

웨지 구조를 이용한 전기기계브레이크 시스템 연구

신 동 환^{*1)} · 권 오 석¹⁾ · 배 준 형²⁾

¹⁾대구경북과학기술원 공공원천기술연구센터 · ²⁾대구경북과학기술원 미래산업융합기술연구부

Study of EMB System Using Wedge Structure

Dong-Hwan Shin^{*1)} · Oh-Seok Kwon¹⁾ · Junhyung Bae²⁾

¹⁾Daegu Gyeongbuk Institute of Science & Technology, Public & Original Technology Research Center, Room 401, Daegu Technopark Venture 1 Plant, 75 Gongdanbuk 2gil, Dalseo-gu, Daegu 704-230, Korea

²⁾Daegu Gyeongbuk Institute of Science & Technology, Division of Advanced Industrial Science & Technology, Room 202, 2nd Floor, Daegu Technopark Venture 1 Plant, 75 Gongdanbuk 2gil, Dalseo-gu, Daegu 704-230, Korea

(Received 16 March 2009 / Accepted 3 November 2009)

Abstract : According to the needs of change to hybrid, fuel cell and electric vehicle, and to the increasing demand for safety and eco-friendliness, the necessity of Electro-Mechanical Brake(EMB) is being increased. But, one of the most important problems for realizing EMB to the practical use is that the required motor power for braking is too high. So the high braking efficient EMB is required. In recent years, the Electronic Wedge Brake(EWB) is noticeable for the high braking efficiency. In this research, we examine the improvable matter of the recent published EWB, and we propose the improved mechanism and the cost effective control method using this mechanism. And we test these feasibility by experiment and discuss these meaning and effect.

Key words : EMB(전기기계브레이크), Clamping force(압착력), Self reinforcement effect(자기배력효과), Wedge structure(웨지 구조), Mechanism(메커니즘)

Nomenclature

- α : wedge geometric angle, deg
- β : actuating geometric angle, deg
- F_n : clamping force, N
- x : x direction-displacement of movable wedge, mm
- $l_{ballscrew}$: lead of ballscrew, mm/rev

1. 서론

석유 연료의 고갈 및 이에 따른 고유가 시대의 도래, 각국 정부의 환경 규제 강화(CO_2 배출 규제 강화 등)등으로, 기존의 내연기관 즉 엔진 구동 차

동차에서 전기를 동력원으로 구동되는 연료전지, 전기 자동차 개발의 촉진 및 그 과도기적 성격을 가지는 하이브리드 자동차의 보급화가 진행되고 있다.

이는 자동차에 사용되는 제동부품 역시, 기존 엔진 구동 시 발생하는 부압을 이용하여 페달력을 증폭하는 구조를 가지고 있는 유압식 제동시스템에서, 전기로 작동되는 제동시스템 개발 필요성으로 귀결되고 있다. 실제로 시장조사기관인 Frost & Sullivan社의 자동차 제동 부품 미래전망 보고서 역시, 모터로 작동되는 제동시스템이 가까운 미래에 표준제동장치가 될 것으로 전망하고 있다.¹⁾

이러한 전기 기계 브레이크는 빠른 응답성의 장

*Corresponding author, E-mail: sdh77@dgist.ac.kr

점으로 제동거리 단축, 기존 브레이크 작동유의 제동 등으로 안전성 및 친환경성 향상 효과가 있다.

그러나 전기 기계 브레이크 실용화를 위해 해결해야 할 가장 큰 문제점 중 하나는, 기존의 유압으로 제공되는 제동력을 구현하기 위해서 고풍력의 모터가 필요하다는 것이며, 이에 따라 큰 공간과 큰 비용이 소요되며, 또한 모터의 큰 중량에 의해 차량 연비가 나빠질 소지가 있다.

이와 같은 문제점을 해결하기 위해, 요구 제동력을 만족시키며 경량, 작은 부피 및 적은 비용으로 제동장치를 구현할 수 있는 효과적인 배력기구를 가지는 고제동효율 전기 기계 브레이크 개발이 필요하다.²⁾ 이에 자기배력효과를 가진 웨지 구조를 적용한 메커니즘으로 구현된 EWB(Electro Wedge Brake)가 각광을 받고 있다.

해외 선진사⁴⁻⁸⁾에서는 EWB 시제품 제작 및 테스트를 수행하였고, 최근에는 실차 테스트를 통해 유압식 ABS 장착 차량 대비 제동성능이 우수함을 발표하였다.¹⁵⁾ 국내 역시, 몇몇 기관에서 웨지 측면 가압방식의 메커니즘을 적용한 시제품 제작 및 테스트 결과를 발표한 사례가 있다.^{13,14)}

본 논문에서는 지금까지 발표된 EWB 시스템 중, 가장 높은 제동효율을 가지는 구동부 메커니즘⁸⁾의 구현에 따른 문제점 분석과 이를 해결하기 위해 본 연구에서 제안하는 구동부 메커니즘에 대해 논의하고, 시작품의 제동 실험에 활용된 테스트벤치에 대해 간단히 알아본 후, 본 연구에서 제안하는 제어시스템, 즉 고가의 힘 센서 및 변위 센서 없이, 모터 엔코더 정보만을 이용한 Position 제어를 통해 Force 제어를 수행하여 제품화 단계에서 Cost-Effective할 수 있는 제어시스템에 대해 논의한다. 이어서 제안하는 기계적 메커니즘과 제안하는 제어시스템이 Integration된 시작품의 제동테스트 결과에 대해 논의하고, 마지막으로 결론에 대해 논의한다.

2. 메커니즘

본 연구에서는 웨지 가압 메커니즘으로 정방향 제동효율이 가장 우수한 경사가압 방식을 채택하여 적용하였다.³⁾ 1절에서는 지금까지 발표된 EWB 시스템 중, 가장 높은 제동효율을 가지는 구동부 메커

니즘⁸⁾의 거동 시 발생하는 coupled된 비선형성에 대해 논의하고, 2절에서는 이를 해결하기 위해 제안하는 구동부 메커니즘에 대해 논의한다.

2.1 기존 구동부 메커니즘

기존 선진사에서 최근에 발표된 메커니즘⁸⁾은 Fig. 1 및 Fig. 2와 같이 Single Motor로 웨지 경사면을 가압하는 제동 메커니즘을 구현하였다. 구동부는 한 쌍의 Rod와 두 개의 Joint를 가지는 구조로 이루어졌다.

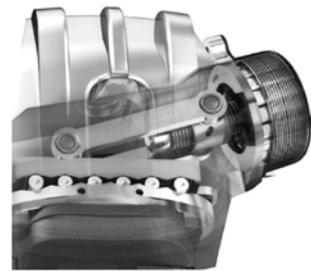


Fig. 1 기존 선진사 시작품의 웨지 구동부 3D Model

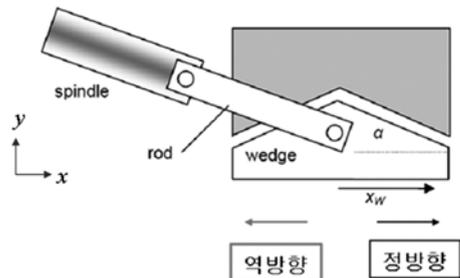


Fig. 2 기존 선진사 시작품의 웨지 구동부 개요도

이 후에 설명되는 모든 x, y좌표는 Fig. 2의 좌표 기준을 따른다.

여기에서는 상기와 같은 기존 구조에서 발생하는 구동부의 coupled된 비선형 특성을 역방향 제동, 정방향 제동순으로 알아본다.

Fig. 3은 기존 구조에서 역방향 제동 시 발생하는 구동부 즉 링크-조인트 구조의 거동을 나타낸다.

여기에서 α 는 Wedge의 경사면이 제동면 방향 즉 x축 방향과 이루는 각도(웨이각)이고, β 는 볼스크류가 제동면 방향과 이루는 각도(구동각)를 나타낸다.

Fig. 3의 기하학적 관계를 통해, 입력요소인 Rod

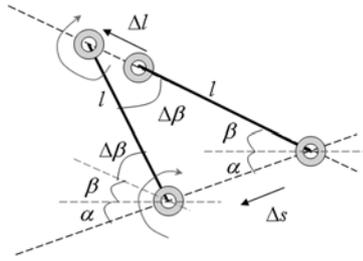


Fig. 3 역방향 제동 시 링크-조인트 구조의 거동

의 이송량(Δl)과 출력요소인 웨지부의 이동량(Δs)의 관계를 다음 식 (1)과 같이 유도할 수 있다.

$$l^2 = (l + \Delta l)^2 + \Delta s^2 - 2(l + \Delta l)\Delta s \cos(\alpha + \beta) \quad (1)$$

$$= l^2 + 2l\Delta l + \Delta l^2 + \Delta s^2 - 2l\Delta s \cos(\alpha + \beta) - 2\Delta l\Delta s \cos(\alpha + \beta)$$

상기 식을 정리하면 다음 식 (2)와 같이 정리된다.

$$1 = 1 + \frac{2\Delta l}{l} + \frac{\Delta l^2}{l^2} + \frac{\Delta s^2}{l^2} - \frac{2\Delta s \cos(\alpha + \beta)}{l} \quad (2)$$

$$- \frac{2\Delta l\Delta s \cos(\alpha + \beta)}{l^2}$$

역방향 제동 시 입력 요소인 Rod의 이송량(Δl)에 대한 출력 요소인 웨지부 이동량(Δs)의 관계는 coupled된 비선형 관계를 가짐을 알 수 있다.

이 경우, Link의 길이 l 이 충분히 긴 경우, 하기 식과 같이, 근사 선형화를 할 수 있다.

$$\Delta s = \frac{\Delta l}{\cos(\alpha + \beta)} \quad (3)$$

그러나 실제 자동차에서 브레이크 캘리퍼가 장착할 수 있는 공간이 제한적이므로 근사 선형화를 위해 Link의 길이 l 을 늘리는데 한계가 있으며, 결과적으로 식 (2)와 같은 입력 요소와 출력 요소 간 coupled된 비선형 관계식을 가지게 되며, 이 경우 위치 제어를 수행하기 위해, 적지 않는 계산 시간이 소요되는 iteration 기법을 통해 해를 구해야 하며, 결과적으로 제어부에서 기구부의 비선형성을 해결하여야 한다. 따라서 상기의 메커니즘에서 의도하는 웨지 이동을 위해서는 보다 고사양의 연산처리장치가 필요할 수 있다.

$\alpha \neq \beta$ 경우의 정방향 제동 시, 발생될 수 있는 구동부의 coupled된 비선형성에 대한 검토는 다음과 같다. 여기에서는 지면 관계상 대표적으로 $\alpha > \beta$ 인

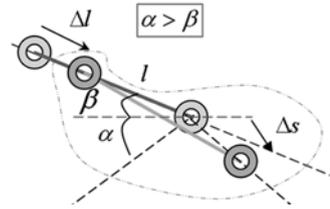


Fig. 4 $\alpha > \beta$ 인 경우 정방향 제동 시 링크-조인트 구조의 거동

경우만 논의한다.

Fig. 4는 정방향 제동 시, $\alpha > \beta$ 인 경우 링크-조인트의 거동을 나타낸다.

Fig. 5는 거동분석을 위해, Fig. 4의 2점 쇄선 영역을 확대하여 나타낸 그림이다.

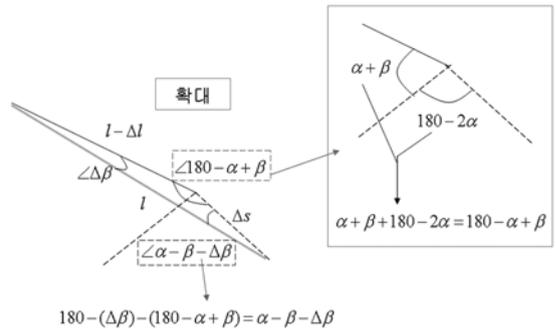


Fig. 5 거동 기하학적 관계

앞의 경우와 동일한 Approach를 통해, $\alpha \neq \beta$ 인 정방향 제동 시에도, Bar의 길이 l 이 충분히 길어야 하기와 같은 선형관계를 가짐을 알 수 있었다.

$$\Delta s = \frac{\Delta l}{\cos(\alpha - \beta)} \quad (4)$$

지금까지 Fig. 4와 같이, 구동부로 한 쌍의 Rod와 두 개의 Joint를 가지는 기존 구조에서 정/역방향 제동 시 발생하는 구동부의 coupled된 비선형성에 대해 알아보았다.

2.2 Proposed 구동부 메커니즘

본 연구에서는 이러한 정/역방향 제동 시 발생하는 구동부의 coupled된 비선형성을 기구적으로 decoupled 선형화하는 구조를 상기 Fig. 6과 같이 제안하고, 실제 시제품 구현에 적용하였다.

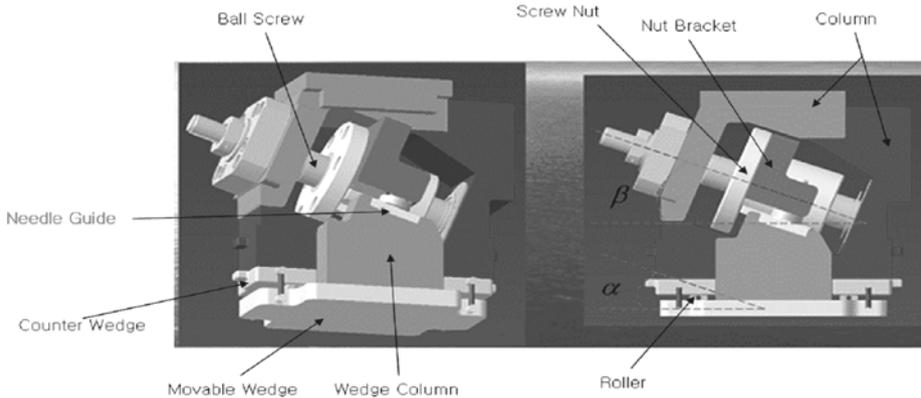


Fig. 6 Proposed mechanism 3D model

Needle Guide의 한 쪽(Slider 부)은 Nut Bracket과 체결되어 있으며, 반대쪽(Cylinder 부)은 Wedge Column에 체결되어 있다. 니들 가이드는 볼스크류의 수직 방향으로 장착되어, 해당 방향으로 병진운동을 할 수 있는 구조를 가진다. 따라서 정/역방향 제동 시 Movable Wedge의 움직임에 맞추어, Nut Bracket과 Wedge Column 사이에 장착된 Needle Guide가 길이 방향으로 Slide하여 벌어지는 구조를 가진다. Needle guide를 적용함으로써, 기존 link구조로 되어 있을 때보다 구동부가 차지하는 폭을 줄일 수 있어, 보다 compact한 구조로 만들 수 있으며, link구조에 비해 발생될 수 있는 벤딩(또는 좌굴)량이 더욱 줄어드는 효과를 가진다.

제안하는 구동 메커니즘으로 기존 구조에서 발생되는 정/역방향 제동 시 구동부의 decoupled된 선형성을 기구적으로 확보할 수 있게 된다. 이에 대한 거동 분석은 다음과 같다.

Fig. 7은 본 연구에서 제안한 메커니즘의 역방향 제동 시 구동부 거동을 나타낸다.

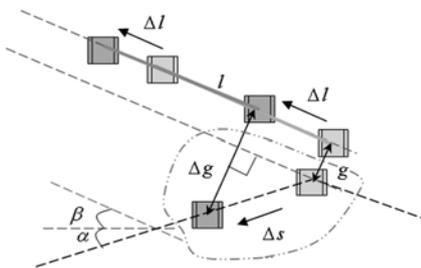


Fig. 7 Proposed Mechanism의 역방향 제동 시 구조 거동

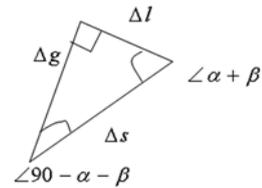


Fig. 8 거동 기하학적 관계

여기에서 Δg 는 니들가이드의 Slide 량을 나타낸다.

Fig. 8은 Fig. 7에서 2점 쇄선 영역으로 표시된 구동부의 기하학적 거동을 나타낸다.

Fig. 8의 기하학적 관계를 통해 하기 식 (5)를 얻을 수 있다.

$$\frac{\Delta s}{\sin 90} = \frac{\Delta g}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{\Delta l}{\sin(90 - \alpha - \beta)} \quad (5)$$

출력 요소 웨지 이동량(Δs), 입력 요소 Nut Bracket Feed량(Δl)의 관계가 decoupled된 선형성을 가짐을 정리된 하기의 식을 통해 알 수 있다.

$$\Delta s = \frac{\Delta l}{\cos(\alpha + \beta)} = \frac{\Delta g}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (6)$$

다음은 제안하는 구동부 메커니즘으로 $\alpha \neq \beta$ 인 경우의 정방향 제동 시 decoupled된 선형 거동에 대해 논의한다. 앞의 경우와 마찬가지로 지면 관계상 대표적으로 $\alpha > \beta$ 인 경우만 논의한다.

Fig. 9는 고안한 메커니즘의 정방향 제동 시 구동부 거동을 나타낸다.

Fig. 10은 Fig. 9에서 2점 쇄선 영역으로 표시된 구동부의 기하학적 거동을 나타낸다.

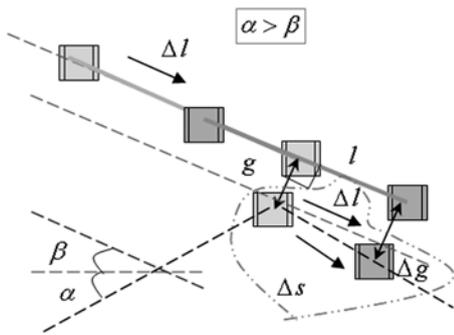


Fig. 9 Proposed Mechanism의 정방향 제동 시 구조 거동

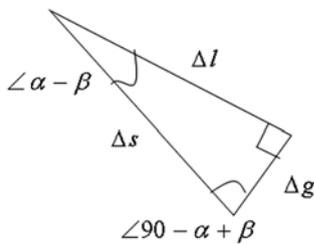


Fig. 10 거동 기하학적 관계

동일한 Approach를 통해, 정방향 제동 시에도 다음과 같은 decoupled된 선형관계가 만족됨을 알 수 있다.

$$\Delta s = \frac{\Delta l}{\cos(\alpha - \beta)} = \frac{\Delta g}{\sin(\alpha - \beta)} \quad (7)$$

Fig. 11은 상기 메커니즘이 적용되어 제작된 구동부의 사진을 나타낸다.

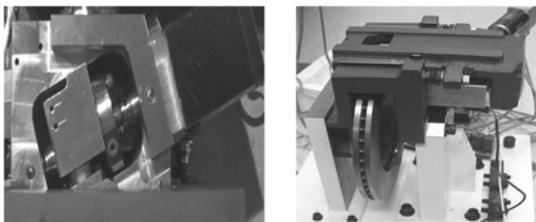


Fig. 11 제작된 Proposed Mechanism

본 연구에서는 기존 구조에서 정/역방향 제동 시 발생하는 구동부의 coupled된 비선형 거동에 대해, 기구적인 decoupled된 선형화를 통해 위치 제어가 보다 용이할 수 있는 구조를 가지는 메커니즘을 제안하여 적용하였다.

3. Test Bench

Fig. 13은 전기기계브레이크 시작품의 제동성능을 테스트하기 위한 실험장비의 개념을 나타낸다.

Fig. 13에서 나타난 바와 같이, 캘리퍼 시작품은 맨 좌측에 배치되고, 제동 대상인 디스크 앞 뒤로 동일한 Gap을 두고, Pad들이 위치할 수 있도록 배치하였다. 차량 구동력을 모사하기 위해, 맨 우측에 서보모터를 장착하였고, 토크 증대를 위해 감속기를 적용하였다. 캘리퍼 시작품의 제동토크를 측정하기 위해, 토크미터를 모터부 축과, 디스크 축 사이에 배치하였다. 결과적으로 토크미터는 모터 회전 토크[정속 운동]와 캘리퍼 시작품의 제동 작업이 수행될 때, 디스크에서 발생하는 모터 회전 반대 방향으로 생성되는 제동 토크와의 차이를 나타냄으로서, 캘리퍼 시작품이 발생시키는 제동 토크값을 읽어 들이게 된다.

Fig. 12는 최종 제작되어, 실험에 사용되고 있는 제동 실험 장치의 사진이다.

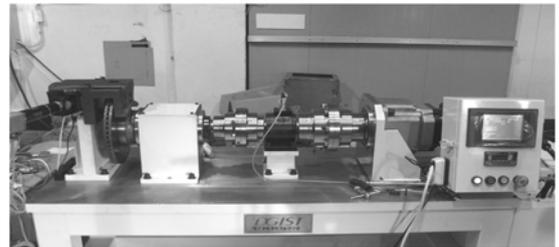


Fig. 12 시작품 제동 실험 장치

4. Control System

통상적으로 로드셀은 Clamping Force를 측정하는 센서로 이용되며, Force 제어를 수행할 경우, Feedback 요소로 활용될 수 있다. 하지만, 본 연구에서는 궁극적으로 고가의 Force 센서 및 Position 센서 사용을 지양하는 개념으로 구축된 제어 시스템 설계를 하였으며, 여기에서 Force 센서의 역할은 Feedback 요소가 아닌, 모터 엔코더 값만을 읽어 들여, 모터에서 웨지까지 참여된 요소들의 운동학적분석을 통해 최종적으로 제동면 방향(x축 방향) 웨지 이동량과 발생하는 Clamping Force간의 상관관계 추출(Fitting)과 모니터링용으로 사용되었다. 결과적으로 모

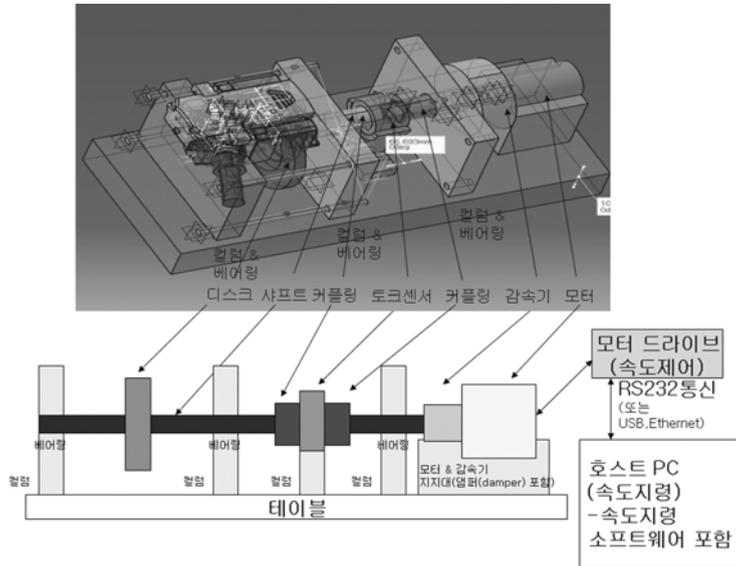


Fig. 13 실험장비 컨셉

터 엔코더 정보만으로 제어를 할 수 있는 전체 제어 시스템을 설계 및 적용하였다. 이는 2장 2절에서 논의된 구동부의 decoupled된 선형화로, 보다 용이한 센서 Less 위치 제어 접근이 가능해졌다. 다음은 이에 대해 검토된 내용이다.

decoupled된 선형 구동부를 통해, Fig. 10에서 나타난 Δs 와 제동면 방향으로의 웨지 이동량 x 의 관계는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$x = \Delta s \times \cos\alpha \quad (8)$$

정방향 제동 시, Δs 와 너트의 이동량 Δl 의 관계는 식 (7)을 통해 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta s = \frac{\Delta l}{\cos(\alpha - \beta)} \quad (9)$$

너트의 이동량 Δl 과 기어헤드 회전량 θ_g 의 관계는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta l [mm] = \theta_g [rad] \times l_{\text{tallscrew}} [mm/rev] \times \frac{1 [ref]}{2\pi [rad]} \quad (10)$$

여기에서, $l_{\text{tallscrew}}$ 는 볼스크류의 리드를 나타낸다. 기어헤드 회전량 θ_g 와 엔코더에서 제공하는 모터 회전량 θ_m 과의 관계는 다음 식과 같다.

$$\theta_g = \frac{\theta_m}{n} \quad (11)$$

여기에서, n 은 기어비를 나타낸다.

상기 식들을 통해, $\alpha \neq \beta$ 인 경우의 정방향 제동 시, 엔코더 정보(θ_m)를 통해 산출할 수 있는 웨지의 x축 방향 이동량은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$x [mm] = \frac{\theta_m [rad] \times l_{\text{tallscrew}} [mm/rev]}{2\pi \times n} \times \frac{\cos\alpha}{\cos(\alpha - \beta)} \quad (12)$$

여기에서, $l_{\text{tallscrew}}$ (볼스크류 리드), α (웨이각), β (구동각)는 설계 단계에서 결정되는 값이다. 즉, 모터의 회전각(θ_m)의 변화에 따른 가동 웨지의 제동면 방향 이동량(x)값의 변화 관계가 선형성을 가짐을 알 수 있다.

이는 2장 2절에서 논의한 decoupled된 선형 구동부에 의해 상기와 같은 단순화된 선형 관계를 산출할 수 있었다. 만약, 종래의 방식처럼 구동부에 coupled된 비선형성이 있는 경우는 모터의 엔코더로부터 읽어 들인 회전각 정보를 통해 가동 웨지의 제동면 방향 이동량을 산출할 때, 제어부에서 반복적인 수치해석 기법을 적용해야 하고 이는 적지 않은 연산 시간을 필요로 할 수 있다.

상기에서 얻어진 x축 방향의 웨지 이동량(x)과, 발생하는 압착력(Clamping Force, $F_n(x)$) 사이의 관계를 산출하는 방법은 다음과 같다.

여기에서 압착력이라 함은, 제동면의 수직방향

즉 y축 방향(Fig. 2 좌표 참고)으로 가해지는 힘을 말하며, 모니터링용으로 장착된 로드셀에서 측정되는 힘이다.

Fig. 14는 웨지 x축방향 이동량과 압착력 간 상관관계를 얻기 위한 실험결과 데이터들(O, X) 및 실험결과 데이터로부터 Fitting한 결과(파란 실선)를 나타낸다.

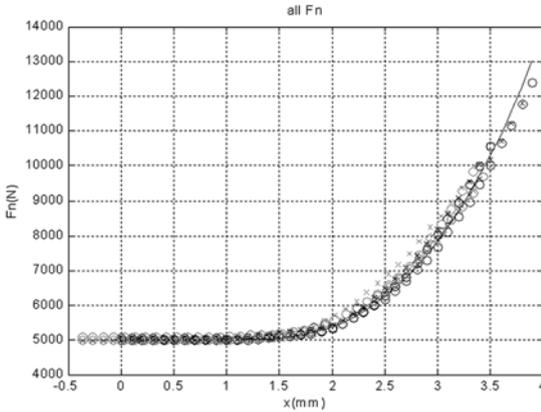


Fig. 14 웨지 x축 방향 이동량과 압착력 상관관계 실험 결과 및 Curve Fitting

대표 Fitting식의 정확성을 높이기 위해, 실험 장치에 설치된 구동 모터를 통해, 디스크 정/역방향 그리고 각기 다른 속도 조건들(디스크 정방향 100% 회전 조건 - 검은색 O X, 디스크 정방향 50% 회전 조건 - 파란색 O X, 디스크 역방향 100% 회전 조건 - 주황색 O X, 디스크 역방향 50% 회전 조건 - 핑크색 O X)로 회전시키면서, 각각의 경우 웨지를 x축으로 미소량 이동시켜, 응답이 안정화 된 상태에서 모니터링용으로 장착된 로드셀에서 측정되는 압착력 정보를 획득하였다.

여기에서 ‘O’ 데이터는 Clamping 단계를 모사 즉 Pad와 Disc 간 비접촉 상태에서 접촉 및 압착력이 발생하는 과정에서 얻어진 데이터를 나타내고, ‘X’는 Release 단계를 모사 즉 압착 상태에서 초기 상태로 복귀하는 과정에서 얻어진 데이터를 나타낸다.

독립변수인 웨지 x축 이동량(x)과 종속변수인 압착력(Fn(x))의 대표적인 관계식은, 상기의 실험 데이터들을 바탕으로 Fitting을 통해 산출하였다. 이 관계식은 Fig. 12의 파란 실선이며, 아래의 식 (13)과

같은 3차 다항식으로 나타내었다.

$$F_n(x) = 233.6x^3 - 329.1x^2 - 343.8x + 5516.6 - 5077.3 \quad (13)$$

이로서, 웨지 x축 이동량에 대한 압착력 관계를 얻었다. 즉, x와 $F_n(x)$ 의 함수관계를 구하였으므로, 다음 Fig. 15와 같이 힘 제어를 위치제어를 통해 구현하는 제어시스템을 구현할 수 있었다.

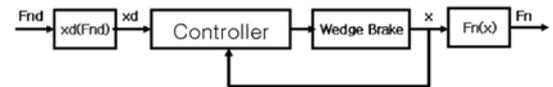


Fig. 15 Controller Structure

여기에서 Controller는 플랜트 동역학 변동 및 외란 등에 탁월한 강인성을 보이는 강인제어기법 중 하나인 시간 지연 제어기법⁹⁻¹²⁾을 이용하였다.

F_n 과 웨지 x축 이동량 사이의 관계식에 의해, 지령 압착력(F_{nd})이 웨지의 x축 이동 지령 값(x_d)으로 변환되어 Position Loop에 Command Signal로 들어가고, Plant의 응답으로 최종 측정된 모터 엔코더 값을 기반으로 얻어진 웨지 이동 값(x)은 위의 관계식에 의해 Clamping Force(F_n)를 만들어낸다.

따라서, 위치제어($x \rightarrow x_d$)는 곧 힘 제어 ($F_n \rightarrow F_{nd}$)를 의미하게 된다.

다음 Fig. 16은 구축된 시작품과 실험 장치를 통해, F_{nd} 를 Step 지령으로 주었을 때, 얻어진 Response를 나타낸다. Fitting 식으로부터 구해진 Force 값과 로드셀 측정값을 같이 획득하여 비교하였다.

빨간색 점선 F_{nd} 는 지령 Force를 나타내고, 파란색 일점쇄선 F_n 은 Fitting식을 통해 얻어진 Clamping Force(압착력)이며, 검은색 실선 F_{ns} 는 로드셀에서 읽혀지는 압착력 값이다.

과도구간의 응답은 거의 동일하며, 정적인 구간에서 로드셀을 통해 측정되는 값에서 Fluctuation이 발생됨을 알 수 있다. 여기에서 로드셀을 통해 측정되는 고주파성분은 Disc Thickness Variation에 기인한 성분으로 사료되며, 이와 같이 로드셀을 센서 요소로 활용하는 경우에는, 적절한 필터 설계를 통해 제거해야 하는 성분으로 사료된다.

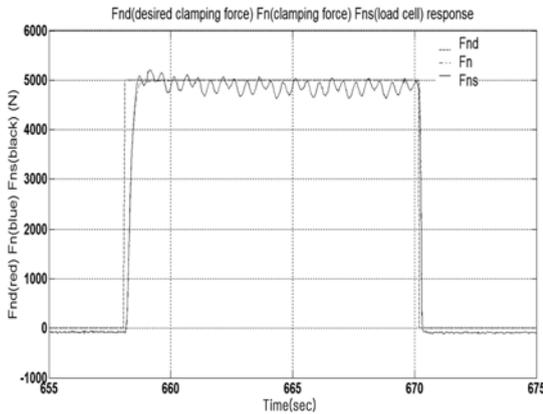


Fig. 16 Response of 5000N Step Input

결과적으로 Fitting 식을 통해 산출된 일점쇄선(파란색)과 모니터링용으로 장착된 로드셀에서 측정되는 값을 나타내는 실선(검은색)의 평균값은 유사한 것으로 나타난다. 이는 Fitting식에 기반하여 산출된 Clamping Force 값으로 힘 센서를 대체할 수 있음을 알 수 있었다.

Fig. 17은 상기의 Force 지령 상태에서, 산출된 웨지의 x축 위치 지령 값(x_d)과, 모터엔코더 값으로부터 산출된 웨지의 x축 위치 값(x)을 나타낸다. 빨간색 점선 x_d 는 지령 이동량을 나타내고, 파란색 실선 x 는 모터 엔코더 값으로부터 산출된 x축 방향 웨지 이동량이다.

본 연구에서는 이와 같이 고가의 힘 센서 및 변위 센서 없이, 모터 엔코더 정보만을 이용한 위치 제어를 통해 힘제어가 수행 가능한, 제품화 단계에서 코스트 측면에서 유리할 수 있는 제어 시스템을 고안하여 적용하였다.

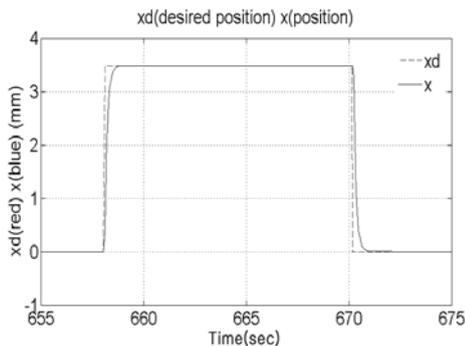


Fig. 17 Position Response

5. Feasibility Test

웨지 구조를 이용하여 얻을 수 있는 자기 배력 효과는, 이동 웨지를 작은 힘으로 디스크 회전방향으로 끼워 넣음으로서, 마찰재와 디스크 사이의 마찰력이 발생되고, 이 마찰력에 의해 웨지가 디스크의 회전방향으로 따라 움직이려는 힘이 발생하여, 결과적으로 압착력과 제동력이 배가되는 효과이다. 이처럼 웨지 구조를 이용한 제동시스템은 디스크와 마찰이 발생하는 제동 시에만 디스크의 운동에너지를 이용한다.

이는 디스크 정지 상태에서 웨지 가압을 시켜 발생된 압착력(제동력 발생 하지 않음)과 사용된 구동 모터 토크 량, 그리고 디스크가 회전 중인 상태에서 웨지 가압을 시켜 발생된 압착력(제동력 발생)과 사용된 구동 모터 토크 량의 비교 분석을 통한 자기배력 효과 검증과 더불어, 본 논문에서 제안한 구동 메커니즘과 제어 시스템의 Feasibility 검증을 다음과 수행하였다.

Fig. 18은 디스크를 정지 시킨 상태 즉 자기배력 효과가 없는 상태에서, 웨지를 x축으로 미소이동을 시키면서 취득된 압착력의 실험 결과를 나타낸 그래프이다.

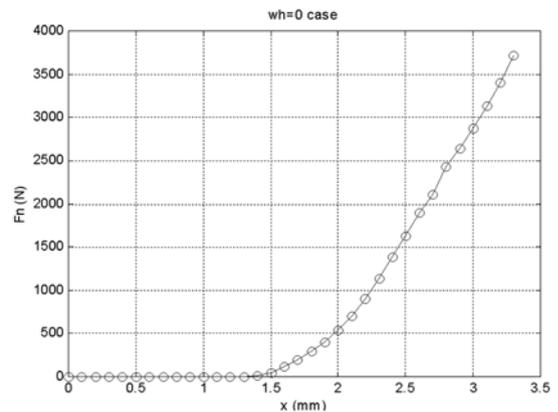


Fig. 18 디스크 정적상태 Clamping [웨지 x축 이동량 - 발생 압착력 Fn]

Fig. 19는 상기의 실험 동안 취득된 시작품 구동 모터에서 발생된 토크와 웨지 x축 이동량에 대한 실험 결과를 나타낸 그래프이다.

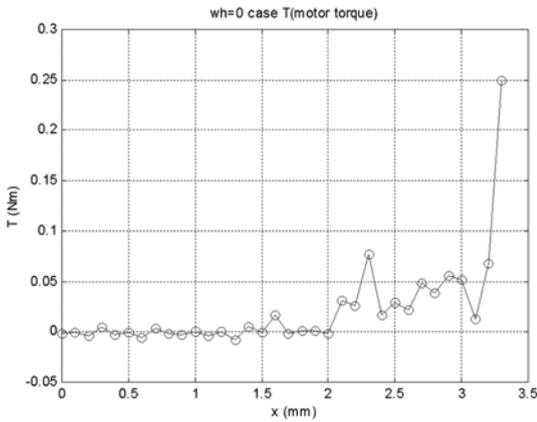


Fig. 19 디스크 정적상태 Clamping
[웨이 x축 이동량 - 구동 모터 토크 Tm]

상기 실험 결과를 통해, 디스크가 회전하지 않는 정적인 상태에서 3700N 정도의 압착력이 발생되었을 때, 구동 모터가 제공할 수 있는 토크 한계인 0.25Nm에 도달한 것을 알 수 있다. 이를 통해, 디스크가 정적인 상태 - 자기 배력 효과가 발생되지 않는 상태 - 에서 장착된 모터가 제공할 수 있는 토크 한계까지 도달하였을 때, 발생할 수 있는 압착력이 3700N 정도임을 알 수 있다.

다음 Fig. 20은 디스크를 회전 시킨 상태에서, 웨지를 x축으로 미소이동을 시키면서 취득된 압착력의 실험 결과를 나타낸 그래프이다.

다음 그림은 실험 장치에 설치된 구동 모터를 통해, 디스크 정/역방향 그리고 각기 다른 속도 조건들

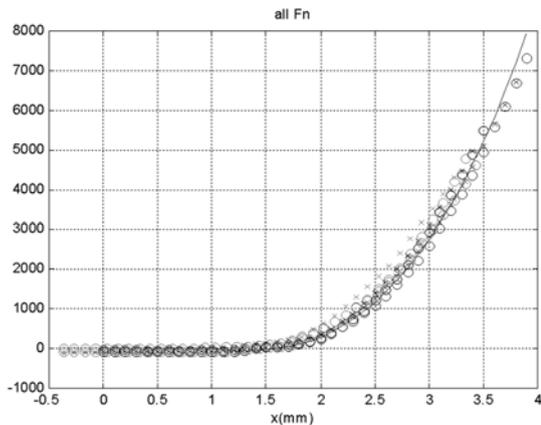


Fig. 20 디스크 동적상태 Clamping
[웨이 x축 이동량 - 발생 압착력 Fn]

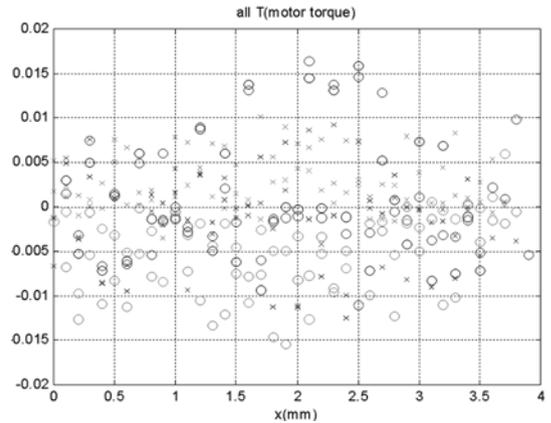


Fig. 21 디스크 동적상태 Clamping
[웨이 x축 이동량 - 구동 모터 토크 Tm]

로 회전시키면서, 각각의 경우 웨지를 x축으로 미소량 이동시켜, 응답이 안정화 된 상태에서 모니터링용으로 장착된 로드셀에서 측정되는 압착력 데이터들을 나타낸다.

Fig. 21은 상기의 실험 동안 취득된 구동 모터에서 발생한 토크와 웨지 x축 이동량에 대한 실험 결과를 나타낸 그래프이다.

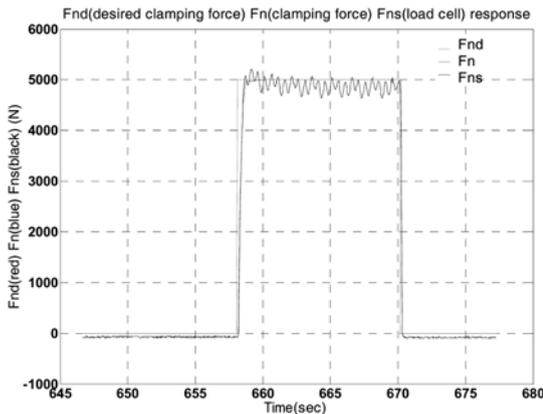
상기 실험 결과를 통해, 7000N 정도의 압착력을 발생시켰을 때, 구동 모터 토크는 최대 0.015Nm 사용하였음을 알 수 있다.

이는 앞에서 언급한 바와 같이, 디스크 정지 시 압착력 3700N을 생성 시키는데, 모터의 구동 토크 한계인 0.25Nm가 사용된 결과와 비교할 때, 자기배력현상이 발생하는 경우에 Input(구동 모터 토크) 대비 Output(발생 압착력) 즉 효율관점에서 우수함을 알 수 있다.

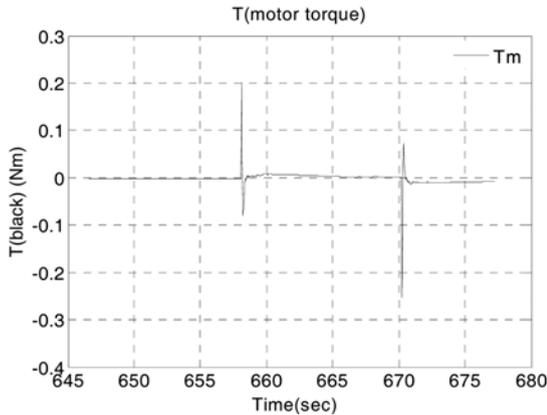
다음으로 디스크가 회전하는 동적 상태에서, 지령을 주었을 때, 압착력 측정값과 구동 모터 토크에 대해 알아보겠다.

Fig. 22는 5000N Step 지령 시 시간에 대한 압착력 측정값과 구동 모터의 발생 토크의 값을 나타낸다.

다음 그림과 같이 모터의 가-감속 시에 순간적으로 큰 모터 토크가 사용되었으며, 정적인 압착력 5000N을 발생시키는 구간에는 0Nm에 가까운 모터 토크가 사용되었음을 알 수 있다. 즉 지령에 대해 모터가 가감속 하는 구간에서만 기동 토크가 크게 사용되었음을 나타낸다. 5000N 압착력을 발생시



(a) 5000N Step 입력에 대한 Response



(b) 구동 모터 Torque

Fig. 22 5000N Step 입력에 대한 효율 검토

키는 구간에는 디스크의 운동에너지에 의해, 웨지를 가압하는 힘이 적게 소요되었음을 나타낸다.

즉 하기의 관계식과 같이, 가속도 값인 \dot{w} 가 크게 요구되는 기동 구간과 정지 구간에만, 모터 토크가 크게 사용되었음을 알 수 있다.

$$T_m = J\dot{w} + Bw + T_L$$

또한 압착력 5000N을 유지하는 구간에서는, 디스크의 운동에너지가 마찰력에 의해 웨지에 전달되어 (자기 배력 효과), 모터에서 감당하는 부하 요소인 T_L 값이 상당히 작음을 알 수 있다.

자기배력 기구 없이 Pad를 Normal한 방향으로 직접적으로 가압하는 Direct Clamping Type³⁾에서는, 자기배력효과가 없으므로 모터에서 감당해야하는

부하 요소인 T_L 값이 크게 작용하고, 이에 따라 Torque가 큰 고회력 모터가 필요로 하게 된다.

결과적으로, 자기배력효과를 가진 웨지구조를 적용한 메커니즘에서는 작은 모터 구동력으로 큰 제동력을 발생시킬 수 있음을 확인할 수 있었으며, 또한 제안하는 구동 메커니즘과 제안하는 제어시스템을 가지는 EWB 시스템의 Feasibility를 확인할 수 있었다.

6. 결론

본 연구를 통해 얻은 결과를 정리하면 하기와 같다.

- 1) 기존 발표된 EWB 시스템 중, 가장 높은 제동 효율을 가지는 구조에서 정/역방향 제동 시 발생하는 구동부의 coupled된 비선형 거동에 대해, 기구적인 decoupled 선형화를 통해 위치 제어가 보다 용이할 수 있는 구조를 가지는 메커니즘을 제안하여 적용하였다.
- 2) 고가의 힘 센서 및 변위 센서 없이, 모터 엔코더 정보만으로 위치 제어를 통한 힘 제어가 수행 가능한, 즉 제품화 단계에서 코스트 측면에서 유리할 수 있는 제어 시스템을 제안하여 적용하였다.
- 3) Feasibility Test을 통하여, 제안하는 기계적 메커니즘(결론 1)과 제안하는 제어시스템(결론 2)을 가지는 EWB 시스템의 Feasibility 검증과 제동 효율에 대해 검토 하였다.

Future Work

향후 보다 많은 apply 및 release 작동 조건, 온도 및 디스크 표면 상태에 따른 실험을 통해, 이동 Wedge의 직선 변위량(x)과 Clamping force ($F_n(x)$) 사이의 관계를 도출 및 이를 통한 실차 적용 가능성에 검토가 필요하며, 이에 대한 연구를 진행하고자 한다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부 기관고유사업과 일반사업 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

References

- 1) Strategic Analysis of the European Market for Advanced Braking and Stability Control Systems, Frost-Sullivan, 2006.3, Report.
- 2) O.-S. Kwon, D.-H. Shin and M. Kim, "Improvement of Braking Efficiency for Electro - Mechanical Brake using Double Wedge Structure," KSAE07-G0014, pp.30-34, 2007.
- 3) D.-H. Shin, O.-S. Kwon and J. Bae, "Study of Mechanism for EMB using Wedge Structure," KSAE08-A0239, pp.1458-1467, 2008.
- 4) H. Hartmann, M. Schautt, A. Pascucci and B. Gombert, "eBrake(R) - the Mechatronic Wedge Brake," SAE 2002-01-2582, 2002.
- 5) R. Roberts, M. Schautt, H. Hartmann and B. Gombert, "Modeling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake," SAE 2003-01-3331, 2003.
- 6) R. Roberts, B. Gombert, H. Hartmann, D. Lange and M. Schautt, "Testing the Mechatronic Wedge Brake," SAE 2004-01-2766, 2004.
- 7) L. M. Ho, R. Roberts, H. Hartmann and B. Gombert, "The Electronic Wedge Brake - EWB," SAE 2006-01-3196, 2006.
- 8) 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 2007-01-0866, 2007.
- 9) O.-S. Kwon, P.-H. Chang and J. H. Jung, "Stability Analysis of Time Delay Controller for General Plants," Transactions of KSME (A), Vol.26, No.6, pp.1035-1046, 2002.
- 10) O.-S. Kwon and S. Lee, "Robust Steering Control with Side Slip and Yaw Damping Compensation using Time Delay Control," KSAE06-F0120, pp.773-782, 2006.
- 11) K. Youcef-Toumi and O. Ito, "A Time Delay Controller for Systems with Unknown Dynamics," Transactions of ASME, J. Dyn. Sys., Meas., Contr, Vol.112, No.1, pp.133-142, 1990.
- 12) K. Youcef-Toumi and S.-T. Wu, "Input/Output Linearization using Time Delay Control," Transactions of ASME, J. Dyn. Sys., Meas., Contr., Vol.114, pp.10-19, 1992.
- 13) C. Yoo, K. Noh, J. Park, H. Choi, J. Kim and J. Kim, "Simulation and Verification of Electro Mechanical Brake System," KSAE 08-S0126, pp.761-766, 2008.
- 14) C. Jo, S. Lee, H. Song, Y. Cho, I. Kim, D. Hyum and H. Kim, "Development of a Novel Electro-Wedge Brake System," KSAE08-A0215, pp.1321-1326, 2008.
- 15) http://www.vdo.com/products_solutions/cars/safety/braking-technology