10月 29日

다. 그리고 간단한 회로구성으로써 모터의 회전수와 각속도를 측정할 수 있어 저가의 제어기 구성이 가능하다. 본 논문에서 제한한 제동력 측정 방식을 이용하여 가장 간단한 On-Off 제어기법을 적용하여 실험을 실시하였다. 실험 결과 동작시간은 최대 0.9[초], 목표 제동력(80[kgf] ~ 100[kgf])과의 오차는 최대 5[kgf]로 이는 EPB 시스템에서 요구하는 1[초]이내의 동작시간과 10% 허용오차 범위 이내에 들어오는 수치이다. 따라서 이 방식을 사용하여 신뢰성이 보장되는 제동력 제어가 가능하다는 것을 보였다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 우선 2절에서는 EPB 시스템의 구성과 동작조건에 대하여 설명한다. 그리고 3절에서는 모터의 회전수와 제동력과의 관계에 대하여 설명하고, 4절에서는 제동력 추정기법에 대하여 설명한다. 5절에서는 On-Off 제어 기법을 이용한 실험을 통하여 EPB 시스템의 제어에 대한 검증은 한다. 마지막으로 6절에서는 본 논문에 대한 결론을 제시한다.

## 2. EPB 시스템의 구성 및 동작 조건

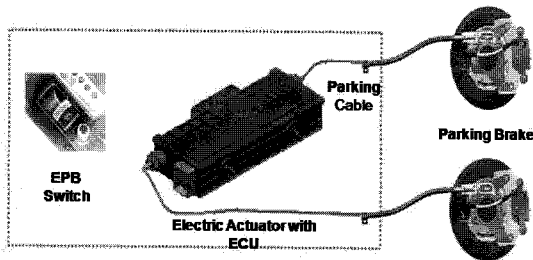


그림 1 스트레치 유형의 EPB 시스템  
Fig. 1 Stretch type of EPB system

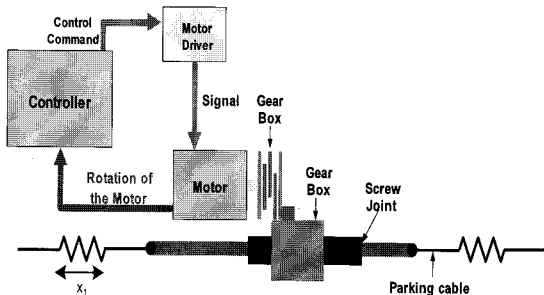


그림 2 EPB 시스템의 구성도  
Fig. 2 Structure of the EPB system

본 논문에서 다루고 있는 EPB 시스템은 케이블 풀러 방식 중 스트레치 유형으로서 그림 1과 같다. EPB 시스템은 스위치 버튼으로 동작이 이루어지며 파킹 케이블이 차량의 양 바퀴의 브레이크 디스크에 연결이 되어 있으며, EPB 시스템에 대한 구성도는 그림 2와 같다. 기존의 EPB 시스템은 DC 모터, 기어박스, 스크류 조인트, 제어기, 모터 드라이버, 파킹 케이블, 엔코더, 전류 센서, 홀 효과 힘 센서로 구성이 되어 있다. 그러나 본 논문에서는 그림 2와 같이 홀 효과 힘 센서는 사용 하지 않고 전류 리플을 이용하여 모터의 회전수를 측정하기 위해 전류 센서를 사용한다[6], [7].

EPB 시스템의 동작 순서는 다음과 같다. 우선 제어기에서 제어 신호를 인가하면 모터 드라이버를 거쳐 DC 모터를 회전시키게 된다. 이때 모터에서 발생된 회전력은 감속기어 박스와 스크류 조인트를 거치면서 양쪽의 파킹 케이블에 동일한 힘으로 나누어져 파킹 케이블을 당기게 됨으로써 브레이크 패드에 힘을 가하게 된다. 이때 제동력은 모터의 회전 정보가 제어기로 환되어 미리 설정된 회전수 대비 제동력 함수를 통하여 계산 된다. 그리고 추정된 제동력이 목표 제동력에 도달할 때 까지 제어기는 입력 신호를 인가하는 순서로 EPB 시스템의 동작이 이루어진다.

본 논문에서 제한한 방식을 검증하기 위한 EPB 시스템의 동작조건은 표 1과 같으며, 이는 상용 EPB 시스템에서 요구되는 조건이다[8].

표 1 EPB 시스템의 동작 조건  
Table 1 Specification of EPB system

목표 제동력	80 ~ 100 [kgf]
동작 시간	1[초] 이내
허용 오차	목표 제동력의 ±10% 이내

## 3. 모터의 회전수와 제동력의 관계

EPB 시스템은 DC 모터의 회전력이 스크류 조인트를 거치면서 파킹 케이블의 장력으로 변함으로써 제동력을 가하게 된다. 따라서 모터의 회전수와 파킹 케이블의 장력과의 관계를 알기 위해서는 스크류 조인트의 모델링이 필요하다. EPB의 스크류 조인트의 모델링은 그림 3과 같이 사각나사의 역학적 모델을 사용하였으며 수식 (1)과 같이 나타낼 수 있다[9].

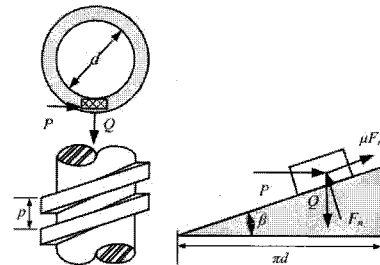


그림 3 사각 나사의 구조  
Fig. 3 Structure of square screw

$$\begin{aligned}
 P \cos \beta &= \mu F_n \pm Q \sin \beta \\
 F_n &= Q \cos \beta \pm P \sin \beta \\
 P &= \frac{\mu \cos \beta \pm \sin \beta}{\cos \beta \mp \mu \sin \beta} Q
 \end{aligned} \tag{1}$$

수식 (1)에서  $P$ 는 유효지름의 접선 방향에 가해지는 토크,  $\beta$ 는 나선각,  $F_n$ 은 나선선 방향으로 걸리는 힘,  $Q$ 는 나선의 축방향으로 가해지는 힘,  $\mu$ 는 마찰계수,  $p$ 는 나선의 피치이다. 마찰계수는 마찰각  $\rho$ 를 이용하여  $\mu = \tan\rho$ 와 같이 나타낼 수 있고 이를 수식 (1)에 대입하면 수식 (2)와 같다.

$$P = Q \tan(\rho \pm \beta) \tag{2}$$

수식 (2)에서  $\tan\beta$ 는  $P$ 와 사각나사의 유효지름,  $d$ 로 다음과 같이  $\tan\beta = P/\pi d$ 로 나타낼 수 있으며, 입력 토크  $\tau$ 는  $P \times (d/2)$ 이다. 따라서 이를 수식 (2)에 대입하면, 입력토크  $\tau$ 에 대한 나선의 축방향으로 가해지는 힘  $Q$ 의 비, 즉 스크류 계인 수식 (3)을 구할 수 있다[9].

$$G_{screw} = \frac{Q}{\tau} = \frac{1}{(d/2)\tan(\beta \pm \rho)} \tag{3}$$

부하토크는 기어 박스와 나선의 조인트를 거치면서 파킹 케이블에 횡으로 작용하는 장력으로 변하게 된다. 모터가 기어 박스를 거치면서 나선의 조인트를 회전시키고 조인트 1회전당 나선의 피치  $p$ , 만큼 파킹 케이블이 당겨진다. 이때, 부하 토크와 파킹 케이블의 횡적 변위량에 대한 장력의 관계는 수식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_L \cdot G_{screw} \cdot N_{GR} = C(x) \tag{4}$$

수식 (4)에서  $T_L$ 는 부하 토크,  $N_{GR}$ 은 기어 비,  $x$ 는 파킹 케이블이 횡으로 이동한 거리,  $C(x)$ 은 파킹 케이블의 비선형 특성을 가지는 스프링 상수,  $\theta$ 는 모터의 각 위치를 나타낸다. 그리고 케이블 풀러 방식의 EPB 시스템은 파킹 케이블에 걸린 장력이 제동력과 같은 크기를 가지므로 수식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$f(\theta) = C\left(\frac{p\theta}{2\pi N_{GR}}\right) \tag{5}$$

단,  $\theta = \frac{2\pi N_{GR}}{p} x$ . 수식 (5)에서 모터의 회전수에 따른 제동력의 함수  $f(\theta)$ 를 구함으로써 제동력을 추정할 수 있다. 회전수에 따른 제동력의 증가 정도를 알아보기 위하여 서로 다른 초기 조건 하에 실험을 진행 하였으며 결과는 그림 4와 같다. 그림 4의 결과 2차의 기울기를 가지는 것을 알 수 있으나 서로 다른 초기 조건에 따라서 함수의 값이 회전수 축으로 이동이 되어 회전수가 같다 하더라도 다른 제동력을 낸다는 문제점이 있다. 이와 같은 문제는 ABS에서도 보고가 되어 있다[5]. 본 논문에서는 이 문제점을 해결하기 위하여 제동력이 유효하게 작용하는 시점을 알아내기 위해 모터의 각속도와 제동력이 발생하는 시점과의 관계식을 도출 하였으며 4장에 자세한 내용이 설명 되어 있다.

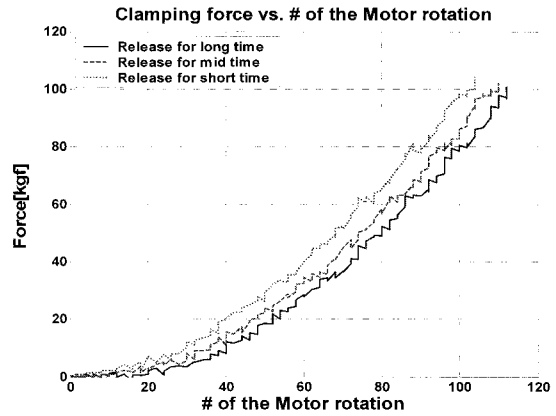


그림 4 다른 초기 위치에서의 모터 회전수에 따른 제동력 크기 비교

Fig. 4 Comparison clamping force vs. # of the motor rotation with different initial point

#### 4. 제동력 추정 기법

##### 4.1 모터의 최대 각속도 검출

EPB 시스템은 제동력이 해제된 이후 브레이킹 동작 전 제동력이 0이 되어야 한다. 이를 위하여 제동력 해제 동작 시에는 제동력이 0이 될 수 있도록 일정 시간동안 제동력 해제 동작을 한다. 그러나 본 논문에서는 별도의 엔코더를 사용하지 않고 모터의 회전수를 추정하는 기법을 사용하기 때문에 제동력 해제 동작 시 총 회전 수를 측정할 수 없어 해제 동작된 이후의 초기 조건이 달라진다. 즉 그림 5에서 EPB 시스템의 부품 탈선현상을 막기 위한 stopper와 모듈의 박스 사이의 거리인 각속도의 크기가 달라지게 되고, 이것은 파킹 케이블의 늘어진 정도가 다르다는 것을 나타낸다. 그림 4에서와 같이 모터의 회전수가 동일하더라도 파킹 케이블에 걸리는 제동력은 달라지는 문제점이 있다. 따라서 본 논문에서는 모터의 각속도를 측정하여 각속도가 감소하는 시점과 제동력이 걸리는 시점 사이의 관계를 분석함으로써 위의 문제를 해결 하였다. 모터의 각속도는 모터 전류의 리플을 이용하여 측정하였다[6], [7].

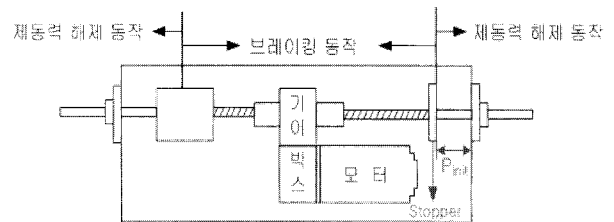


그림 5 EPB 시스템 모듈  
Fig. 5 Module of EPB system

그림 6은 EPB 시스템 브레이킹 동작시 실험을 진행하여 모터에 흐르는 전류와 각속도 그리고 제동력을 비교한 그림이다. 그림 6의 결과를 살펴보면 제동력이 증가하는 시점은 전류가 증가하는 시점 그리고 모터의 각속도가 감소하는 시

점과 완전히 일치 하지는 않으나 어느 정도의 상관관계가 있다는 것을 알 수 있다. 이 결과를 이용하여 본 논문에서는 모터의 각속도가 감소하기 시작하는 지점으로 부터의 이동거리에 따른 제동력 추정 기법을 적용하였다. 그리고 실제 제동력이 효과적으로 걸리는 시점과 모터의 각속도가 감소하는 시점의 관계식을 유도하고 시뮬레이션을 통하여 제동력 추정 기법의 적용 가능성을 확인하였다.

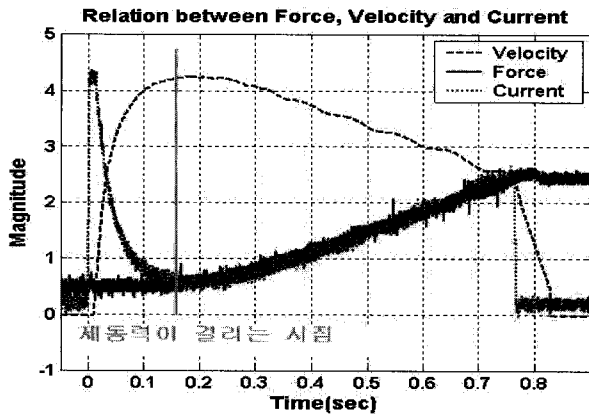


그림 6 모터의 전류, 각속도, 제동력간의 관계  
Fig. 6 Relation between force, angular velocity and current

우선 DC 모터를 모델링하면 수식 (6)~(8)로 나타낼 수 있다[10].  $v_a$ 는 모터에 인가된 전압,  $R$ 은 전기자 권선의 등가저항,  $L$ 은 전기자 권선의 등가 인덕턴스,  $i_m$ 은 모터에 흐르는 전류이다. 그리고  $V_{emf}$ 는 back-emf 전압이며,  $K_b$ 는 back-emf 상수,  $K_m$ 은 모터의 토크 상수,  $\omega$ 는 모터의 각속도,  $T_m$ 은 모터의 출력 토크이다.

$$v_a(t) = Ri_m(t) + L \frac{di_m(t)}{dt} + V_{emf}(t) \quad (6)$$

$$V_{emf}(t) = K_b \omega(t) \quad (7)$$

$$T_m = K_m i_m(t) \quad (8)$$

그리고 EPB 시스템에서 모터의 출력 토크는 수식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_m = T_a + T_i + T_f \quad (9)$$

$T_a$ 는 EPB 시스템의 브레이킹 동작 토크,  $T_i$ 는 이너서 토크,  $T_f$ 는 마찰 토크를 나타낸다. 수식 (9)에서  $T_a$ 는 제동력 함수  $f(\theta)$ 에 비례하는 토크로서 수식 (10)과 같이 나타낼 수 있으며,  $T_i$ 는 각 가속도에 비례하는 토크로서 수식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_a = Y_f f(\theta) \quad (10)$$

$$T_i = J_t \dot{\omega}(t) \quad (11)$$

$Y_f$ 는 스크류 계인과 기어비에 의해 결정된 상수이며[11],  $J_t$ 는 전체 이너서 상수이다.  $T_f$ 는 Viscous friction  $T_v$ 과 Coulomb friction  $T_c$ 의 합으로서 수식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_f = T_c + T_v \quad (12)$$

EPB 시스템 스크류의 마찰력은  $T_c \gg T_v$  이므로  $T_f \approx T_c$ 로 간략화 할 수 있다[4]. 그리고  $T_c$ 는 부하(제동력)  $f(\theta)$ 에 비례하는  $\psi$ 항과 상수 offset,  $\alpha$ 로 이루어져 있으며 수식 (13)로 나타낼 수 있다[12], [13].

$$T_f \approx T_c = \psi f(\theta) + \alpha \quad (13)$$

따라서 수식 (9)를 수식(10)~(13)으로 정리를 하면 수식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_m = Y_f f(\theta) + J_t \dot{\omega}(t) + \psi f(\theta) + \alpha \quad (14)$$

수식 (6)에서 전기자 회로의 응답은 기계적 응답에 비해 매우 빠르기 때문에 전기자 회로에 의한 과도상태를 무시한다면  $L$ 을 무시할 수 있다. 그리고 수식 (6)~(14)를 정리하여  $\omega$ 의 수식 (15)를 얻을 수 있다.

$$\omega(t) = \frac{1}{K_b} v_a(t) - \frac{R}{K_b K_m} (Y_f + \psi) f(\theta) - \frac{R J_t}{K_b K_m} \dot{\omega}(t) - \frac{R \alpha}{K_b K_m} \quad (15)$$

제동력이 걸리는 시점을  $t_a$ 라고 한다면 수식(15)는 수식 (16)으로 정리할 수 있다.

$$\dot{\omega}(t) = \begin{cases} \frac{K_m}{R J_t} v_a(t) - \frac{K_b K_m}{R J_t} \omega(t) - \frac{\alpha}{J_t}, & t \leq t_a \\ \frac{K_m}{R J_t} v_a(t) - \frac{K_b K_m}{R J_t} \omega(t) - \frac{\alpha}{J_t} - \frac{(\gamma_t + \psi)}{J_t} f(\theta), & t > t_a \end{cases} \quad (16)$$

본 논문에서는 On-Off 제어기법을 사용하기 때문에 EPB 시스템을 구동시킬 때  $v_a(t)$ 는 상수이다. 우선,  $t \leq t_a$ 의 경우,  $\omega$ 에 대한 미분방정식의 해를 구하면 수식 (17)과 같다.

$$\omega(t) = \frac{K_m v_a - R \alpha}{K_b K_m} \left( 1 - e^{-\frac{K_b K_m}{R J_t} t} \right) \quad (17)$$

수식 (17)에서 입력  $v_a$ 가  $K_m v_a - R \alpha > 0$ 가 되도록 충분히 크면 모터에 제동력이 걸리지 않는 한 모터의 각속도는 시간이 지나면서 증가하다가 일정한 각속도로 수렴하게 된다. 수식 (16)에서  $t > t_a$ 의 경우에  $\omega(t)$ 에 대한 미분방정식의 해를 구하면 수식 (18)을 얻게 된다.

$$\omega(t) = \omega(t_a^-) e^{-\frac{K_b K_m}{R J_t} (t - t_a)} - \left\{ \frac{R(Y_t + \psi)}{K_b K_m} f(\theta) - \frac{K_m v_a - R\alpha}{K_b K_m} \right\} \left( 1 - e^{-\frac{K_b K_m}{R J_t} (t - t_a)} \right) \quad (18)$$

수식 (18)에서  $t_a$  이후부터  $\theta$ 에 따른  $f(\theta)$ 의 값은 동일하나 홀 효과 힘 센서 없이는  $t_a$ 를 구할 수 없다. 그러나 수식 (18)에서 시간이 지남에 따라 제동력이 걸리기 바로전의 각속도,  $\omega(t_a^-)$ 의 영향은 줄어들고  $f(\theta)$ 는 증가하는 것은 알 수 있다. 따라서  $R(Y_t + \psi)f(\theta)$ 의 값이  $K_m v_a - R\alpha$ 보다 커지는 제동력  $f(\theta)$ 부터 모터의 각속도가 감소하게 된다. 그리고 각속도가 감소하는 시점  $t_0$ 는 모터의 각속도를 측정함으로써 구할 수 있기 때문에 본 논문에서는  $t_0$  이후부터의  $f(\theta)$ 를 구함으로써 제동력을 추정하고자 한다. 그러나 각속도에 따라서  $t_a$ 가 다르기 때문에  $t_0$ 도 다르게 되고  $f(\theta(t_0))$ 의 값도 다르게 된다. 그리고  $\theta(t_a)$ 와  $\theta(t_0)$ 의 관계는 클로즈드 폼(closed form)으로 구할 수 없기 때문에 시뮬레이션을 통하여 검증하였다. 주어진 각속도 하에서  $\Delta\theta = \theta(t_0) - \theta(t_a)$ 의 크기를 구하고 목표 제동력,  $f_{target}(\theta)$ , 부근에서  $\Delta\theta$ 에 따른 오차가 허용 오차 범위를 확인함으로써 제동력 추정의 신뢰성을 보였다. 시뮬레이션에 사용된 매개변수들은 실험적으로 구해진 값과 부품 제조업체에서 제공한 값을 사용하였다 [14].

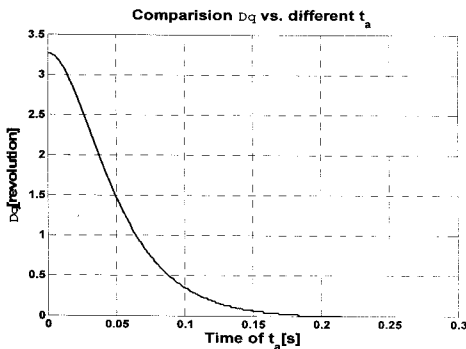


그림 7  $t_a$ 에 따른  $\theta(t_0) - \theta(t_a)$  비교

Fig. 7 Comparison of  $\theta(t_0) - \theta(t_a)$  vs. different  $t_a$

그림 7에 보인 시뮬레이션 결과에서  $\Delta\theta$ 의 값이 최대 3.2[회전] 정도 차이가 나는 것을 알 수 있다. 목표 제동력 80[kgf] ~ 100[kgf]에서 최대  $\Delta\theta$ 에 따른 제동력의 오차는 표 1에서 제시된 브레이크 제조업체에서 제시한 파킹 케이블 장력사양을 만족시킴을 확인하였다. 실험적으로 검증한 결과도 목표사양을 충족시킴을 확인하였으며 그 결과를 4.2 절 표 2에 보였다.

#### 4.2 모터의 회전수에 따른 제동력 측정

4.1절에서 모터의 각속도가 감소하는 구간이 파킹 케이블이 제동력을 가하는 구간이라는 것을 보였다. 그리고 EPB는 파킹 케이블의 장력을 이용하여 제동력을 가하는 시스템이므로 파킹 케이블의 이동거리에 따른 제동력은 일정한 크

기를 가지게 된다. 따라서 모터의 최대 각속도 이후 모터의 회전수에 따른 제동력의 측정을 통하여 수식 (5)에서의  $f(\theta)$ 를 구할 수 있다.  $f(\theta)$ 를 구하기 위하여 임의의 각속도의 크기 하에 5번의 반복 실험을 진행하였으며 이동거리에 따른 실제 제동력은 홀 효과 힘 센서를 이용하여 파킹 케이블의 장력을 측정하여 구하였다.

그림 8의 실측한 제동력의 결과를 살펴보면 모터의 최대 각속도 이후 모터의 회전수에 따른  $f(\theta)$ 가 비슷한 양상을 보이거나 오차를 가지고 있는 것을 알 수 있다. 이는 4.1절에서 시뮬레이션을 통해 확인한 것과 같이 각속도에 따른 오차이며 허용 오차 범위 내에 있다. 그리고 모터의 회전수에 대한 제동력의 평균을 이용하여 수식 (19)과 같이 2차의 함수  $f(\theta)$ 로 근사화 하였다.

$$f(n) = a_1 n^2 + a_2 n + a_3; \quad n = \theta/2\pi \quad (19)$$

수식 (19)에서 계수들을 구하기 위하여 수식 (20)과 같이 가중치가 부여된 least square estimation 방식을 사용하였다 [15].

$$\hat{a}_i = (\Phi^T W \Phi)^{-1} \Phi^T W Y \quad (i = 1, 2, 3) \quad (20)$$

$\hat{a}_i$ 는 계수들,  $\Phi^T$ 는 입력 행렬,  $W$ 는 가중치 대각선 행렬,  $Y$ 는 출력 행렬이다. 가중치 대각선 행렬을 계산식에 넣은 이유는 EPB 시스템을 구동 시에 목표 제동력에 도달할수록 제동력 추정을 더욱 정확하게 하기 위하여 시간이 지날수록 가중치 값을 크게 하였다. 수식 (20)을 통하여 구한 계수들을 이용하여 회전수에 따른 제동력 추정 값과 실험을 통하여 측정된 제동력을 비교하면 그림 8과 같다.

그림 8은 목표 제동력을 100[kgf]로 하여 추정된 제동력과 실측한 제동력을 비교한 결과이다. 그림 8의 결과 그림 4와는 다르게 약 10[kgf]부터 제동력이 증가하게 된다. 이는 모터의 각속도가 감소하는 시점부터 모터의 회전수에 따른 제동력을 그린 그림이기 때문이다. 그리고 약 10[kgf]부터 증가하는 것은 수식 (18)에서 정리한 바와 같이 어느 정도 제동력이 증가한 이후부터 각속도가 감소하기 때문이다. 그리고 추정된 제동력과 홀 효과 힘센서로 측정된 파킹 케이블 장력과의 최대 오차는 약 3.6[kgf]로서 이는 허용오차 범위 10%이내에 들어오는 수치이다.

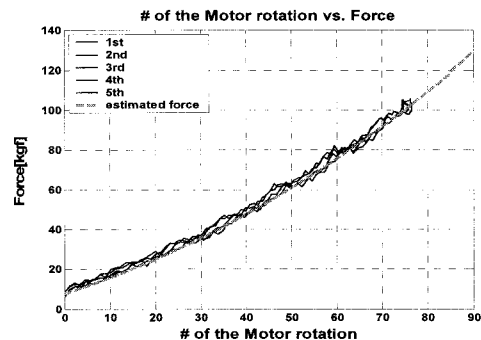


그림 8 추정된 제동력과 실측한 제동력의 비교

Fig. 8 Comparison between estimated clamping force and clamping force by force sensor

목표 제동력 80, 90, 100 [kgf] 각각에 대하여 5번씩 실시한 결과를 아래 표 2에 보였다.  $\Delta\theta$ 에 따른 제동력의 오차는 4% 정도로 허용오차 범위를 만족하는 것을 알 수 있다. 따라서 본 논문에서 제시한 제동력 추정 방식을 사용하여 제동력 제어가 가능하다는 것을 알 수 있다.

표 2  $\Delta\theta$ 에 따른 목표 제동력에서의 오차  
Table 2 Error via  $\Delta\theta$  in the target force

목표 제동력[kgf]	$\Delta\theta$ 에 따른 오차
80[kgf]	약 2.7[kgf]
90[kgf]	약 3.8[kgf]
100[kgf]	약 4.2[kgf]

### 5. 실험을 통한 제동력 추정기법 검증

#### 5.1 EPB 제어실험 환경



그림 9 EPB 실험 환경  
Fig. 9 Experiment environment of EPB system

EPB의 제동력 제어 실험을 하기 위하여 그림 9와 같이 스트래치 형태 EPB 시스템을 사용하였다. ①은 모터와 기어박스 엔코더로 이루어져 있는 모듈 박스, ②는 인디케이터, ③은 로드셀, ④는 TI사의 TMS320F2812가 장착된 제어 보드, ⑤는 모터 드라이브이다. 그리고 ⑥은 PC, ⑦은 오실로스코프, ⑧은 12V 배터리로 실험 환경이 구성되어 있다.

#### 5.2 제어 기법

기존의 EPB 시스템을 제어하는 기법으로 On-Off, 선형 비례, 비선형 비례 3가지 방식의 제어기법이 제안되었으며 비선형 비례 제어기의 경우에 가장 좋은 성능을 보였다[14]. 그러나 비선형 비례 제어기를 사용할 시에는 PWM 방식을 이용하여 모터를 구동해야 함으로써 제어 로직이 복잡하다는 단점이 있다. 따라서 본 논문에서는 PWM 방식을 사용하지 않고 제어 로직이 간단한 On-Off 제어기를 사용하였다.

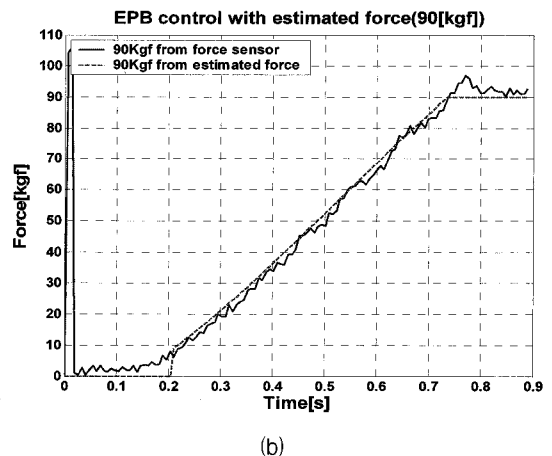
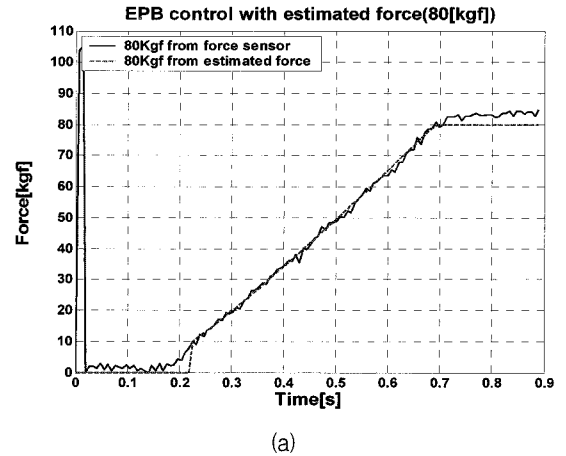
On-Off 제어기는 EPB 시스템을 브레이킹 동작 시에 측정된 제동력이 목표 제동력에 도달할 때까지 모터에 최대 입력을 가하게 된다. 그리고 제동력이 목표 제동력에 도달하거나 넘게 되면 모터의 전원을 차단하는 방식으로 수식 (21)과 같이 나타낼 수 있다.

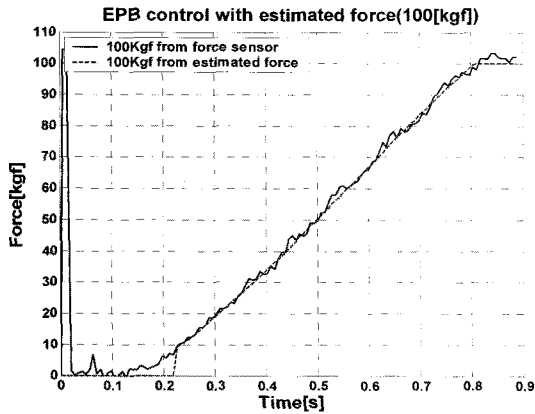
$$u(t) = \begin{cases} u_{max}, & e > 0 \\ 0, & e \leq 0 \end{cases} \quad (21)$$

수식 (21)에서  $u(t)$ 는 모터에 인가된 전압,  $u_{max}$ 는 최대 전압으로서 12[V]이다. 그리고  $e$ 는 목표 제동력과 추정된 제동력과의 오차를 나타낸다. 제동력 해제 동작은 일정시간동안  $u_{max}$ 를 인가해 구동이 이루어지도록 하였다.

#### 5.3 실험 결과

수식(19)와 수식 (20)을 통하여 구한 제동력 추정식을 이용하여 추정된 제동력을 제환하여 EPB 시스템 제어 실험을 하였다. 그리고 세가지 다른 각속도 하에서도 제동력 추정식이 적용되는 것을 확인하기 위하여 임의의 각속도 하에서 실험을 실시하였으며 결과는 그림 10과 같다.





(c)

그림 10 추정된 제동력으로 제어한 결과  
 (목표 제동력 a: 80[kgf], b: 90[kgf], c: 100[kgf])  
 Fig. 10 Results by control with estimated clamping force  
 (Target force a: 80[kgf], b: 90[kgf], c: 100[kgf])

그림 10은 추정된 제동력과 실제 제동력과의 차이를 확인하기 위하여 홀 효과 힘 센서로 측정된 제동력을 함께 그렸으며 점선은 추정된 제동력이고 실선은 홀 효과 힘 센서를 통하여 측정된 제동력이다. 임의의 가속도 하에서 실험을 하였기 때문에 추정된 제동력이 실제 제동력을 따라가기 시작하는 시점이 다르다는 것을 알 수 있다. 그리고 목표 제동력에서 홀 효과 힘 센서를 통하여 얻은 제동력과 추정된 제동력은 최대 약 3.5[kgf]로서 허용 오차 범위 이내에 들어오는 것을 알 수 있다. 실제 제동력이 목표 제동력보다 높은 이유는 전원차단 이후 관성에 의한 회전 때문이다. 그리고 전원차단 이후 추정된 제동력과 실제 제동력이 다른 이유는 전원차단으로 전류리플을 측정할 수 없기 때문이다. 세가지 경우 모두 구동시간이 약 0.8[초]이내로서 목표 동작시간의 조건을 만족하는 것을 알 수 있다. 위와 같은 방식으로 EPB 시스템을 3가지 목표 제동력(80, 90, 100[kgf])에서 각각 10번씩 실험을 진행하여 오차의 평균과 편차를 구하였으며 이에 대한 결과는 그림 11과 같다.

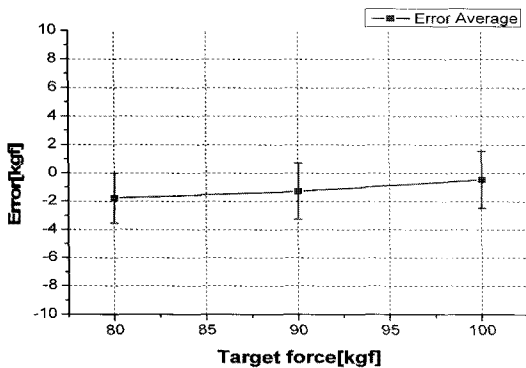


그림 11 목표 제동력과의 오차 평균 및 편차  
 Fig. 11 Average and deviation of error from target clamping force

그림 11에서 오차가 음수인 것은 목표 제동력보다 힘이 더 가해진 것이고 양수인 것은 목표 제동력까지 힘이 가해지지 못한 것을 의미한다. 그림 10과 다르게 양의 값을 가지는 오차가 발생한 것은 최대 가속도를 추정하는 데 있어서 발생한 오차이다. 총 30번 실험에서 최대 오차는 약 3.6[kgf]로서 모두 허용오차 범위 내에 들어오는 것을 확인하였으며 모터의 회전수에 대한 제동력 추정 방식으로도 EPB 시스템의 제동력 제어가 가능하다는 결론을 내릴 수 있다.

## 6. 결 론

본 논문에서는 기존의 EPB 시스템에서 제동력 측정을 위하여 사용하였던 홀 효과 힘 센서를 사용하지 않고 제동력을 추정할 수 있는 기법에 대하여 제안을 하였다. 이 기법은 제동력이 효과적으로 발생하는 시점으로부터 모터의 회전수와 파킹 케이블의 장력 관계를 이용하여 제동력의 함수를 유도함으로써 제동력을 추정하는 방식이다. 본 논문에서는 모터의 가속도와 제동력이 발생하는 시점과의 관계식을 도출하여 일정 회전 오차 내에서 제동력이 걸리는 시점을 추정할 수 있음을 보였다. 제동력이 유효하게 발생하는 시점부터 회전수에 따른 제동력 함수를 2차 함수로 간략화 하여 제동력을 추정하였다. 제동력이 유효하게 발생하는 시점이 최대 가속도 시점과 일정 오차내 있음을 확인하였으며 가속도 검출과 회전이동 거리만으로 제동력을 추정할 수 있음을 보였다. 이 기법의 유효성을 검증하기 위하여 임의의 초기 조건하에 3가지의 서로 다른 목표 제동력으로 제동력 실험을 진행하였다. 실험 결과 EPB 시스템이 요구하는 허용 오차 범위와 동작시간의 조건을 만족하는 것을 보였다. 따라서 홀 효과 힘 센서 없이 제동력을 추정하여 EPB 시스템을 제어할 수 있는 센서리스 제어기법이 가능함이 확인되었다. EPB 시스템의 제어 방식은 On-Off 제어를 사용함으로써 제어 로직을 간단히 하였다. 그리고 기존의 시스템에서 요구되는 홀 효과 힘 센서 값을 받아들이기 위한 필터, A/D 컨버터 등과 같은 부가회로를 제거함으로써 저가의 EPB 시스템 제어방식이 가능함을 보였다. 기존의 EPB 시스템에 비하여 구조가 간단하고 증저가 차량에도 장착이 가능한 저가의 EPB 시스템의 설계 가능성을 본 논문을 통해 보였다.

## 감사의 글

본 연구는 부품 소재 기술 개발 사업(과제번호: 10014728)의 지원으로 수행되었으며, 이에 대해 깊이 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- [1] 정하민, 박창훈, 전재우, 여 훈, "전자 제어식 전자 브레이크 개발," 한국자동차 공학회 추계 학술대회 논문집, pp.962-967, KSAE07-F0154, 2007. 11.
- [2] 현동윤, 김인수, 서형덕, "전자식 주차브레이크의 다이

나뭇 제동 알고리즘 연구,” 한국 자동차 공학회 추계 학술대회 논문집, pp.950-955, KSAE07-F0152, 2007. 11.

[3] Y. Iwashita, “Force control method based on disturbance load estimation,” United States Patent, Patent Number 5,734,242, 1998. 3.

[4] R. Schwarz, R. Isermann, J. Bohm, J. Nell, and P. Rieth, “Clamping force estimation for a brake-by-wire actuator,” SAE Technical Paper, vol. 108. Document No. 1999-01-0482, 1999. 3.

[5] R. Hoseinnezhad, S. Saric and A. Bab-Hadiashar, “Estimation of Clamp Force in Brake-by-Wire Systems: A Step-by-Step Identification Approach,” SAE Technical Paper, vol. 115, Document No. 2006-01-1154, 2006. 4.

[6] A. Consoli, G. Bottiglieri, R. Lector, R. Ruggeri, A. Testa, and S. De Caro, “Sensorless position control of DC actuators for automotive applications,” Industry Applications Conference, 39th IAS Annual Meeting, pp.1217-1224, 2004.

[7] 정한별, 이충우, 이두호, 정정주, 윤팔주, “차량용 전자 제어식 주차 브레이크 시스템을 위한 고장 안전 기법,” 대한전기학회 하계학술대회, pp.1836-1837, 2006. 7.

[8] 양이진, 손영섭, 박인숙, 노강성, 윤팔주, “전자제어식 주차브레이크(EPB) 개발 및 성능평가에 대한 연구,” 한국자동차 공학회 춘계 학술대회 논문집, pp.953-958, KSAE06-S0152, 2006. 5.

[9] R.C. Juvinal, K.M. Marshek, Fundamentals of machiing component design 3rd Edition, John Wiley & Sons Inc., pp. 381-393, 2000

[10] 설승기, 전기기기 제어론, Brain Korea, pp.46-48, 2002.

[11] Y. O. Lee, C. W. Lee, C. C. Chung, Y. Son, P. Yoon and I. Hwang, “Stability analysis of electric parking brake (EPB) systems with a nonlinear proportional controller,” 17th IFAC World Congress, Seoul, Korea, pp.14247-14253, 2008. 7.

[12] C. Line, C. Manzie and M. Good, “Control of an Electromechanical Brake for Automotive Brake-By-Wire Systems with an Adapted Motion Control Architecture,” SAE Technical Paper, vol. 113, Document No. 2004-01-2050, 2004. 5.

[13] H. Olsson, K. J. Åström, C. C. d. Wit, M. Gäfvert, and P. Lischinsky, “Friction models and friction compensatio,” European Journal of Control, 1998.

[14] Y. O. Lee, C. W. Lee, H. B. Chung, C. C. Chung, Y. Son, P. Yoon and I. Hwang, “A Nonlinear Proportional Controller for Electric Parking Brake (EPB) Systems,” 14th Asia Pacific Automotive Engineering Conference, Document No. 2007-01-3657, 2007. 8.

[15] K. J. Astrom and B. Wittenmark, Adaptive Control 2nd Edition, Addison-Wesley Publishing Company, pp.42-45, 1995

## 저 자 소 개



### 장민석 (張珉碩)

1980년 5월 8일생. 2006년 한양대학교 전자전기컴퓨터공학부 학사 졸업. 2007년~현재 동 대학원 전기공학과 석사과정. 관심 분야: vehicle dynamics control, model predictive control, 적응 제어.  
Tel : 02-2220-4308  
E-mail : Skyler.Jang06@gmail.com



### 이영옥 (李英玉)

1983년 9월 29일생. 2006년 한양대학교 전자전기컴퓨터공학부 학사 졸업. 2007년~현재 동 대학원 전기공학과 박사과정. 관심 분야: Nonlinear control theory, vehicle dynamics control, power system control.  
Tel : 02-2220-4308  
E-mail : foryou5252@hotmail.com



### 이원구 (李元九)

1981년 5월 23일생. 2007년 한양대학교 전자전기컴퓨터공학부 학사 졸업. 2008년~현재 동 대학원 전기공학과 석사과정. 관심분야 : vehicle dynamics control, fault tolerant control, model predictive control.  
Tel : 02-2220-4308  
E-mail : hillfolk219@gmail.com



### 이충우 (李忠禹)

1973년 8월 1일생. 1999년 한남대학교 전자공학과 졸업. 2001년 한양대학교 전자통신 공학과 석사. 2001년~2003년 LG전자 DM 연구소 DCT Gr. 주임 연구원. 2003년~현재 한양대학교 전자통신전파공학과 박사과정. 관심 분야: 슬라이딩 모드 제어, 디스크 드라이브 서보 제어, 듀얼 액츄에이터 정밀 제어, 광 정보 저장 장치 제어, 나노 스테이지 정밀 제어.  
Tel : 02-2220-4307  
E-mail : chungwoo73@yahoo.co.kr





**손 영 섭 (孫 榮 涉)**

1975년 2월 11일생. 1997년 서강대학교 전자공학과 졸업, 1999년 동 대학원 석사 졸업, 1999년~현재 (주)만도 중앙연구소 선임연구원

Tel : 031-300-5217

Fax : 031-300-5496

E-mail : ysson@mando.com



**정 정 주 (鄭 正 周)**

1958년 9월 5일생. 1981년 서울대학교 전기공학과 졸업. 1983년 동 대학원 석사. 1993년 USC 공학 박사. 1983년~1985년 LG전자 중앙연구소 주임 연구원. 1985년~1987년 IBM Korea, IPO Associate Engineer. 1993년~1994년 미국 콜로라도

주립대 Research Associate. 1994년~1997년 삼성종합기술원 수석 연구원(팀장). 1996년 삼성 21세기 리더 교육 이수. 1996년 Wharton School, Samsung AMP 수료. 1997년~현재 한양대학교 전기제어생체공학부 교수. 2000년~2002년 AJC, Associate Editor. 2001년~2002년 Trans. on CASE, 편집장. 2001년~2002년 ICASE, 편집이사, 2003년~2005년 IJCAS, Editor. 2003년 IEEE CDC, Associate Editor. 2008년 CASS 대회장. 2009년 ICCAS-SICE Program Co-Chairs. 2000년~현재 ICASE 제어이론 연구회 회장. 관심 분야: His current research interests are in the areas of nonlinear control theory and digital control with applications to robotic system, automotive control, flat panel display, power system stability, nano-scale lithography, and data storage systems.

Tel : 02-2220-1724

Fax : 02-2281-9912

E-mail : cchung@hanyang.ac.kr