

Electronic Noncircular Gear Brake의 설계 및 브레이크 패드 마찰계수 추정을 위한 적응제어 기법의 개발

김성룡*¹⁾·최세범¹⁾·김주곤²⁾

한국과학기술원 자동차기술대학원¹⁾ (췁만도, 중앙연구소²⁾

The Design of Electronic Noncircular Gear Brake and Adaptation Scheme for Pad Friction-coefficient Estimation

Sungryong Kim ^{*1)} · Seibum Choi¹⁾ · Joogon Kim²⁾

¹⁾ Graduate School of Automobile Technology, Korea Advanced Institute of Science and Technology 373-1 Guseong-dong, Yuseong-gu, Daejeon, 305-701, Korea ²⁾ MANDO Co. Central R&D Center 413-5, Gomae-dong, Giheung-gu, Yongin-Si, kyonggi-Do, 446-901 Korea

Abstract : Siemens VDO, German electronic and mechatronic developer announced an innovative braking device called Electronic Wedge Brake (EWB). it is the most energy-effective braking device among Brake-by-Wire systems compared to conventional hydraulic devices. Small parametric error is highly amplified through self-energizing effect, degrading system response characteristic. For this reason, robust control technique using sliding mode control was developed in KAIST as a computer simulation in 2007. This research is focused on developing a new type of EWB which is called Electronic Noncircular Gear Brake. This suggested brake system has the possibility applying variable wedge angle to system by using noncircular gears. For the first step to realize the system, normal system response is validated. Also robust control techniques to make system robust to parametric variances, particularly to the pad friction-coefficient error will be considered.

Key words : EWB(Electronic Wedge Brake), EMB(Electronic Mechanical Brake), ENGB(Electronic Noncircular Gear Brake) self-reinforcement(자기강화), brake-by-wire(브레이크 바이 와이어), brake pad friction coefficient (패드 마찰계수), Noncircular gear(비구형 기어)

Nomenclature

K: stiffness, N/m
 μ : friction coefficient

Subscripts

Cal: brake caliper stiffness
Axial: axial stiffness between wedge and spindle

1. 서론

EWB(Electronic Wedge Brake)는 웨지에 의한 자기강화(self-reinforcement) 원리를 이용한 제동장

* 김성룡, E-mail: cosnel@kaist.ac.kr

치이다. 적은 에너지로 큰 제동력을 얻을 수 있고 기존의 12V 시스템을 그대로 이용할 수 있는 장점이 있어 차세대 제동장치로서 주목을 받고 있다. 그러나 웨지의 경사면에 마찰력을 없애기 위하여 롤러를 두는데 이는 브레이크의 장시간 사용시 롤러가 닳아서 구르지 않게 될 경우 시스템에 악영향을 줄 수 있다. 또한 자기강화 원리를 사용하는 특성에 따라 마찰계수 변화 등 작은 파라미터의 변화에도 시스템 응답 특성이 민감하게 변화할 수 있는 가능성을 내포하고 있다.

이 논문에서는 기존의 썰기 대신 롤러를 쓰지 않고 비 구형의 기어를 이용하여 자기 강화원리를 동일하게 이용하므로 기존의 문제를 보완할 수 있다. 초기 단계이지만 비 구형 기어의 다양한 부위를 사용하게 되면 웨지의 각도를 다양하게 사용할 수 있어 향후 더 발전의 가능성을 가지고 있다. 또한 KAIST에서 발표한 논문⁸⁾에서의 마찰계수 추정방법에 대한 더욱 심도 있는 내용을 다루게 된다.

2. 시스템 모델링

아래는 ENGB(Electronic Wedge Brake) 시스템의 단순화된 모델이다.

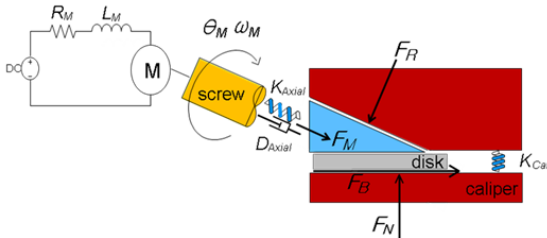


Fig. 1 EWB 시스템의 단순화된 모델

모터의 회전에 의해서 스크류가 회전함과 동시에 전진 또는 후진을 하게 된다. 스크류의 방향으로 힘 F_M 이 작용하여 웨지를 움직이게 된다. 웨지의 이동에 의하여 캘리퍼의 Stiffness에 의해 제어 대상인 수직방향의 힘(clamping force) F_N 이 발생한다. F_N 은 마찰계수와 결합하여 마찰력의 형태로 웨지에 작용하고 디스크 휠의 회전에 의해서 웨지를 캘리퍼 내부쪽으로 끌고 들어가 힘

을 증폭시킨다. 즉 자기강화 현상이 발생하여 제동력을 증폭시키게 된다.

2.1 EWB 수식적 모델링

J. Fox⁶⁾ 논문을 참고하여 EWB에 관한 시스템은 다음과 같이 수식화가 가능하다.

2.1.1 제동부

다음은 웨지에 작용하는 힘을 정리 한 것이다.

$$\cos \beta F_M + \mu F_N - \sin \alpha F_R = m_w \ddot{x}_w$$

$$\sin \beta F_M - F_N + \cos \alpha F_R = m_w \tan \alpha \ddot{x}_w$$

위의 두 수식을 정리하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\ddot{x}_w = \frac{1}{m_w(1 + \tan^2 \alpha)} \times [(\cos \beta + \tan \alpha \sin \beta) F_M + (\mu - \tan \alpha) \tan \alpha K_{cal} x_w]$$

2.1.2 모터 구동부

모터 및 스크류 등으로 구성된 모터 구동부에 관한 수식이다.

$$J_M \dot{\omega} = T_M - T_{Screw} - T_{damp}$$

$$\dot{i} = -\frac{R_M}{L_M} i - \frac{k_M}{L_M} \omega_M + \frac{1}{L_M} u_M$$

제동부와 모터 구동부를 연결하는 힘에 대한 수식은 다음과 같다.

$$F_M = -K_{Axial} \left(x - \theta_M \frac{L}{2\pi \cos \beta} \right) - D_{Axial} \left(\dot{x} - \omega_M \frac{L}{2\pi \cos \beta} \right)$$

2.1.3 State-Space 표현

2.1절의 수식들을 이용하여 모델을 State-Space 형식으로 정리하면 단일 입력 시스템으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{X} = AX + BU$$

$$Y = CX \quad X = \begin{pmatrix} x_w & \dot{x}_w & \theta_M & \dot{\theta}_M & i_M \end{pmatrix}^T$$

상태 변수를 웨지의 수평이동거리, 이동속도 모터의 회전각도, 모터의 회전 속도, 전류로 구성이 된다. 앞서 정의된 식을 바탕으로 state 방

정식을 정리 할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_w &= v_w \\ \dot{v}_w &= \frac{1}{m_w(1+\tan^2 \alpha)} \\ &\times [(\cos \beta + \tan \alpha \sin \beta)F_M + (\mu - \tan \alpha)\tan \alpha K_{cal}x_w] \\ \dot{\theta}_M &= \omega_M \\ \dot{\omega}_M &= \frac{1}{J_A}(T_M - T_{Screw} - T_{Damp}) \\ \dot{i} &= -\frac{R_M}{L_M}i - \frac{k_M}{L_M}\omega_M + \frac{1}{L_M}u_M \\ T_M &= k_M i \quad T_{damp} = d_M \omega_M \quad 2\pi\eta T_{screw} = LF_M \\ L : \text{Screw Lead} \quad F_N &= K_{Cal} \tan \alpha x_w \end{aligned}$$

2.2 ENGB 수식적 모델링

Noncircular gear를 이용한 브레이크의 단순화된 모델이다.

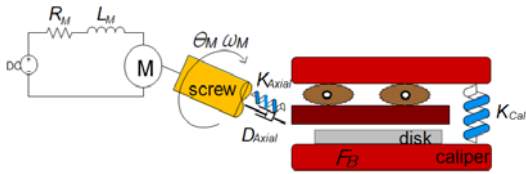


Fig. 2 ENGB 시스템의 단순화된 모델

그림 2 에서와 같이 캘리퍼 윗 부분에는 기어열이 있고 비 구형기어와 맞닿아 미끄러지지 않게 되어 있다. 비 구형 기어는 브레이크 패드와 맞닿아 마찬가지로 미끄러지지 않도록 되어 있다. 모터의 구동에 의해서 스크류가 회전하여 전진하면 브레이크 패드는 비 구형 기어의 안내를 받아 디스크를 압박하여 제동력을 발생시키게 된다.

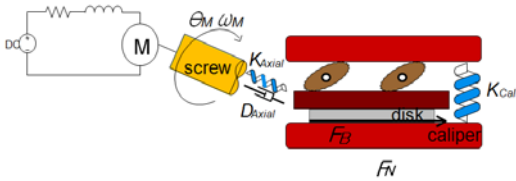


Fig. 3 ENGB 시스템의 동작 상태

그림 3 에서 보는 것과 같이 비 구형 기어가 캘

리퍼와 브레이크 패드사이에서 특정한 각을 이루면서 제동이 이루어지게 된다.

2.2.1 비 구형 기어의 기구학적 특성

비 구형 기어를 타원이라고 가정한다. 모델링을 위하여 몇 가지 가정사항이 필요하다. 첫째가 전술한 바와 같이 비 구형 기어의 닿는 면인 위아래 부분에서의 미끄러짐은 없다고 가정한다. 둘째로 기어 메커니즘에 의한 효과는 무시한다. 셋째로 기어의 크기는 매우 작다고 가정한다.

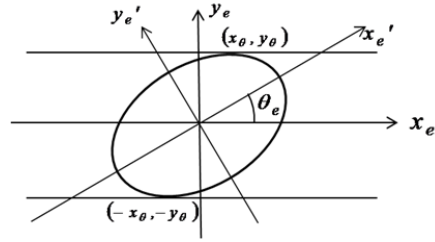


Fig.4 타원에 대한 해석

타원의 방정식을 회전 변환을 통하여 브레이크의 패드의 수평방향과 수직방향으로 어떻게 이동하는지에 대한 해석을 할 수 있다.

$$\frac{x_e^2}{a^2} + \frac{y_e^2}{c^2} = 1 \quad (a > c > 0)$$

$$\begin{bmatrix} x_e' \\ y_e' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_e & -\sin \theta_e \\ \sin \theta_e & \cos \theta_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_e \\ y_e \end{bmatrix} \quad \theta_e > 0$$

먼저, 비 구형 기어가 가운데가 고정되어 있다고 가정한 상태에서 비 구형 기어를 회전시키는 경우 기울기가 0이 되는 지점이 contact point이다. 그 점에 대한 자취를 구하게 되면 다음 식과 같다.

$$x_\theta = \pm k_e \sqrt{\frac{a^2 c^2}{c^2 (k_e \cos \theta_e + \sin \theta_e)^2 + a^2 (k_e \cos \theta_e - \sin \theta_e)^2}}$$

$$y_\theta = \pm \sqrt{\frac{a^2 c^2}{c^2 (k \cos \theta_e + \sin \theta_e)^2 + a^2 (k \cos \theta_e - \sin \theta_e)^2}}$$

$$k_e = \frac{2a^2 \sin \theta_e \cos \theta_e - 2c^2 \cos \theta_e \sin \theta_e}{2a^2 \sin \theta_e \sin \theta_e + 2c^2 \cos \theta_e \cos \theta_e}$$

비 구형 기어의 의한 브레이크 패드의 변위를 살펴보게 되면,

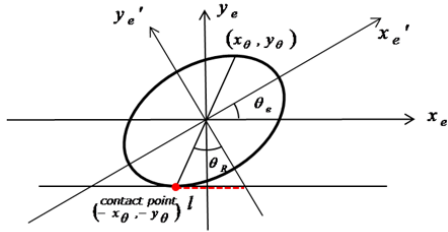


Fig.5 타원형태의 기어에 의한 브레이크 패드의 해석

브레이크 패드의 변위를 x_e 라 하면 마찰 패드의 변위는 타원의 회전에 의한 둘레 길이에서 contact point가 뒤로 움직인 만큼을 뺀으로써 얻어낼 수 있다. 캘리퍼의 윗부분이 고정되어 있기 때문에 그 효과는 두 배로 나타난다.

$$x_e = 2[l - |x_\theta|]$$

$$\theta_R = \theta_e + \tan^{-1}\left(\frac{x_\theta}{y_\theta}\right) \quad l = \int_0^{\theta_e} \sqrt{\left(\frac{dx_e}{d\theta_e}\right)^2 + \left(\frac{dy_e}{d\theta_e}\right)^2} d\theta_e$$

타원의 둘레의 길이를 구하는 것이 복잡하므로 해석적으로 값을 구한다. 디스크와의 수직 방향을 y_e 라고 정의 하면 브레이크 패드의 변위는 다음과 같다.

$$y_e = 2(y_\theta - c)$$

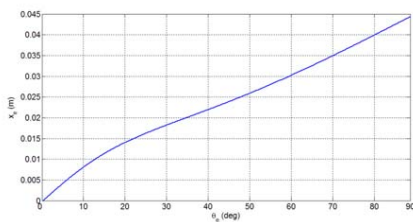


Fig.6 브레이크패드의 수평방향 변위

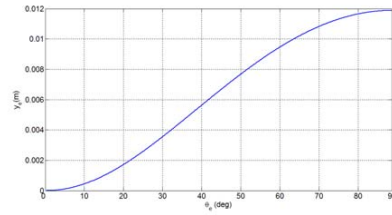


Fig.7 브레이크패드의 수직방향 변위

2.2.2 동역학적 특성

아래의 그림에서 ENGB에 의한 동역학적인 특성을 파악 할 수 있다.

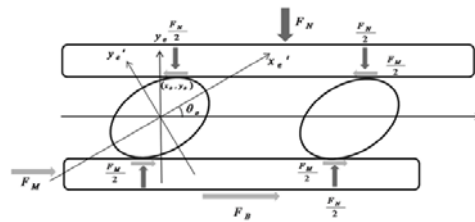


Fig.8 ENGB의 동역학적 특성

모멘트 평형에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sum M = 0; \quad F_M y_\theta = F_N x_\theta$$

$$F_M = F_N \frac{x_\theta}{y_\theta}$$

위 식을 웨지에 대하여 나타내게 되면

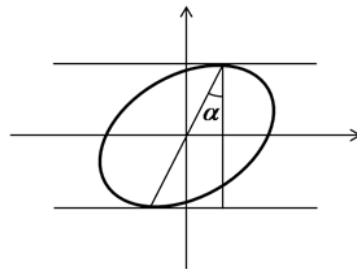


Fig.9 웨지와 비 구형 기어

위 그림과 같고 해당하는 α 값이 웨지의 각도에 해당하게 된다. 일단 수직력이 작용하게 되면서 부터는 웨지의 이동거리가 매우 작기 때문에 비구형 기

어에서도 회전하는 각도가 매우 작다. 그러므로 기어의 모양을 비 구형 기어가 웨지와 같이 선형화가 가능해진다.

3. 마찰계수 추정 기법

논문⁸⁾을 참조하여 reduced order 모델을 다음과 같이 나타낼 수 있다. 이 모델은 슬라이딩 모드 컨트롤러에서 모델로서 사용되고 마찰계수 추정기법을 개발 하는 과정에서도 사용된다.

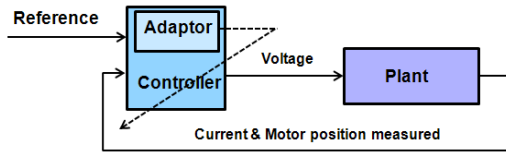


Fig.10 제어 시스템의 도식도

3.1 Reduced order 모델

웨지 다이내믹스를 무시하면,

$$F_M = \frac{\tan \alpha - \mu}{\tan \alpha \sin \beta + \cos \beta} \tan \alpha K_{Cal} x_w$$

$$= K_{Drive} x_w$$

축 댐핑을 무시하면,

$$F_M = K_{Axial} \left(\theta_M \frac{L}{2\pi \cos \beta} - x_w \right)$$

모터의 인덕턴스를 무시하면,

$$i_M = \frac{1}{R_M} (u_M - k_M \omega_M)$$

위 식들을 이용하여

State space 형식으로 나타내면

$$\dot{\theta}_M = \omega_M$$

$$\dot{\omega}_M = -p\omega_M - q\theta_M + r u_M$$

$$p = \frac{k_M^2 d_M}{J_A R_M} + \frac{d_M}{J_A}$$

$$q = \frac{1}{J_A} \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{\eta} \frac{K_{Drive} K_{Axial}}{K_{Drive} + K_{Axial}}$$

$$l = \frac{1}{J_A} \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{\eta} \quad r = \frac{k_M}{J_A R_M}$$

3.2 Adaptation Law

기존의 마찰계수를 Lyapunov stability를 이용한 방법으로 추정하였던 것에 비하여 이 연구에서는 수학적으로 마찰계수의 값을 직접적으로 이끌어 낸 후 stability를 Lyapunov를 이용하여 판별하게 된다.

$$F_B = \frac{\mu}{\tan(\alpha) - \mu} F_M \quad F_B = \mu K_{Cal} \tan(\alpha) x_w$$

$$F_M = K_{Axial} \left(\theta_M \frac{L}{2\pi \cos(\beta)} - x_w \right)$$

위의 세가지 식을 이용하여 마찰계수에 관한 직접적인 식을 얻어 낼 수 가 있다.

$$\mu = \tan(\alpha) - \frac{F_M}{K_{Cal} \tan(\alpha) \left(\frac{L}{2\pi \cos(\beta)} \theta_M - \frac{F_M}{K_{Axial}} \right)} \quad (1)$$

또한 아래의 식들을 이용하여

$$J_M \dot{\omega} = T_M - T_{Screw} - T_{damp}$$

$$2\pi\eta T_{screw} = L F_M \quad T_M = k_M i$$

$$T_{damp} = d_M \omega_M$$

Actuation force에 관한 식으로 나타낼 수 있다.

$$F_M = \frac{2\pi\eta}{L} (-J_A \dot{\omega}_M - d_M \omega_M + k_M i) \quad (2)$$

(1)식과 (2)식을 이용하면 마찰계수에 관한 식을 모터의 회전 각도와 모터의 전류의 관한 식으로 나타낼 수 있다.

$$\mu = \tan(\alpha) - \frac{\frac{2\pi\eta}{L}(-J_A\dot{w}_M - d_M w + k_M i)}{K_{Caj} \tan(\alpha) \left(\frac{L}{2\pi \cos(\beta)} \theta_M - \frac{2\pi\eta}{L} \left(\frac{-J_A\dot{w}_M - d_M w + k_M i}{K_{Axial}} \right) \right)}$$

(3)

마찰계수의 시뮬레이션 결과는 다음과 같다.

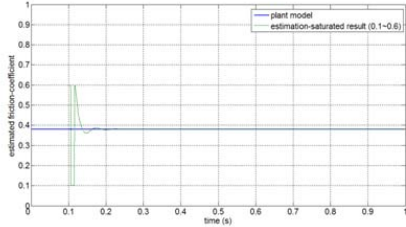


Fig.11 브레이크 패드 마찰계수 시뮬레이션 결과

추정 속도는 굉장히 빠른 것을 알 수 있으나 transient 구간에서는 큰 폭으로 진동하는 것을 알 수 있다.

$$\dot{\mu} = k_L(\mu - \hat{\mu}) \quad k_L > 0$$

이에 위 식과 같은 Low pass filter(LPF)를 이용하여 마찰계수를 추정할 수 있다.

3.3 Adaptation Law-Simulation result

다음 그래프 들은 시뮬레이션을 통한 마찰계수의 추정 결과이다.

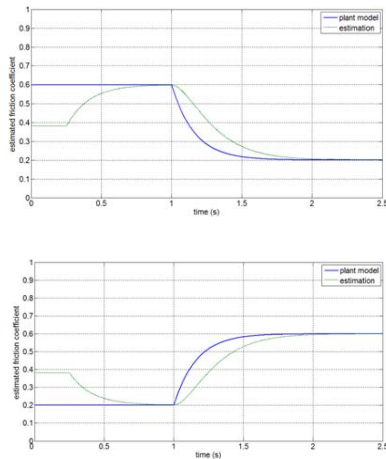


Fig.12 마찰계수 시뮬레이션 결과

3.4 Adaptation Law-on off algorithm

(3)식에서 보는 것과 같이 마찰계수는 모터의 회전각도가 0일 때는 0/0의 형태가 되어 adaptation이 오히려 시스템에 악영향을 줄 수 있다. 그러므로 적절한 알고리즘을 통하여 adaptation을 On-off하는 것이 필요하다. 그 내용은 다음과 같다.

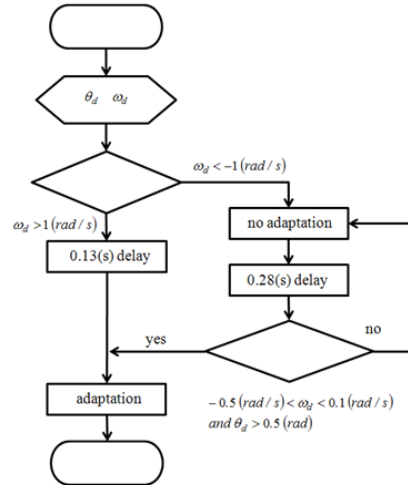


Fig.13 adaptation on/off algorithm

On/off의 기준이 되는 것은 운전자 페달 밟는 정도, 즉 시스템의 reference에 의해서 on/off가 된다.

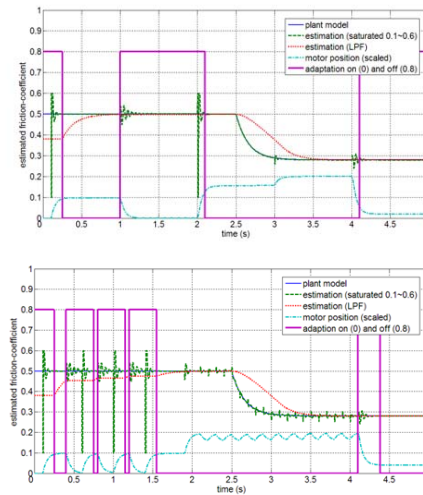


Fig.14 adaptation on/off algorithm 시뮬레이션 결과

(4)

그림 14에서 모터의 회전각도는 운전자가 페달을 밟을 때와 뺄 때를 나타낸다. 그 때에 따라 그림 13에 있는 기준을 통해서 adaptation on/off가 수행된다. 모터의 회전 각도가 큰 경우는 마찰계수의 LPF를 통하지 않은 값의 진동이 작은 쪽으로 일어나는 반면 모터의 회전 각도가 작은 경우는 진동이 큰 쪽을 가지는 특성을 가지고 있다.

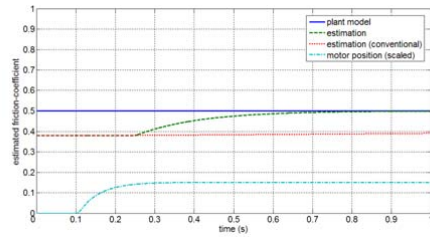
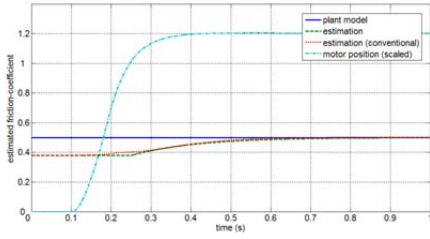


Fig.14 기존 논문과 비교한 마찰계수 추종 결과

그림 14에서 볼 수 있는 것과 같이 두 개의 그래프의 차이점은 모터 회전각도가 다르다는 것이다. 모터의 회전각도가 큰 경우는 논문⁸⁾에 있는 방법과 비교해 봤을 때 별 차이가 없으나 모터의 회전 각도가 작은 경우에는 기존의 방법은 잘 추종하지 못한다. 이 연구에서 개발된 마찰계수 추종 기법은 clamping force에 상관 없이 성능을 발휘 할 수 있다.

3.5 Stability

Lyapunov stability 이론을 적용하여 적응적 제어기의 stability 를 증명한다.

$$V = \frac{1}{2} s^2 + \frac{1}{2} (\mu - \hat{\mu})^2 > 0 \quad \mu - \hat{\mu} = \tilde{\mu}$$

$$\dot{V} = s\dot{s} - (\mu - \hat{\mu})\dot{\hat{\mu}}$$

$\dot{s}(t)$ 를 유도하기 위해서

$$u_M = \frac{1}{r}(p - \lambda)w_M + \frac{\hat{q}}{r}\theta_M - \frac{k}{r}s(t) + \frac{\ddot{\theta}_{Md} + \lambda\dot{\theta}_{Md}}{r}$$

컨트롤러⁸⁾의 식에서 q 항을 위 식과 같이 다시 쓰고 슬라이딩 모드 컨트롤러의 유도 과정에서 아래 식을 통해서

$$\dot{s}(t) = (\lambda - p)\omega_M - q\theta_M - \ddot{\theta}_{Md} - \lambda\dot{\theta}_{Md} + ru_M$$

다음 식을 얻어 낼 수가 있다.

$$\begin{aligned} \dot{s}(t) &= -(q - \hat{q})\theta_M - ks(t) \\ &= -\tilde{q}\theta_M - ks(t) \end{aligned} \quad (5)$$

\tilde{q} 항에는 마찰계수가 들어 있고 \tilde{q} 항을 $\tilde{\mu}$ 의 형태로 얻어내기 위해 다음과 같이 식을 approximation 한다.

$$\tilde{q} = q - \hat{q}$$

$$\begin{aligned} &= l \frac{K_{Drive} K_{Axial}}{K_{Drive} + K_{Axial}} - l \frac{\hat{K}_{Drive} K_{Axial}}{\hat{K}_{Drive} + K_{Axial}} \\ &= l K_{Axial}^2 \frac{K_{Drive} - \hat{K}_{Drive}}{(K_{Drive} + K_{Axial})(\hat{K}_{Drive} + K_{Axial})} \\ &\approx l K_{Axial}^2 \frac{K_{Drive} - \hat{K}_{Drive}}{(K_{Drive} + K_{Axial})^2} \quad \because K_{Axial} \gg K_{Drive} \\ &= l K_{Axial}^2 \frac{K_{Cal} \tan(\alpha)(-\mu + \hat{\mu})}{(K_{Drive} + K_{Axial})^2} \\ &= -n\tilde{\mu} \quad n = \frac{l K_{Axial}^2 K_{Cal} \tan(\alpha)}{(K_{Drive} + K_{Axial})^2} \quad \tilde{\mu} = (\mu - \hat{\mu}) \end{aligned}$$

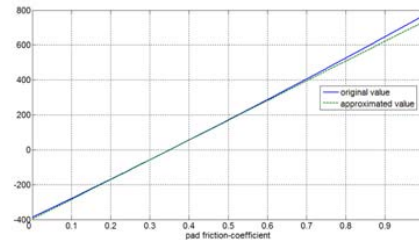


Fig.15 approximation 의 유효성 입증

위의 과정에서 approximation의 유효성을 시뮬레이션을 통해서 검증하였다. 마찰계수의 범위가 대략

0.2~0.6인 범위를 볼 때 원식과 비교한 결과 큰 차이가 없는 것을 알 수 있다. (6)식에 (5)식을 대입하여 $\dot{s}(t)$ 의 함수로 나타내어 (4)식에 대입하면,

$$\begin{aligned}\dot{V} &= s(-\tilde{q}\theta_M - ks) - (\mu - \hat{\mu})\dot{\mu} \\ \dot{\mu} &= k_L(\mu - \hat{\mu}) \quad k_L > 0 \\ &= -k \left(s^2 - \frac{n\tilde{\mu}\theta_M}{k}s + \frac{k_L\tilde{\mu}^2}{k} \right)\end{aligned}$$

의 $s(t)$ 항에 대한 2차 식으로 나타낼 수 있고 $s(t)$ 가 항상 양의 값을 가지면 Lyapunov의 stability 이론을 만족한다.

$$\begin{aligned}s^2 - \frac{n\tilde{\mu}\theta_M}{k}s + \frac{k_L\tilde{\mu}^2}{k} &> 0 \quad \forall s \\ b^2 - 4ac < 0 \quad a=1 \quad b = -\frac{n\tilde{\mu}\theta}{k} \quad c = \frac{k_L\tilde{\mu}^2}{k} \\ \frac{n^2\theta^2}{k^2} - 4\frac{k_L}{k} < 0 \quad k_L > \frac{n^2\theta^2}{4k}\end{aligned}$$

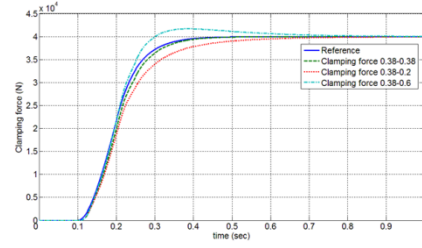
k_L 값은 LPF의 Gain 값이고 k_L 값이 크다는 것은 원래의 마찰계수 값을 그대로 잘 따라간다는 것이다. 또한 k_L 이 작다는 것은 마찰계수 값에서의 phase lag가 심하게 생긴다는 것을 의미한다. 그러므로 LPF에 의해 phase lag가 많이 생기지 않는 범위 안에서는 stability가 보장된다는 것을 의미한다.

3.6 System response

마찰계수 추정을 통한 시스템의 반응을 살펴보면 컨트롤러는 논문⁸⁾의 슬라이딩 모드 컨트롤방법을 이용하였다. 그 컨트롤러의 식은 다음과 같다.

$$u_M = \frac{1}{r}(p-\lambda)w_M + \frac{q}{r}\theta_M - \frac{k}{r}s(t) + \frac{\ddot{\theta}_{Md} + \lambda\dot{\theta}_{Md}}{r}$$

$s(t)$ 는 모터의 회전각도의 오차에 관한 함수로 정의되고 위 식의 마지막 항인 feed forward 식과 더불어 정의 된다. 이 연구에서 개발된 마찰계수 추정법과 더불어 시스템의 반응 결과는 다음과 같다.



4. 결론

본 논문에서는 EWB 시스템의 문제점을 보완한 새로운 설계와 마찰계수 변화에 대한 시스템의 반응을 시뮬레이션을 통하여 살펴보았다. 그 결과를 바탕으로 다음과 같은 결론을 내린다.

- 1) 이 논문에서 설계된 비 구형의 기어의 기구학적 특성과 동역학적 특성을 파악하였다.
- 2) 비선형적인 특성을 가지고 있는 비 구형 기어의 EWB와의 비교를 통해서 ENGB의 clamping force 작용시의 선형화 된 특징을 확인하였다.
- 3) 모델의 마찰계수의 변화에 따라 컨트롤러가 마찰계수를 추정하는 것을 확인 할 수 있었다.
- 4) 기존의 방법과 비교하여 이 논문에서 개발된 마찰계수 추종 방법은 clamping force의 크기와 관계 없이 잘 추종하는 것을 확인하였다.
- 5) 본 연구에서 진행되고 있는 비 구형 기어를 이용한 브레이크 시스템은 추가적으로 실험을 통하여 그 유효성에 대한 입증 필요할 것이다.

References

- 1) Hartmann, Schutt, Pascucci, & Gombert. "eBrake®- the mechatronic wedge brake". SAE Paper 2002-01-2582
- 2) Roberts, Schutt, Hartmann, & Gombert. "Modeling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake". SAE Paper 2003-01-3331
- 3) Roberts, Gombert, Hartmann, Lange, & Schutt.

- “Testing the Mechatronic Wedge Brake” .
SAE Paper 2004-01-2766
- 4) Lok Man Ho, Richard Roberts, Henry Hartmann,
Bernd Gombert. “The Electronic Wedge Brake
- EWB” . SAE Paper 2006-01-3196
- 6) J. Fox, R. Roberts, C. Baier-Welt, L. M. Ho,
L. Lacraru and B. Gombert, “Modeling and
Control of a Single Motor Electronic Wedge
Brake” . SAE Paper 2007-01-0866
- 7) J.-J. E.SLOTINE and J. A. COETSEE,
“Adaptive sliding controller synthesis for
non-linear systems” . INT. J. CONTROL, 1986,
vol. 43, NO. 6, 1631-1651
- 8) 황윤형, 최세범 “슬라이딩 모드 제어기법을 활
용한 Electronic Wedge Brake의 강인제어”
KSAE 2007년 11월 추계학술대회 논문집 2호
1020 - 1026