

비 구형 기어를 이용한 자기강화 브레이크 시스템의 강인제어 로직 개발

박희람*¹⁾ · 최세범¹⁾ · 김주곤²⁾ · 김명준²⁾
한국과학기술원 기계공학전공¹⁾ · 만도, 중앙연구소²⁾

The Development of Robust Logic for Self-Energizing Brake system using Noncircular Gear

Heeram Park*¹⁾ · Seibum Choi¹⁾ · Joogon Kim²⁾ · Myoungjune Kim²⁾

¹⁾ 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 : Simens VDO, German electronic and mechatronic developer announced an innovative braking device called Electronic Wedge Brake (EWB). It uses self-energizing effect, so it is the most energy-effective braking device among Brake-by-Wire systems which is compatible with existing 12 Volts system. A new type of EWB which is called Electronic Noncircular Gear Brake was developed by S. Kim and S. Choi. This brake system has the possibility applying variable wedge angle to system by using noncircular gears. But, as the brake also uses self energizing effect, it is very sensitive to parametric variance. For this reason adaptive controller was developed by Y. Hwang and S. Kim. In this research, the performance of previous adaptive controller is discussed. Based on the previous work, a modified adaption algorithm is proposed and verified by numerical simulation.

Key words : EWB(Electronic Wedge Brake), EMB(Electro-Mechanical Brake), ENGB(Electronic Noncircular Gear Brake), Self-energizing effect(자기강화효과), brake-by-wire(브레이크 바이 와이어), brake caliper stiffness(브레이크 캘리퍼 강성), brake pad friction coefficient(브레이크 패드 마찰계수)

Nomenclature

K : stiffness, N/m
D : damping coefficient

Subscripts

Cal : brake caliper
Axial : screw axle

1. 서 론

독일의 Simens VDO에서 개발한 Electronic Wedge Brake (EWB)는 자기강화효과(self-energizing effect)를 이용한 브레이크 바이 와이어(brake-by-wire) 시스템으로 에너지 효율이 높아 기존 자동차의 12 Volts 시스템에서 사용이 가능하다는 장점을 가지고 있다. 그러나 자기강화 효과를 높이기 위하여 웨지면에 사용하는 롤러가 장기간 큰 힘을 받아 닳게 될 경우 마찰을 발생시켜 시스템에 악영향을 줄 수 있다. 또한 자기강화 효과를 사용하는 특성에 따라 마찰계수 변화 등의 작은 파라미터 변화에도 시스템 응답 특성이 민감하게 변할 수 있는 가능성을 내포하고 있다.

2008년 김성룡과 최세범은 Electronic Noncircular Gear Brake (ENGB)라는 새로운 형식의 EWB를 개발

* 박희람, E-mail: hrpark@kaist.ac.kr

하였다.⁸⁾ 이 새로운 브레이크는 기존의 웨지와 롤러 대신 타원형태의 비 구형 기어를 통해 자기강화 효과를 동일하게 발생시키므로 기존의 문제를 보완할 수 있다. 그러나 타원형태 기어는 제작상의 어려움을 가지고 있어 원 두 개를 겹친 형태의 비 구형기어가 제작되었다. 이 논문에서는 실제 제작된 시스템을 바탕으로 모델링을 수행하였다. 그리고 2007년 황윤형의 논문과 2008년 김성룡의 논문에서 제안된 적응제어 기법에 대하여 더욱 심도 있는 내용을 다루었다.^{8),9)}

2. ENGB 시스템 모델링

Fig. 1은 비 구형 기어 브레이크 시스템을 단순화 하여 나타낸 것이다.

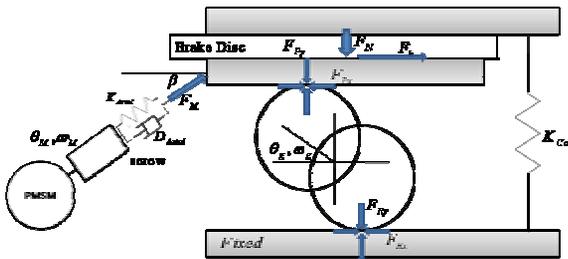


Fig. 1 Electronic noncircular gear brake system

모터가 회전하여 스크류를 전진시키면 패드가 비 구형 기어의 움직임에 따라 caliper housing 안으로 들어가면서 brake disc에 제동력을 발생시킨다. 발생된 제동력이 패드를 끌고 들어가면서 스스로 제동력을 증폭시킨다. 즉 자기강화 효과를 이용하여 제동력을 증폭시키는 것이다.

2.1 PMSM 모델링

Clarke and Park Transform을 사용하여 PMSM을 모델링 하였다. Clarke and Park Transform은 교류 시스템의 모델링과 제어의 용이성을 위하여 일반적으로 사용되는 방법이며 전압, 전류, 자속 등의 좌표계를 사용하기 쉽도록 변환하는 것이다.⁶⁾ Clarke transform은 3상의 vector를 2상의 stator 직교(orthogonal) 좌표로 Park transform은 2상 stator 직교 좌표계를 rotor 에 고정되어 회전하

는 2상의 d-q 축으로 변환시킨다. 여기서 d축은 rotor flux와 동일 축 상에 있다.

식 (1)은 PMSM의 전압 방정식을 d-q 좌표계로 나타낸 것이다.

$$\begin{aligned} v_d &= R_M i_d + \frac{d}{dt} \psi_d - \omega_s \psi_q \\ v_q &= R_M i_q + \frac{d}{dt} \psi_q + \omega_s \psi_d \\ \psi_q &= L_q i_q, \quad \psi_d = L_d i_d + \phi \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 v_d , v_q , i_d , i_q 는 각 축의 전압과 전류를, L_d , L_q , ψ_d , ψ_q 는 각 축의 인덕턴스와 쇄교(flux linkage)를 ω_s 는 동기속도를 R_M 은 고정자(stator) 저항을 ϕ 는 회전자에 의한 쇄교를 나타낸다.

모터의 전기적 토크(electric torque)과 모터의 운동 방정식은 식 다음과 같다.

$$T_M = \frac{2}{3} n_p [\psi_{af} i_q + (L_d - L_q) i_d i_q]$$

$$T_M = T_L + J_M \dot{\omega}_M$$

여기서 n_p 는 극 쌍(pole pair)의 개수를, ψ_{af} 는 회전자 자석(rotor magnet)에 의한 쇄교를, J_M 은 관성 모멘트를, 그리고 ω_M 은 로터의 속도를 나타낸다. 로터의 속도와 동기속도는 다음과 같은 관계가 있다.

$$\omega_s = n_p \omega_M$$

PMSM의 벡터제어는 최대 토크를 발생시키기 위해서 자속 성분의 전류 i_d 가 0이 되도록 제어한다. 따라서 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$\psi_d = \psi_{af}$$

$$T_M = \frac{3}{2} n_p \psi_{af} i_q = K_t i_M$$

$$K_t = \frac{3}{2} n_p \psi_{af}, \quad i_M = i_q$$

$$L_M \dot{i} = -R_M i - K_e \omega_M + u_M$$

$$L_M = L_q, \quad K_e = n_p \psi_{af}, \quad u_M = v_q$$

2.1 Mechanical Actuator 모델링

2.2.1 비 구형 기어와 패드의 kinematics

Fig. 2는 2차원 평면에서 비 구형 기어와 패드의 움직임을 나타낸 것이다.

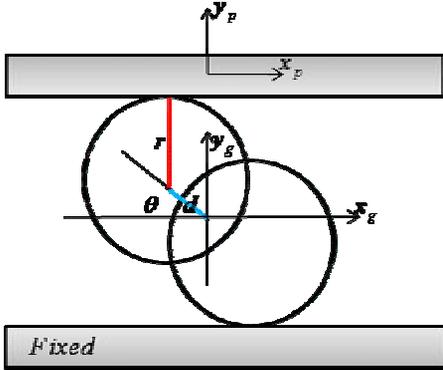


Fig. 2 Noncircular Gear and Pad

x_p , y_p 는 패드의 수평, 수직 방향 변위를, x_g , y_g 는 기어의 수평, 수직 방향 변위를, θ_g 는 기어의 각도 변위를 나타낸다. 패드의 수평, 수직 방향 변위와 비 구형 기어의 각도 변위 사이의 관계를 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x_g &= d(1 - \cos \theta_g) + r\theta_g \\ y_g &= d \sin \theta_g \\ x_p &= 2x_g \\ y_p &= 2y_g \end{aligned} \quad (2)$$

Fig. 3, 4는 각각 pad의 수평, 수직방향 변위와 기어 각 변위 사이의 관계를 나타낸다. Fig. 3, 4에서 실선은 식 (2)를 점선은 근사화한 값을 나타낸다.

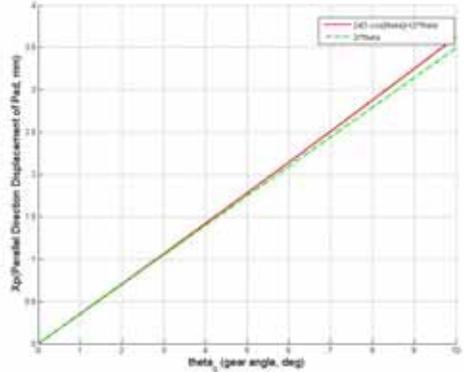


Fig. 3 Parallel direction displacement of pad

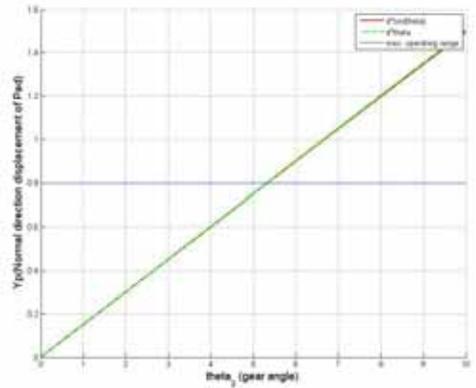


Fig. 4 Normal direction displacement of pad

Table 1 Error of Approximation

	Maximum Error	Error(%)
Parallel direction	37.22 μm	1.96
Normal direction	1.15 μm	0.14

위 그래프에서 볼 때 작동범위 안에서 비 구형 기어와 패드의 수평, 수직방향 변위는 다음과 같이 linear하다고 볼 수 있다.

$$\begin{aligned} x_g &= r\theta_g \\ y_g &= d\theta_g \\ x_p &= 2x_g = 2r\theta_g \\ y_p &= 2y_g = 2d\theta_g \end{aligned}$$

2.2.2 비 구형 기어와 패드의 dynamics

패드의 수평, 수직 방향의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_p &= F_M \cos \beta + F_b - F_{Px} \\ F_b &= \mu F_N \\ m_p \ddot{y}_p &= F_M \sin \beta - F_N + F_{Py} \end{aligned} \quad (3)$$

m_p 는 패드의 질량, μ 는 패드와 브레이크 디스크 사이의 마찰계수를 의미한다.

Fig. 5는 로드셀(load cell)을 이용하여 clamping force F_N 을 측정된 데이터와 근사화한 데이터를 나타낸 것이다.

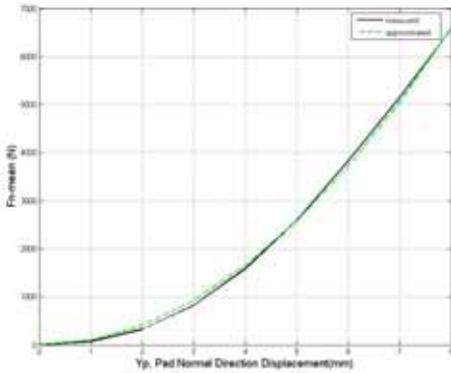


Fig. 5 Parallel direction displacement of pad

Table 2 Error of Approximation

	Maximum Error	Error(%)
Clamping Force F_N	117.32 N	3.06

Fig. 5 에서 실선은 센서를 통해 측정된 값이고 점선은 approximate 한 값을 나타낸다. 측정된 데이터를 통해 caliper stiffness가 상수가 아닌 caliper 변위에 dependent한 변수임을 알 수 있다. 따라서 caliper stiffness를 식 (4)와 같이 변위에 대한 함수로 정의하여 F_N 을 근사화 하였다.

$$\begin{aligned} F_N &= K_{Cal} y_p \\ K_{Cal} &= K'_{Cal} y_p \\ F_N &= K'_{Cal} y_p^2 \end{aligned} \quad (4)$$

모터의 input force F_M 은 다음과 같이 정의된다.

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

$$2\pi\eta T_L = L F_M$$

K_{Axial} 은 axial stiffness를, D_{Axial} 은 점성 댐핑(viscous damping)을, L 은 screw lead를, η 는 screw 효율을 의미한다.

비 구형 기어는 수평, 수직 방향의 운동과 회전 운동을 한다. 기어의 back rash와 기어와 pad사이의 slip은 없다고 가정하였다. 식 (5)는 기어의 수평방향 운동방정식을 식 (6)은 수직방향 운동방정식을 식 (7)은 회전 운동방정식을 나타낸다.

$$m_g \ddot{x}_g = F_{Px} - F_{Rx} \quad (5)$$

$$m_g \ddot{y}_g = -F_{Ry} + F_{Py} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} J_g \ddot{\theta}_g &= (r + d \sin \theta)(F_{Rx} + F_{Px}) - d \cos \theta (F_{Ry} + F_{Py}) \\ r + d \sin \theta_g &= r, \quad d \cos \theta_g = d \end{aligned}$$

$$J_g \ddot{\theta}_g = r(F_{Rx} + F_{Px}) - d(F_{Ry} + F_{Py}) \quad (7)$$

F_{Rx} , F_{Ry} 는 각각 기어와 고정된 caliper housing 사이의 수평, 수직방향 반력을, F_{Px} , F_{Py} 는 각각 기어와 pad 사이의 수평, 수직방향 반력을 의미한다. $d \sin \theta_g$ 와 r 을 비교했을 때 r 이 충분히 크므로 $r + d \sin \theta_g$ 를 r 로 볼 수 있다.

2.2.3 State-space 표현

Pad의 수평, 수직방향 변위 그리고 비 구형 기어의 수평, 수직방향 변위 모두 비 구형 기어의 각 변위로 나타낼 수 있으므로 식(3),(4),(5),(6)을 식 (7)에 대입하여 함께 표현할 수 있다. 전체 시스템을 state space 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \mathbf{x} &= [\theta_g \quad \omega_g \quad \theta_M \quad \omega_M \quad i]^T \\ \mathbf{y} &= H(\mathbf{x}) = K'_{Cal} (2d\theta_g)^2 = 4d^2 K'_{Cal} \theta_g^2 \end{aligned}$$

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -C_1 - C_2\theta & -C_3 & C_4 & C_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ D_1 & D_2 & -D_3 & -D_4 & D_5 \\ 0 & 0 & 0 & -K_e/L_M & -R_M/L_M \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/L_M \end{bmatrix} u$$

$$M = \frac{J_g + (r^2 + d^2)(4m_p + m_g)}{2r}$$

$$C_1 = \frac{K_{Axial}(\cos\beta + \tan\alpha\sin\beta)(2r)}{M\cos\beta}$$

$$C_2 = \frac{K_{Cal}(\tan\alpha - \mu)(2d)^2}{M}$$

$$C_3 = \frac{D_{Axial}(\cos\beta + \tan\alpha\sin\beta)(2r)}{M\cos\beta}$$

$$C_4 = \frac{K_{Axial}(\cos\beta + \tan\alpha\sin\beta)L}{M2\pi}$$

$$C_5 = \frac{D_{Axial}(\cos\beta + \tan\alpha\sin\beta)L}{M2\pi}$$

$$D_1 = \frac{K_{Axial}(2r)L}{J_M 2\pi\eta\cos\beta}, \quad D_2 = \frac{D_{Axial}(2r)L}{J_M 2\pi\eta\cos\beta}$$

$$D_3 = \frac{K_{Axial}L^2}{J_M 4\pi^2\eta}, \quad D_4 = \frac{D_{Axial}L^2}{J_M 4\pi^2\eta}$$

$$D_5 = \frac{K_M}{J_M}$$

3. 제어기 설계

앞 장에서 정리한 모델에 따르면 ENGB 시스템의 차수는 5차, relative order는 4차인 고차 시스템이다. 고차의 시스템에 슬라이딩 모드 제어를 설계할 경우 고차의 미분항이 들어가게 되는데 실제 시스템에 적용할 경우 에러가 크게 증폭되는 문제가 있다. 본 논문에서는 황윤형의 논문⁸⁾을 참고하여 시스템 차수를 줄이고 reduced 모델을 기반으로 제어기를 설계하였다.

3.1 모델 reduction

비 구형 기어와 패드 dynamics의 bandwidth와 모터 전기 part의 bandwidth가 모터 mechanical part의 bandwidth보다 매우 크기 때문에 모터의 mechanical part가 전체 시스템의 response를 결

정하게 된다. 따라서 모터의 mechanical part의 운동방정식만으로 시스템을 단순화시킬 수 있다.

먼저 비 구형 기어와 패드의 질량과 axial 댐핑을 무시하여 다음과 같이 θ_M 과 θ_g 의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\theta_M = \frac{4\pi r}{L\cos\beta}\theta_g + \frac{K_{Cal}(\tan\alpha - \mu)4d^2 2\pi}{K_{Axial}(\cos\beta + \tan\alpha\sin\beta)L}\theta_g^2 \quad (8)$$

Fig. 6은 식 (8)과 식 (8)에서 θ_g^2 항을 무시한 것을 그래프로 나타낸 것이다.

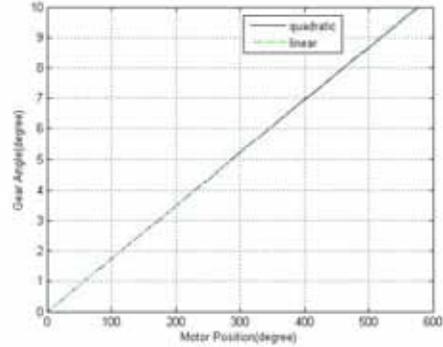


Fig. 5 Relation between Motor Position and Gear Angle

K_{Axial} 이 K_{Cal} 에 비하여 매우 크므로 θ_g^2 항이 θ_g 항에 비해 작아 무시되었다.

$$\theta_M = \frac{4\pi r}{L\cos\beta}\theta_g \quad (9)$$

식 (8)과 (9)를 통해 모터 입력 force F_M 이 다음과 같이 정리된다.

$$F_M = \frac{K_{Cal}\tan^2\alpha(\tan\alpha - \mu)L^2\cos^2\beta}{(\cos\beta + \tan\alpha\sin\beta)4\pi^2}\theta_M^2$$

마지막으로 모터의 inductance를 무시하면,

$$i_M = -\frac{K_e}{R_M}\omega_M + \frac{1}{R_M}u_M$$

$$T_M = -\frac{K_t K_e}{R_M}\omega_M + \frac{K_t}{R_M}u_M$$

Reduced 모델의 state space 표현은 다음과 같다.

$$x = [\theta_M \quad \omega_M]^T$$

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -p_1\theta_M & -p_2 \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ q \end{bmatrix} u_M$$

$$p_1 = \frac{K_{Cal} \tan^2 \alpha (\tan \alpha - \mu) L^3 \cos^2 \beta}{J_M (\cos \beta + \tan \alpha \sin \beta) 8\pi^3 \eta}$$

$$p_2 = \frac{K_t K_e}{J_M R_M}, \quad q = \frac{K_t}{J_M R_M}$$

$$y = F_N = h\theta_M^2, \quad h = \frac{k'_{Cal} d^2 L^2 \cos^2 \beta}{4\pi^2 r^2}$$

3.2 제어기 설계

Reduced model의 출력 F_N 은 θ_M 에 대한 2차 식이지만 θ_M 을 측정하므로 reference와 control target을 θ_M 으로 변환하여 제어기를 설계하였다.

에러와 슬라이딩 변수를 다음과 같이 정의한다.

$$\varepsilon = y - y_d = \theta_M - \theta_{Md}$$

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) \varepsilon = \dot{\varepsilon} + \lambda \varepsilon$$

슬라이딩 변수의 미분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \ddot{\varepsilon} + \lambda \dot{\varepsilon} = \dot{\omega}_M - \dot{\omega}_{Md} + \lambda(\omega_M - \omega_{Md}) \\ &= -p_1 \theta_M^2 - p_2 \omega_M + q \omega_{Md} - \dot{\omega}_{Md} + \lambda(\omega_M - \omega_{Md}) \end{aligned}$$

슬라이딩 변수의 구속 조건을 다음과 같이 정의하면,

$$\dot{s} = -Ks$$

제어 입력 u_M 을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$u_M = q^{-1} [p_1 \theta_M^2 + p_2 \omega_M + \dot{\omega}_{Md} - (\lambda + K)(\omega_M - \omega_{Md}) - \lambda K(\theta_M - \theta_{Md})] \quad \dot{\mu} = \frac{n}{\alpha} \theta_M^2 s \quad (10)$$

4. 적응 제어기 설계

2007년 황윤형은 Lyapunov stability 이론을 사용하여 적응 제어기를 설계하였다.⁸⁾ 그러나 2008년 김성룡은 전의 제어기가 모터 포지션이 작을 때 추종속도가 느려지는 문제를 발견하였다. 따라서 김성룡은 정상상태(steady state)의 F_M 과 F_N 의 관계식에서 브레이크 패드 마찰계수 μ 를 추정하는 적응 제어기를 설계하였다.⁹⁾ 그러나 이 적응제어기는 과도상태(transient state)에서의 추정결과를 신뢰할 수 없기 때문에 시스템 반응이 정상상태가 될 때까지 기다렸다가 adaptation을 시작하도록 설계가 되었다. 따라서 정상상태에 도달할 때까지의 시간과 제어기 μ 값이 plant의 μ 값에 도달하는 시간에 의해 반응이 나빠지는 문제가 있다.

본 논문에서는 Lyapunov stability 이론을 사용한 적응제어기가 모터 포지션이 작을 때도 추종속도가 느려지지 않도록 algorithm을 수정하여 앞의 문제를 해결하였다.

μ 값의 에러를 고려한 제어 입력을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\hat{u}_M = q^{-1} [\hat{p}_1 \theta_M^2 + p_2 \omega_M + \dot{\omega}_{Md} - (\lambda + K)(\omega_M - \omega_{Md}) - \lambda K(\theta_M - \theta_{Md})]$$

위 식을 \dot{s} 에 대입하면,

$$\dot{s} = -(p_1 - \hat{p}_1) \theta_M^2 - Ks$$

$$\dot{s} = -n(\mu - \hat{\mu}) \theta_M^2 - Ks$$

$$n = \frac{K_{Cal} \tan^2 \alpha L^3 \cos^2 \beta}{J_M (\cos \beta + \tan \alpha \sin \beta) 8\pi^3 \eta}$$

다음과 같이 Lyapunov function candidate를 정의하였다.

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

위 식의 미분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= s \cdot \dot{s} + \alpha \tilde{\mu} \cdot \dot{\tilde{\mu}} \\ &= -Ks^2 - n(\mu - \hat{\mu}) \theta_M^2 s + \alpha(\mu - \hat{\mu}) \cdot \dot{\tilde{\mu}} \\ &= -Ks^2 - (\mu - \hat{\mu}) (n\theta_M^2 s - \alpha \cdot \dot{\tilde{\mu}}) \end{aligned}$$

\dot{V} 이 negative semi definite가 되도록 adaptation law를 식 (10)과 같이 정의하였다.

$$\dot{V} = -Ks^2 \leq 0$$

여기서 gain α 를 다음과 같이 θ_M 에 대한 식으로 정의하면,

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \theta_M^2, \quad \alpha_1 > 0, \quad \alpha_2 > 0$$

모터포지션이 작아지면 추종속도가 빨라지게 된다.

5. 시뮬레이션

MATLAB Simulink를 사용하여 앞에서 설계한 제어기를 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig .7은 슬라이딩 모드 제어기만을 가지고 시뮬레이션을 수행한 결과이다. Plant의 μ 값이 변함에 따라 정상상태 오차가 발생함을 확인할 수 있다.

Fig .8~11은 적응 제어기를 적용하여 시뮬레이션

을 수행한 결과이다. 2008년에 제안된 제어기⁹⁾는 adaptation을 시작하는 시점이 늦어 2007년 제안된 적응 제어기⁸⁾에 비해 추종 성능이 떨어짐을 알 수 있다.

Fig .12,13은 모터 위치선이 작을 때 적응제어기의 성능을 나타낸 것이다. 2008년 제안된 적응 제어기⁹⁾는 성능에 변화가 없으나 2007년 제안된 적응제어기⁸⁾의 경우 추종 속도가 느려짐을 확인할 수 있다.

Fig .14,15는 본 논문에서 수정하여 제안한 적응제어기와 2008년 제안된 적응제어기⁹⁾의 성능을 비교하여 나타낸 것이다. 기존의 적응제어기에 비해 adaptation을 시작하는 시점이 빠르고 모터 위치선이 작아도 추종 성능이 떨어지지 않음을 확인할 수 있다.

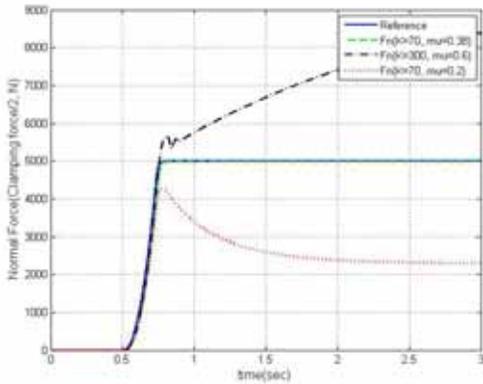


Fig. 7 Sliding mode controller with various friction coefficient (solid: reference, dotted: plant $\mu=0.38$, small dotted: plant $\mu=0.2$, dashed: plant $\mu=0.6$)

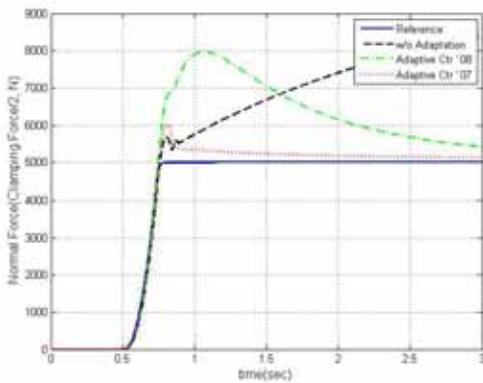


Fig. 8 Adaptive controller with high friction coefficient (solid: reference, dotted: w/o adaptation, small dotted: w/ '07 adaptive controller, dashed: w/ '08 adaptive controller)

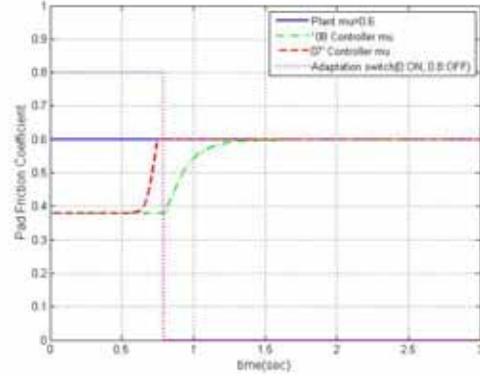


Fig. 9 Pad friction coefficient adaptation (solid: plant μ , dotted: w/ '07 adaptive controller, small dotted: adaptation switch, dashed: w/ '08 adaptive controller)

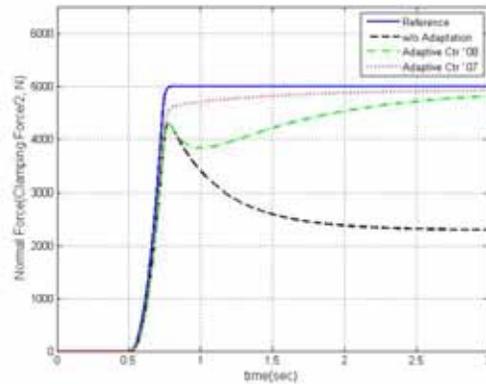


Fig. 10 Adaptive controller with low friction coefficient (solid: reference, dotted: w/o adaptation, small dotted: w/ '07 adaptive controller, dashed: w/ '08 adaptive controller)

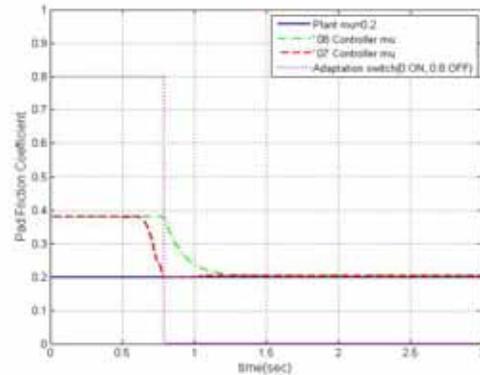


Fig. 11 Pad friction coefficient adaptation (solid: plant μ , dotted: w/ '07 adaptive controller, small dotted: adaptation switch, dashed: w/ '08 adaptive controller)

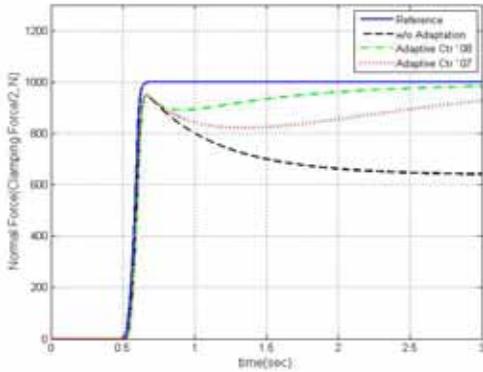


Fig. 12 Adaptive controller with small reference input (solid: reference, dotted: w/o adaptation, small dotted: w/ '07 adaptive controller, dashed: w/ '08 adaptive controller)

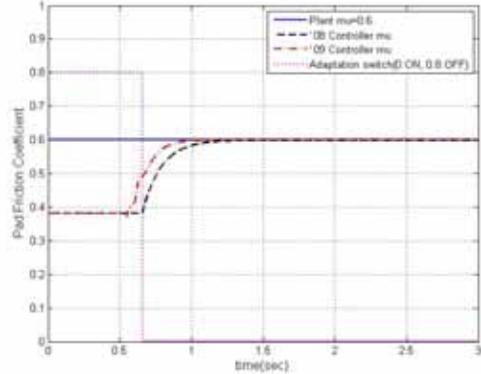


Fig. 15 Parallel direction displacement of pad (solid: plant mu, dotted: w/ '08 adaptive controller, small dotted: adaptation switch, dashed: w/ '09 adaptive controller)

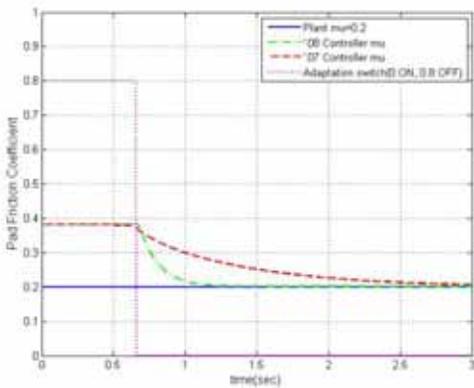


Fig. 13 Parallel direction displacement of pad (solid: plant mu, dotted: w/ '07 adaptive controller, small dotted: adaptation switch, dashed: w/ '08 adaptive controller)

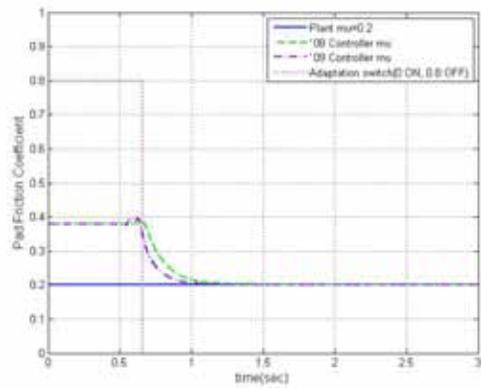


Fig. 16 Parallel direction displacement of pad (solid: plant mu, dotted: w/ '08 adaptive controller, small dotted: adaptation switch, dashed: w/ '09 adaptive controller)

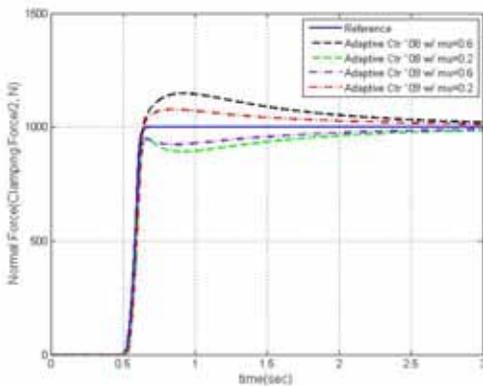


Fig. 14 Adaptive controller with various friction coefficient (Solid: reference, dotted: w/ '08 adaptive controller, dashed: w/ '09 adaptive controller)

4. 결론

본 논문에서는 새로 제작된 비 구형 기어의 kinematic, dynamic 특성 분석하였다. 비 구형 기어는 기존의 롤러를 없애면서도 자기강화(self energizing effect)를 유지할 수 있다. 그리고 Caliper stiffness 측정을 통해 실제 caliper stiffness를 적용한 ENG모델을 구현하였다.

완성된 모델은 차수가 5차로 높은 차수를 가지고 있다. 이러한 높은 차수의 시스템은 컨트롤러의 적용이 어렵기 때문에 시스템의 차수를 줄여 줄 필요가 있다. 컨트롤러 설계를 위해 model reduction을 수행하였고 reduced model을 기반으로 sliding mode controller를 설계하였다.

시뮬레이션을 수행한 결과 pad friction coefficient의 변화에 따라 정상상태에서 오차가 발생함을 확인하였다. 기존에 제안된 적응제어기를 적용하여 시뮬레이션 한 결과 모터포지션, 적응 제어 시작 시점에 따라 추종 성능이 저하됨이 확인되었다. 따라서 본 논문에서는 Lyapunov stability 이론을 사용하여 개발된 적응제어기에서 모터 포지션에 따라 gain이 변하도록 제어기를 수정하여 제안하였고 시뮬레이션을 통해 제어 성능을 검증하였다.

References

- 1) Hartmann, Schautt, Pascucci, & Gombert. "eBrake®- the mechatronic wedge brake". SAE Paper 2002-01-02582
- 2) Roberts, Schautt, Hartmann, & Gombert. "Modeling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake". SAE Paper 2003-01-3331
- 3) Roberts, Gombert, Hartmann, Lange, & Schautt, "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
- 5) 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
- 6) Pragasen Pillay, Ramu Krishnan, "Modelling, Simulation, and Analysis of Permanent-Magnet Motor Drives, Part I: The Permanent-Magnet Synchronous Motor Drive", IEEE, 1989
- 7) J.-J. E. SLOTTINE 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 활용한 Electronic Wedge Brake의 강인제어", KSAE 2007년 11월 추계학술대회 논문집 2호 1020-1026
- 9) 김성룡, 최세범, 김주근, "Electronic Noncircular Gear Brake의 설계 및 브레이크 패드 마찰계수 추정을 위한 적응제어 기법의 개발", KSAE 2008년 11월 (정기)학술대회 및 전시회 1793-1801