

모터의 회전수를 이용한 전자제어식 주차 브레이크 시스템의 제동력 추정 기법

장민석*, 이영옥*, 이원구*, 이충우*, 정정주*, 손영섭**
 한양대학교*, (주)만도**

Braking Force Estimation in Electric Parking Brake System using Rotation Number of the Motor

Minseok Jang*, Young Ok Lee*, Wongoo Lee*, Choong Woo Lee*, Chung Choo Chung*, Youngsup Son**
 Hanyang University*, Mando**

Abstract - 기존 케이블 puller 방식의 EPB 시스템은 제동력을 측정하기 위하여 hall effect force 센서를 이용하고 있다. 그러나 본 논문에서는 hall effect force 센서를 사용하는 대신 모터의 속도를 이용하여 제동력이 가해지는 시점을 결정한 이후 모터의 회전수에 따른 제동력 추정 기법을 제안하고 실험을 통하여 검증한다.

1. 서 론

최근 사용자의 편의와 안전이 강조되는 차량이 출시되면서 주차 브레이크 또한 기존의 수/축동식으로 동작되는 것에서 전자 제어 actuator를 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 이루어 지고 있다.[1], [2] 따라서 기존의 기계식 주차 브레이크에 비해 인테리어 공간을 확대할 수 있으며 한층 향상된 편의성 및 안전성을 구현할 수 있게 된다.

기존의 EPB 시스템은 파킹 케이블에 걸리는 제동력을 측정하기 위하여 스프링의 변위를 이용하는 hall effect force 센서를 사용하였다. 그러나 hall effect force 센서를 사용하기 위해서는 파킹 케이블의 중간에 스프링을 달아야 한다는 구조적인 애로사항과 가격이 비싸다는 단점이 있다. 따라서 hall effect force 센서를 사용하지 않고 제동력을 측정할 수 있다면 EPB 시스템의 설계가 간단해 지고 비용 또한 감소시킬 수 있게 된다.

본 논문에서는 hall effect force 센서 대신 엔코더를 이용하여 모터의 회전수에 따른 제동력을 추정하는 기법을 제안하고자 한다. 이 방식을 사용하기 위해서는 모터의 회전 거리를 측정하기 위한 기준이 필요하다. 기준은 EPB 시스템 apply시 제동력이 걸리면서 모터의 회전 속도가 줄어들게 되는데 이 시점을 찾음으로써 가능하다. 회전 속도가 줄어드는 시점을 찾은 이후부터 회전수에 따른 제동력 함수를 구함으로써 제동력 추정이 가능하게 된다.

본 논문에서 제안하는 방식을 실험을 통하여 검증한 결과 최대 약 5[kg]의 오차를 가지며 이는 EPB 시스템에서 요구하는 허용 오차 범위 10%이내에 들어오는 것을 확인하였다. 따라서 본 논문에서 제안하는 방식을 사용하여 EPB 시스템의 제어가 가능하다는 것을 보였다.

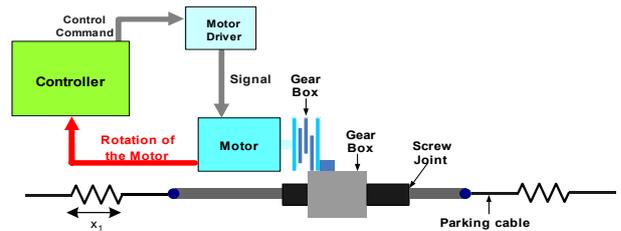
본 논문의 구성은 2절에서 EPB 시스템의 구성에 대해서 설명한다. 그리고 3절에서는 모터의 회전수와 부하 토크와의 관계에 대하여 설명하고, 4절에서는 제동력 추정기법에 대하여 설명한다. 5절에서는 On-off 제어 기법을 이용한 실험을 통하여 EPB 시스템의 제어에 대한 검증을 한다. 마지막으로 6절에서는 본 논문에 대한 결론을 제시한다.

2. EPB의 시스템 구성 및 동작 조건

본 논문에서 다루고 있는 EPB 시스템은 그림1과 같이 DC 모터, 기어 박스, 스크류, 전류 센서, 제어부, 모터 드라이버, 파킹 케이블로 구성되어 있다. EPB 시스템은 모터가 토크를 발생하고 감속기어 박스를 거쳐 스크류 조인트를 회전 시키게 된다. 이때 발생하는 회전력은 스크류를 통하여 양쪽의 파킹 케이블에 동일한 힘으로 나누어지고 브레이크 패드에 힘을 가하게 되고, EPB 시스템의 동작조건은 표 1과 같다.

〈표 1〉 EPB 시스템의 동작 조건

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



〈그림 1〉 EPB 시스템의 구성도

3. 모터의 회전수와 부하토크와의 관계

EPB의 스크류 조인트의 모델링은 사각나사의 역학적 모델을 사용하였으며 나사의 토크는 수식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.[3]

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

수식 (1)에서 P 는 유효지름의 접선 방향에 가해지는 토크, β 는 나선 각, F_n 은 나선선 방향으로 걸리는 힘, Q 는 나사의 축방향으로 가해지는 힘, μ 는 마찰계수이다. 마찰계수는 마찰각 ρ 를 이용하여 $\mu = \tan \rho$ 와 같이 나타낼 수 있고 이를 수식 (1)에 대입하면 수식 (2)와 같다.

$$P = \frac{\tan \rho \cos \beta + \sin \beta}{\cos \beta - \tan \rho \sin \beta} Q = \frac{\tan \rho + \tan \beta}{1 - \tan \rho \tan \beta} Q = Q \tan(\rho + \beta) \tag{2}$$

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

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

부하토크는 기어 박스와 나사의 조인트를 거치면서 파킹 케이블에 횡으로 작용하는 장력으로 변하게 된다. 모터가 기어 박스를 거치면서 나사의 조인트를 회전시키고 조인트 1회전당 나사의 피치 만큼 파킹 케이블이 당겨진다. 따라서, 부하 토크에 대한 파킹 케이블의 횡적 변위량은 수식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 T_L G_{screw} N_{GR} &= C_1(x_1) \\
 &= C_1\left(\frac{p\theta}{2\pi N_{GR}}\right) \\
 (\because \theta &= \frac{2\pi N_{GR}}{p} x_1)
 \end{aligned} \tag{4}$$

수식 (4)에서 T_L 는 부하 토크, N_{GR} 는 기어 비, x_1 은 파킹 케이블이 횡으로 이동한 거리, $C_1(x_1)$ 은 파킹 케이블의 non-linear 특성을 가지는 스프링 상수, θ 는 모터의 각 위치, p 는 나사의 피치를 나타낸다. 수식 (4)를 정리하면 파킹 케이블의 횡적 변위량에 대한 부하토크 수식 (5)을

언을 수 있다.

$$T_L = \frac{C_1 \left(\frac{p\theta}{2\pi N_{GR}} \right)}{N_{GR} G_{screw}} = f(\theta) \quad (5)$$

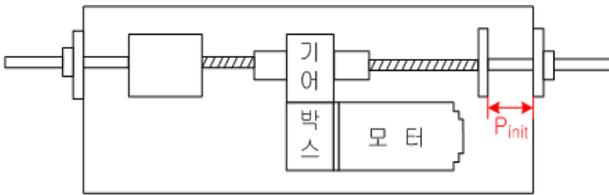
4. 제동력 추정 기법

본 논문에서는 제동력을 추정하기 위하여 모터의 절대적 회전거리에 대한 기준을 세워야 한다. 이는 모터의 최대 속도를 찾음으로써 가능하다. 그리고 기준 이후 시점부터 모터의 회전수에 따른 제동력의 함수를 구함으로써 제동력을 추정할 수 있다.

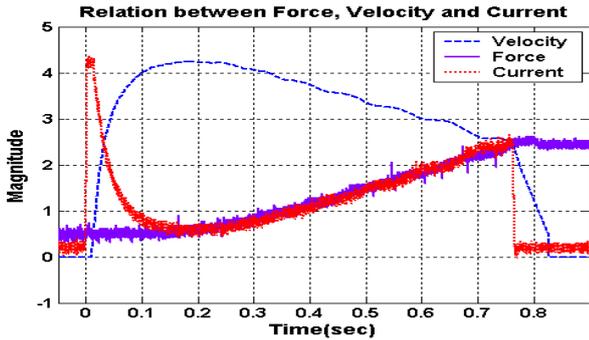
4.1 모터의 최대 속도 검증

본 논문에서 제시하는 제동력 추정 방식을 적용하기 위해서 EPB 시스템이 release가 충분히 된다는 가정 하에 진행을 하였다.

모터의 회전수를 이용하여 제동력을 추정 할 때 파킹 케이블이 늘어진 정도, 즉 그림 2에서의 Pinit의 크기에 따라서 모터의 회전수가 동일하다 하더라도 제동력은 달라지는 문제점이 있다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 모터의 속도를 측정하여 제동력이 가해지는 시점을 기준으로 세운다.



〈그림 2〉 EPB 시스템 모델



〈그림 3〉 모터의 전류 및 속도 와 제동력과의 관계

그림 3은 EPB 시스템을 apply 실험시 모터의 출력 전류와 속도 그리고 제동력을 비교한 그림이다. 제동력이 증가하는 시점은 전류가 증가하는 시점 그리고 모터의 속도가 감소하는 시점과 일치 하는 것을 알 수 있다. 따라서 이에 관한 수식을 정리하면 다음과 같다.

DC 모터를 모델링하면 수식 (6) ~ (9)로 나타낼 수 있다.[4]

$$V_a = RI_m + L \frac{dI_m}{dt} + V_{emf} \quad (6)$$

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

$$T_m = K_m I_m \quad (8)$$

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

V_a 는 모터에 인가된 전압, R 은 전기자 권선의 등가저항, L 은 전기자 권선의 등가 인덕턴스, I_m 은 유도 전류이다. 그리고 V_{emf} 는 back-emf 전압이며, K_b 는 back-emf 상수, K_m 은 모터의 토크 상수, ω 는 모터의 회전 속도이다. T_m 은 모터의 출력 토크, T_a 는 EPB 시스템의 apply 토크, T_i 는 이너서 토크, T_f 는 frictional resistance 토크를 나타낸다. T_i 는 각 가속도에 비례하는 토크로서 $J_i \omega$ 로 나타낼 수 있으며, T_a 는 제동력 $F_a(\theta)$ 에 비례하는 토크로서 $T_a = \gamma_i F_a(\theta)$ 로 나타낼 수 있다. 여기서 γ_i 는 screw gain과 gear ratio에 의해 결정된 상수이다[5]. 그리고 T_f 는 viscous friction T_v 와 coulomb friction T_c 의 합으로 나타낼 수 있는데 $T_c \gg T_v$ 이므로, $T_f \cong T_c$ 이고 T_c 는 부하(제동력) F_a 에 비례하

는 μ 항과 상수 offset 항으로 이루어져 있으며 수식 (10)으로 나타낼 수 있다.

$$T_c = \mu F_a + \alpha \quad (10)$$

제동력이 걸리는 시점까지의 모터 회전 거리를 θ_0 라고 한다면 수식(9)는 수식 (11)로 정리할 수 있다.

$$K_m I_m = \begin{cases} J_i \frac{d\omega}{dt} + \alpha & , \theta \leq \theta_0 \\ \gamma_i F_a(\theta) + J_i \frac{d\omega}{dt} + \mu F_a(\theta) + \alpha & , \theta > \theta_0 \end{cases} \quad (11)$$

수식 (11)에서 각 가속도가 0, 즉 각속도가 0이라면 $I_m = \alpha/K_m$ 으로 정리가 되고 전류는 일정하게 유지된다. 따라서 수식 (6), (7)은 수식 (12)로 정리할 수 있으며 제동력이 걸리는 시점까지는 각 속도가 일정하게 유지가 됨을 알 수 있다.

$$\omega = \frac{1}{K_b} (V_a - RI_m) = constant \quad (12)$$

제동력이 걸리는 시점 이후의 모터의 회전 거리와 속도의 관계를 알아보기 위하여 수식 (11)의 양변을 θ 로 편미분을 하면 수식 (13)와 같이 정리 할 수 있다.

$$K_m \frac{\partial I_m}{\partial \theta} = \gamma_i \frac{\partial F_a(\theta)}{\partial \theta} + \mu \frac{\partial F_a(\theta)}{\partial \theta} \quad (13)$$

EPB 시스템을 apply시에는 제동력이 증가 하기 때문에 $\partial F_a(\theta)/\partial \theta$ 는 항상 양수이다. 따라서 $\partial I_m/\partial \theta > 0$ 임을 알 수 있다. 그리고 수식 (6), (7)을 정리하면 수식 (14)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega = \frac{1}{K_b} (V_a - RI_m - L \frac{dI_m}{dt}) \quad (14)$$

수식 (15)에서 dI_m/dt 는 양수이고, θ 가 커짐에 따라서 I_m 도 커지기 때문에 각속도는 감소하는 것을 알 수 있다. 따라서 각속도가 감소하는 시점이 제동력이 걸리는 시점이며 모터의 회전수에 따른 제동력의 기준점으로 세울 수 있다.

4.2 모터의 회전 수에 따른 제동력 추정

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 크기를 가지게 된다. 따라서 모터의 최대 회전속도 이후 모터의 회전수에 따른 제동력의 측정을 통하여 수식 (5)에서의 $f(\theta)$ 를 구할 수 있다. $f(\theta)$ 를 구하기 위하여 5번의 반복 실험을 진행하였으며 이동거리에 따른 제동력은 hall effect force 센서를 이용하여 측정하였다.

그림 4의 실측한 제동력의 결과를 살펴 보면 모터의 최대 각속도 이후 모터의 회전수에 따른 $f(\theta)$ 가 균등하다는 것을 알 수 있으며, 이는 모터의 최대 회전 속도가 일정한 시점에서 검출되었다는 것을 알 수 있다. 그러나 제동력 측정에 있어서 오차가 있으므로 모터의 회전수에 대한 제동력의 평균을 이용하여 수식 (15)과 같이 2차의 함수 $f(\theta)$ 로 근사화 하여 구하였다

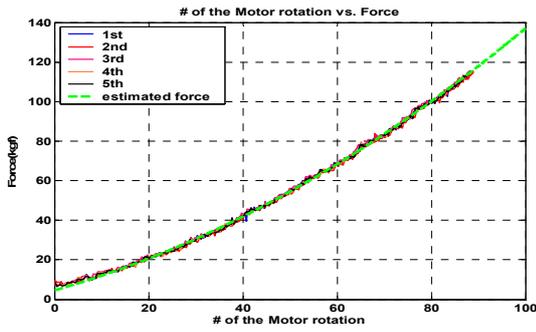
$$f(n) = a_1 n^2 + a_2 n + a_3; \quad n: \theta/2\pi \quad (15)$$

수식 (15)에서 계수들을 구하기 위하여 수식 (16)과 같이 가중치가 부여된 least square estimation 방식을 사용하였다.[6]

$$\hat{a} = (\Phi^T W \Phi)^{-1} \Phi^T W Y \quad (16)$$

\hat{a} 는 계수들, Φ^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 (16)을 통하여 구한 계수들을 이용하여 회전수에 따른 제동력 추정값과 실험을 통하여 측정된 제동력을 비교하면 그림 4와 같다.

그림 4는 목표 제동력을 115[kgf]으로 하여 실험을 진행하였으며 추정된 제동력과 실측한 제동력과의 최대 오차는 약 2[kgf]로서 이는 허용오차 범위 10%이내에 들어오는 수치이다.

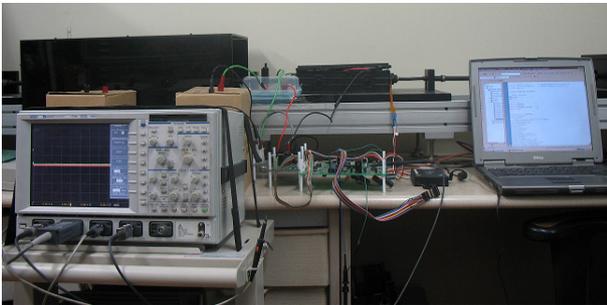


〈그림 4〉 추정된 force와 실측한 force의 비교

5. 실험을 통한 제동력 추정기법 검증

5.1 EPB 제어실험 환경

EPB의 제동력 제어 실험을 하기 위하여 그림 5와 같이 stretched type의 케이블 풀러 방식을 사용하였다. 실험 구성요소로 EPB plant, PC, hall effect force 센서, 전류센서, 엔코더, 12V 배터리, TI사의 TMS320F2812가 장착된 제어보드, 인디케이터, 모터 드라이브 등으로 구성이 되어있다.



〈그림 5〉 EPB 실험 환경

5.2 제어 기법

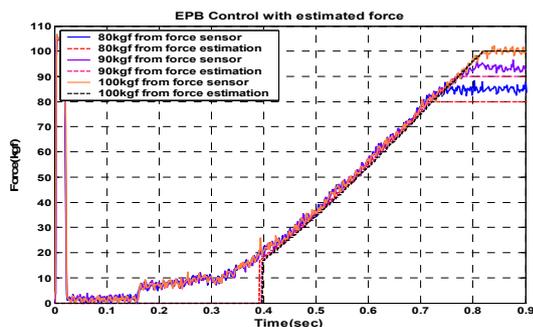
기존의 EPB 시스템을 제어하는 기법으로 On-off, Linear P, Nonlinear P 3가지 방식의 제어기법이 제안되었으며 Non-linear P 제어기의 경우에 가장 좋은 성능을 보였다.[7] 그러나 Nonlinear P 제어기를 사용할 시에는 PWM 방식을 이용하여 모터를 구동해야 함으로써 제어 로직이 복잡하다. 따라서 본 논문에서는 가장 간단한 제어 기법인 On-Off 제어기를 이용하였다.

On-Off 제어기는 EPB 시스템을 apply 시에 측정된 제동력이 목표 제동력에 도달할 때까지 모터에 최대 입력을 가하게 된다. 그리고 제동력이 목표 제동력에 도달하거나 넘게 되면 모터의 전원을 차단하는 방식이다.

$$u = \begin{cases} u_{max}, & e > 0 \\ 0, & e \leq 0 \end{cases} \quad (17)$$

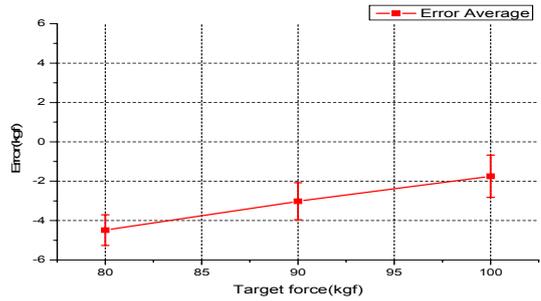
5.3 실험 결과

수식 (15), (16)을 통하여 구한 제동력 추정식을 이용하여 EPB 시스템을 제어하였고, 실제 제동력에 대한 확인은 hall effect force 센서를 이용하여 비교를 하였다. 이에 대한 결과는 그림 6과 같다.



〈그림 6〉 추정된 힘으로 제어한 결과 비교

추정된 힘을 바탕으로 EPB 시스템을 제어한 결과의 신뢰성을 알아보기 위하여 목표 제동력인 80, 90, 100[kgf]에서 10번씩 실험을 진행하여 오차의 평균과 표준편차를 구하였다.



〈그림 7〉 목표 제동력와의 오차 평균 및 표준편차

그림 7에서 오차가 음수인 것은 목표 제동력보다 힘이 더 가해진 것이고 양수인 것은 목표 제동력까지 힘이 가해지지 못한 것을 의미한다. 오차를 확인한 결과 음의 값을 가지는 것을 볼 수 있는데, 이는 전원을 차단한 이후에 모터가 관성에 의해서 제동력이 더 가해짐으로서 생기는 오차이다. 최대 오차는 약 5[kgf]로서 허용오차 범위 내에 들어오는 것을 확인할 수 있으며, 모터의 회전수에 대한 제동력 추정 방식으로도 EPB 시스템이 제어 가능하다는 결론을 내릴 수 있다.

오차는 모터의 회전속도를 이용한 운동에너지 보존 법칙을 이용하여 전원 차단 이후 관성에 의해 가해지는 힘을 계산하여 전원을 제동력이 목표치에 도달하기 이전에 차단함으로써 오차를 줄일 수 있다.

6. 결 론

본 논문에서는 EPB 시스템의 제동력 추정 기법에 대하여 제안을 하고 실험을 통하여 검증을 하였다. 이 기법은 모터의 속도 정보를 통하여 제동력이 걸리는 시점을 찾은 이후 모터의 회전수에 따른 제동력 함수를 통하여 제동력을 추정하였다. 그리고 실험을 통하여 EPB 시스템이 요구하는 허용오차 범위에 들어오는 것을 검증하였다.

모터의 회전수에 따른 제동력 추정 기법을 사용하여 hall effect force 센서를 사용하지 않고 제동력 측정이 가능하다는 것을 보였다. 그러나 이 기법을 사용하면 EPB 시스템의 스프링 상수가 변하게 되면 사용할 수 없다는 단점을 지니고 있으나 기존 EPB 시스템에 비하여 설계 비용을 낮출 수 있으며, 설계시 구조적 자유의 장점을 가지는 EPB 시스템 설계가 가능하게 된다.

감사의 글

본 논문은 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
- [2] 현동윤, 김인수, 서형덕, "전자식 주차브레이크의 다이내믹 제동 알고리즘 연구", 한국 자동차 공학회 추계 학술대회 논문집, pp. 950 ~ 955, KSAE07-F0152, 2007
- [3] R.C. Juvinall, K.M. Marshek, "Fundamentals of maching component design", 3rd Edition, John Wiley & Sons Inc., pp381 ~ 393, 2000
- [4] 설승기, "전기기기 제어론", Brain Korea, pp46 ~ 48
- [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 international, 2006-01-1154, 2006
- [6] K. J. Astrom and B. Wittenmark, "Adaptive Control", 2nd Edition, pp. 42 ~ 45
- [7] Lee, Y.O., C. W. Lee, H.B. Chung, C. C. Chung, Y. Son, P. Yoon and I. Hwang (2007), "A Nonlinear Proportional Controller for Electric Parking Brake (EPB) Systems," 14th Asia Pacific Automotive Engineering Conference, Document No. 2007-01-3657, 2007