

SMA 작동기와 연계된 HDD 슬라이더의 동특성 및 제어

⁰임수철*, 박종성*, 박철진*, 최승복**, 박영필***

Dynamic Characteristics and Control of HDD Slider Integrated with SMA Actuator

S. C. Lim, J. S. Park, C. J. Park, S. B. Choi and Y. P. Park

ABSTRACT

This paper proposes a new type of HDD suspension integrated with shape memory alloy (SMA) actuator in order to prevent the friction between the slider and the disk. A finite element analysis is undertaken to investigate modal characteristics of the proposed self loading/unloading slider. The dynamic model is formulated and its validity is proved by comparing the predicted displacement transmissibility with the measured one. A control model is then established by integrating experimentally-obtained SMA actuator dynamics. Subsequently, a sliding mode controller is designed to achieve non-contact start/stop (Non CSS) modes, and control results are presented in time domain.

1. 서 론

하드디스크 드라이브(Hard Disk Drive; HDD)는 대표적인 정보저장기로서 정보저장 용량과 저장밀도는 매년 비약적으로 발전되어 왔다. HDD의 기록 용량 증가는 전적으로 기록 밀도의 증가에 따른 것으로 단위면적 당 저장되는 데이터의 양에 의해 결정된다. 기록 밀도를 높이고 성능을 향상시키기 위해서는 헤드(head)의 위치제어 정밀도를 높이고 외란에 강인한 서보 제어(servo control)뿐만 아니라 슬라이더(slidebar)와 디스크 표면의 조도를 향상시켜 슬라이더의 부상 높이(FH; Flying Height)를 최대한 낮추어야 한다. 현재 슬라이더의 부상 높이는 50nm 이하로 디스크 표면의 최대 거칠기 높이와 거의 같은 수준까지 도달하였다. 그러나 부상 높이가 꾸준히 낮아짐에 따라 드라이브 내의 오염 입자에 의한 헤드/디스크 사이(HDI)의 신뢰성이 큰 문제로 대두되고 있다.

현재 사용중인 대부분의 3.5" HDD의 경우, Contact Start/Stop(CSS)형태를 취하고 있는데, 이러한 형태의 드라이브는 시동 및 정지 시 충분한 공기압이 발생되기 전까지 일정 시간동안 슬라이더

와 디스크 표면이 마찰을 일으키게 된다. 이로 인해 발생된 마모/마멸 입자가 공기 베어링 내에 존재할 경우, 슬라이더와 충돌하여 공기베어링을 불안정하게 하거나 디스크 표면과 충돌하면서 디스크 표면의 코팅 층 및 자화 층을 등을 손상시켜 데이터의 입출력을 방해하게 된다.^(1,2) 따라서 드라이브 시동/정지 시 슬라이더와 디스크 표면과의 마찰을 제거하기 위하여 많은 연구가 진행되어 왔다. Tagawa 등⁽³⁾은 압전 재료를 이용하여 Non-Contact Start/Stop 작동 방식의 self-loading 슬라이더를 제안하고 실험적으로 고찰하였다. Jeong 등⁽⁴⁾은 다양한 슬라이더의 초기높이에 따른 load 시 발생하는 슬라이더의 진동에 대하여 연구하였으며, Hashimoto 등⁽⁵⁾은 load 시 발생하는 슬라이더의 roll motion 을 제거하기 위하여 ramp-cam 이 부착된 로드 빔을 제안하였다. 그러나 압전 재료를 이용할 경우, Non-CSS 형태의 슬라이더를 구현하기 위하여 높은 제어 전압을 인가해야 하는 문제점이 있으며 load 상태를 유지하기 위하여 지속적인 전원 공급이 필요하다. 또한 보조기구를 이용한 L/UL(Load/Unload) 드라이브의 경우, 마이크로 드라이브⁽⁶⁾와 같은 초소형 드라이브 적용에 있어 공간상의 문제점을 안고 있다.

*인하대학교 기계공학과 대학원

**인하대학교 기계공학과

***연세대학교 기계공학과

본 연구에서는 대표적 지능재료의 하나인 형상 기억합금(SMA; shape memory alloy) 작동기를 이용한 self loading/unloading 형태의 슬라이더를 구성하고자 한다. 기존의 로드 빔과 연계된 SMA 작동기는 제어 전류에 의하여 로드 빔에 굽힘 모멘트를 가함으로써 self loading/unloading 슬라이더를 실현한다. 이를 위해 먼저 유한요소법을 이용한 모달 해석(modal analysis)을 통하여 제안된 시스템의 동특성을 파악한 후 기존 시스템과 비교하였으며, 이를 바탕으로 HGA (Head Gimbal Assembly)에 대한 동적 모델을 구축하였다. 또한 실제 실험을 통하여 얻어진 SMA 작동기에 대한 동적 모델과 연계하여, 제안된 시스템에 대한 지배 방정식을 도출하였다. 슬라이더의 L/UL 운동을 제어하기 위하여 시스템 불확실성이 고려된 슬라이딩 모드 제어를 설계하였으며 제어 성능을 시간 영역에서 고찰하였다.

2. 시스템 모델링

2.1 모달 특성

본 연구에서 사용된 모델은 Hutchinson 사의 Type 850 TAVSF 서스펜션과 부압(negative pressure) 슬라이더이며 Fig. 1 은 본 연구에서 제안한 self loading/unloading 슬라이더의 구성도이다. 로드 빔의 굽힘 각도와 굽힘비는 각각 10° 와 25%로 설정하였으며 신호선은 제거한 상태에서 모델링 하였다. 또한 SMA 작동기는 2 가닥의 선재를 사용하였다. 작동기의 설계변수와 부착 위치는 FEM 해석 결과를 토대로 충분한 부상 높이와 기존 시스템과의 비교를 위하여 최대한 동특성이 변화하지 않는 위치를 선정하여 장착하였다. Fig. 2(a)는 제안된 모델에 대한 FEM 모델을 나타낸 것이다. 2,368 개의 shell 요소, 1,094 개의 solid 요소, 그리고 282 개의 beam 요소로 구성하여, 총 3,744 개의 요소와 5,296 개의 노드로 구성하였다. FEM 모델링과 모달 해석을 위하여 상용 해석 프로그램을 사용하였다. 작동기에 의한 슬라이더의 높이 변화는 A_r 온도에서 SMA 에 의해 발생하는 힘에 대한 정적인 해석

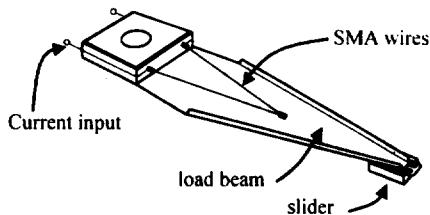


Fig. 1 Configuration of the self loading/unloading slider

Table.1 Modal analysis result for free unloaded case (FEM)

Description	Conventional	without SMA	with SMA
1 st bending (cantilever)	177.6	185.3	171.6
Slider pitch	1,160.9	1,015.8	1,012.2
Slider roll	1,218.1	1,562.1	1,525.7
2 nd bending	2,309.7	2,328.6	2,403.4
1 st torsion	2,465.5	2,480.8	2,694.8

Table 2. Material properties of the HGA

Property	load beam	Bending region	flexure	Slider
Material	stainless steel	stainless steel	stainless steel	Al ₂ O ₃ -TiC
Young's modulus(Gpa)	193	193	193	393
Density(kg/m ³)	7890	7890	7890	2220
Poisson's ratio	0.32	0.32	0.32	0.23
Thickness(mm)	0.076	0.04	0.0381	

Table.3 Material properties of the SMA actuator

Property	Value
Diameter(mm)	0.0762
Length(mm)	8.20
Density(kg/m ³)	6450
Transition temperature(A_r)	90°C
Young's Modulus(GPa)	
Austenite phase	Approx. 83
Martensite phase	Approx. 28 to 41
Maximum pull force(N)	0.784
Resistance(Ohms/mm)	Approx. 0.2

을 통하여 수행하였다. Fig. 2(b) 는 SMA 작동기가 발생시킬 수 있는 최대 힘(0.784N)에 대한 슬라이더의 높이 변화를 나타낸 것으로서, 해석 결과 약 400 μ m 의 변위가 발생되었다. Table. 1 은 기존 HGA 와 본 연구에서 제시된 모델에 대한 모달 해석 결과이다. 해석 결과에서 알 수 있듯이 SMA 작동기에 의한 동특성 변화가 크지 않음을 알 수 있다. Table. 2 와 Table. 3 은 각각 본 모델에 사용된 HGA 와 SMA 작동기의 물성치를 나타낸다.

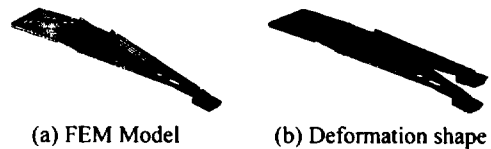


Fig. 2 FEM analysis of the proposed self loading/unloading slider

2.2 Load/Unload

슬라이더의 원활한 L/UL 운동을 위해서는 ABS (Air Bearing Surface)의 형태, 슬라이더의 초기 상태, L/UL profile, 디스크 RPM, loading 속도 등 다양한 설계인자가 고려되어야 한다. 슬라이더의 ABS 형태는 부압 슬라이더에 있어서 매우 다른 L/UL 성능을 나타내며, load 시 슬라이더의 음의 피치 각은 공기 베어링 형성과정에서 슬라이더의 피치 운동을 증가시켜 슬라이더와 디스크 간의 충돌을 증가시킨다. Loading 속도에 의한 영향은 부압 슬라이더의 경우, 넓은 속도 범위 영역에서 상대적으로 적으나 작은 RPM에서 좀더 좋은 loading 과정을 나타낸다.^(8,10) 또한 L/UL profile은 슬라이더의 loading 속도 profile을 결정하며 이것은 loading 성능을 크게 개선할 수 있다.^(6,10) 그러나 슬라이더의 초기 상태는 유연한 서스펜션과 공기의 흐름과 같은 외란 때문에 원하는 슬라이더 운동을 얻기가 쉽지 않다. 따라서 본 연구에서는 ABS 형태와 슬라이더 자체의 운동은 고려하지 않았으며 공기베어링이 완전히 형성되었을 때의 FH와 요구 L/UL profile에 대한 슬라이더의 위치추적제어를 수행하였다. 대상 슬라이더는 Seagate사의 negative pressure 50% 나노 슬라이더로서, 3.1gf의 pre-load와 50nm의 FH에서 약 465kN/mm의 공기 베어링 강성 계수를 가진다.⁽⁷⁾ Fig. 3은 실제 드라이브와 연계된 슬라이더의 운동 상태를 나타내는 구성도이다. 디스크의 회전 이전과 회전의 급격한 감속이 일어나는 'Slider Rising/Landing' 구역에서는 공기베어링에 대한 영향은 고려하지 않았으며, 슬라이더가 공기 베어링에 의해 영향을 받는 'Slider Load/Unload' 구역에서는 공기 베어링이 완전히

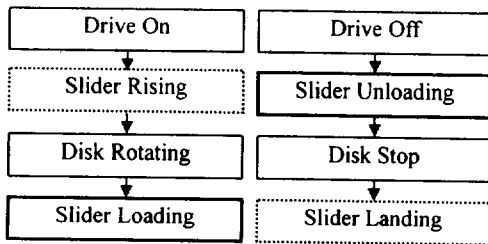


Fig. 3 Operating principle of Non-CSS mode using self loading/unloading slider

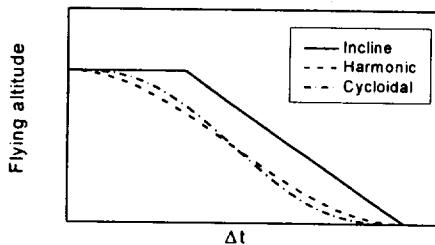


Fig.4 Load/Unload profiles

형성된것으로 가정하였다. 슬라이더의 위치추적 제어는 Fig. 4와 같은 3가지 Load/Unload profile에 대하여 수행하였으며 harmonic/cycloidal profile은 식 (1)과 같다.

$$y = \frac{h}{2} \left\{ 1 + \cos\left(\frac{\pi t}{\Delta t}\right) \right\} : \text{harmonic profile} \quad (1)$$

$$y = h \left\{ 1 - \frac{t}{\Delta t} + \frac{1}{2\pi} \sin\left(2\pi \frac{t}{\Delta t}\right) \right\} : \text{cycloidal profile}$$

여기서 h , Δt 는 각각 작동기에 의한 슬라이더의 최대 부상 높이, L/UL에 걸리는 시간을 나타낸다.

2.2 작동기 모델

SMA 작동기는 큰 모멘트와 변위를 제어할 수 있으며, 소음이 적고 구동부가 간단하여 작동기 자체의 무게를 줄일 수 있는 장점이 있다. 또한 작동기 자체의 상변화에 의해 구동 되므로 마찰 등에 대한 문제가 없으며 작동기 자체만으로 구동할 수 있으므로 유연구조물의 능동적인 진동제어 분야에서 많은 연구가 진행되어 왔다.^(11,12)

SMA 작동기의 발생력과 입력 전류 사이의 관계는 실험을 통하여 구할 수 있다. 본 연구에서는 제안된 모델을 직접 제작한 후, 입력 전류에 의하여 발생하는 로드 범의 시간에 따른 변위로부터 작동기에 의해 발생하는 모멘트를 계산하였다. Fig. 5는 실험을 통하여 얻어진 제어 입력과 모멘트 사이의 관계를 나타낸 것이다. 그림으로부터, 작동기의 발생 모멘트는 공급되는 전류에 의해 지수적으로 증가, 감소하며 이는 다음과 같은 시간의 함수로 표현할 수 있다.⁽¹²⁾

$$M_t = \begin{cases} M_{t_max} [1 - \exp(-t/\tau_s)] & \text{for } 0 \leq t < t_1 \\ M_{t_max} & \text{for } t_1 \leq t < t_2 \\ M_{t_max} [\exp(-t/\tau_f)] & \text{for } t_2 \leq t < t_3 \end{cases} \quad (2)$$

여기서 M_{t_max} 는 작동기가 발생시킬 수 있는 최대 모멘트이며, τ_s , τ_f 는 각각 전류 입력 및 차단 시의 시상수(time constant)를 나타낸다. 제안된 시스템은 단일 SMA 작동기를 사용하므로 unload 방향으로만 모멘트를 발생시킬 수 있다. 따라서 요

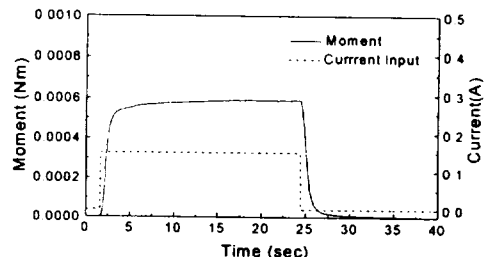


Fig. 5 Characteristics of the SMA actuator

구 모멘트(M_t)의 부호를 고려하여 입력 전류와 발생 모멘트를 다음과 같은 1차 선형 모델로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \tau_s \frac{dM_t}{dt} + M_t &= k_i \cdot i(t) : M_t > 0 \\ \tau_f \frac{dM_t}{dt} + M_t &= 0 : M_t \leq 0 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 k_i 는 입력전류 $i(t)$ 의 영향계수(input influence coefficient) 이다.

2.3 지배 방정식

Fig. 6은 기존의 HGA에 대한 SMA작동기의 성능 평가를 위하여 작동기가 장착된 HGA에 대한 진동 모델을 나타낸 것이다. L/UL 시 지배적인 운동만을 고려하여 1자유도를 갖는 시스템으로 모델링 하였다. HGA는 E-block에 회전로 고정되어 있으며 토션 스프링(k_t)과 댐퍼(c_t)로 연결되어 있다. 또한 HGA는 무게중심(G)에 대한 질량 질량(M)과 무게중심에 대한 질량관성모멘트(J_{cg})로 단순화 하였다. y_l 와 y_{cg} 는 HGA 끝단의 댐플(dimple) 점과 무게중심에서의 X - Y 고정 좌표계에 대한 절대변위이며 y_e 는 HGA에 입력되는 가진 변위이다. SMA 작동기에 의해서 발생하는 힘(F_{SMA})은 회전로에 모멘트(M_t)로 작용되며 F_e 는 L/UL시 슬라이더에 작용하는 외란이다. 이러한 동적 모델로부터 운동에너지, 위치에너지 그리고 비보존력에 의한 가상일을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2}(M\dot{y}_{cg}^2 + J_{cg}\dot{\theta}^2) \\ &= \frac{1}{2} \left[M \left\{ \frac{l_{cg}}{l} \dot{y}_l + \left(1 - \frac{l_{cg}}{l} \right) \dot{y}_e \right\}^2 + J_{cg} \left(\frac{\dot{y}_l - \dot{y}_e}{l} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (4)$$

$$V = \frac{1}{2} k_t \theta^2 = \frac{1}{2} k_t \left(\frac{y_l - y_e}{l} \right)^2 \quad (5)$$

$$F = \frac{1}{2} c_t \dot{\theta}^2 = \frac{1}{2} c_t \left(\frac{\dot{y}_l - \dot{y}_e}{l} \right)^2 \quad (6)$$

$$\delta W = M_t \delta \theta + F_e \delta(y_l) = \left(\frac{M_t}{l} + F_e \right) \delta(y_l) \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}_l} \right) - \frac{\partial L}{\partial y_l} + \frac{\partial F}{\partial \dot{y}_l} = Q_{nc} \quad (8)$$

식(6)의 F 는 토션 댐퍼에 의한 에너지 소산을 나타내는 Rayleigh's dissipation 함수이다. 가상일 δW 로부터 비보존력 Q_{nc} 을 구한 후, 식(8)의 Lagrange's equation에 식(4)-(6)을 대입하여 정리하면 다음과 같은 지배 방정식을 구할 수 있다.

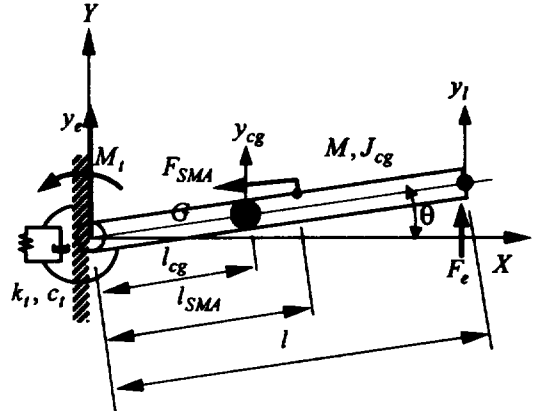


Fig. 6 Dynamic modeling of the proposed HGA

$$M_{eq} \ddot{y}_l + \left[M \frac{l_{cg}(l-l_{cg})}{l^2} - \frac{J_{cg}}{l^2} \right] \ddot{y}_e + c_{eq}(\dot{y}_l - \dot{y}_e) \quad (9)$$

$$+ k_{eq}(y_l - y_e) = \frac{M_t}{l} + F_e$$

$$M_{eq} = M \left(\frac{l_{cg}}{l} \right)^2 + \frac{J_{cg}}{l^2}$$

여기서,

$$c_{eq} = \frac{c_t}{l^2} = 2\zeta_{eq} \sqrt{M_{eq} k_{eq}} \cdot k_{eq} = \frac{k_t}{l^2}$$

위식으로부터, SMA 작동기에 의해 발생하는 모멘트(M_t)를 조절함으로써 결국 슬라이더의 변위를 제어할 수 있게 된다.

위에서 제시된 동적 모델로부터 유도된 지배 방정식의 타당성을 입증하기 위하여 SMA 작동기와 외력이 제외된 기존의 HGA에 대한 주파수 영역에서의 변위 전달률(displacement transmissibility) 실험을 수행하였다. E-block에 인가되는 가진 변위(y_e)는 관심주파수 영역에서의 임의의 변위를 갖는 정현파 입력을 사용하였다. 댐핑계수는 실험결과와 지배 방정식에 대한 컴퓨터 시뮬레이션(simulation) 결과로부터 구하였으며, 나머지 설계변수 값은 이미 논의된 FEM 모델로부터 도출하였다. Fig. 7은 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교한 것으로서 매우 유사함을 알 수 있어 기존 HGA에 대한 제안된 동적 모델의 타당성을 입증한다. Table. 4는 이때 사용된 설계변수 값을 나타낸다.

결국 작동기에 대한 미분 방정식(3)과 SMA 작동기가 장착되어 있는 HGA에 대한 지배 방정식(9)으로부터 E-block에 인가되는 가진 변위가 제거된 전체 시스템에 대한 지배 방정식을 다음과

Table. 4 Design parameters of the proposed HGA

Parameter	Value	Parameter	Value
$M(\text{kg})$	3.7265×10^{-5}	$l(\text{m})$	1.55104×10^{-2}
$J_{cg}(\text{kgm}^2)$	7.7081×10^{-10}	$l_{cg}(\text{m})$	7.8937×10^{-3}
$k_s(\text{Nm/rad})$	4.451×10^{-3}	$l_{SMA}(\text{mm})$	8.2×10^{-3}
ζ_s	0.00417		

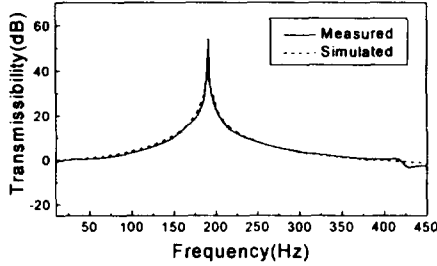


Fig. 7 Displacement transmissibility of the Conventional HGA

같이 얻어진다.

$$M_{eq} \ddot{y}_l + \left[c_{eq} + \frac{M_{eq}}{\tau} \right] \dot{y}_l + \left[k_{eq} + \frac{c_{eq}}{\tau} \right] y_l + \frac{k_{eq}}{\tau} y_l = b \cdot u(t) + d \quad (10)$$

$$\begin{cases} u(t) = u(t) \text{ and } \tau = \tau_s \text{ for } u(t) > 0 \\ u(t) = 0 \text{ and } \tau = \tau_f \text{ for } u(t) \leq 0 \end{cases}$$

여기서, $b = \frac{k_l}{M_{eq} \cdot l \cdot \tau_s}$, $d = \left(\frac{F_e}{\tau_s} + \dot{F}_e \right) / M_{eq}$

3. 제어기 설계

Fig. 8 은 본 연구에서 제안된 self loading/unloading 슬라이더 제어를 위한 블록선도이다. 디스크의 회전과 슬라이더의 부상 높이를 연계하여 드라이브 전 사용 영역에 걸쳐 Non-CSS 드라이브를 구현하기 위한 시퀀스제어기(sequence controller)⁽¹³⁾와 슬라이더를 요구위치에 정확히 추적 제어하기 위한 위치 제어기로서 슬라이딩 모드 제어기가

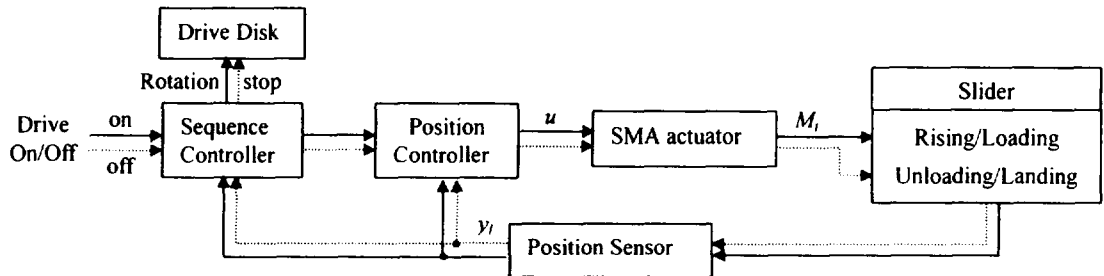


Fig. 8 Block-diagram of the control scheme

결합된 형태로 설계되었다. 슬라이딩 모드 제어기는 가변 구조 시스템의 주요 작동 모드로서 적당한 불연속 제어를 사용함으로써 얻을 수 있다.⁽¹⁴⁾ 슬라이딩 모드 제어기 설계를 위하여 동적 지배방정식으로부터 다음과 같은 상태공간 방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{x} = Ax(t) + Bu(t) + D, \quad y = Cx(t) \quad (11)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\frac{\omega_n^2}{\tau_s} & -\left(\omega_n^2 + \frac{2\zeta_{eq}\omega_n}{\tau_s}\right) & -\left(2\zeta_{eq}\omega_n + \frac{1}{\tau_s}\right) \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$B = [0 \ 0 \ b]^T, \quad C = [0 \ 0 \ 1], \quad D = [0 \ 0 \ d]^T$$

슬라이딩 모드 하에서 시스템은 변수 변화 및 외란에 대해 매우 강건한 성질을 나타낸다. 먼저, 단일 제어 입력 $u(t)$ 에 대하여 다음과 같은 슬라이딩 평면을 설계한다.

$$S(t) = c_1 e_1(t) + c_2 e_2(t) + c_3 e_3(t), \quad c_i > 0 \quad (i=1,2,3) \quad (13)$$

슬라이딩 모드 제어를 위해 원하는 슬라이더의 위치(y_d)와 실제위치(y_l)의 오차 변수 $e_1(t)$, $e_2(t)$ 와 $e_3(t)$ 의 상태제적이 $S=0$ 을 기준으로 양방향에서 모두 이 평면을 향하게 될 때 슬라이딩 모드 운동이 발생하게 되며 이러한 슬라이딩 모드가 발생할 조건은 다음과 같다.

$$S \cdot \dot{S} < 0 \quad (14)$$

식(12)의 미분값으로부터 등가 제어입력을 결정하고 부호 함수를 이용하여 식(13)을 만족하는 불연속 제어기 $u(t)$ 를 다음과 같이 설계할 수 있다.

$$u(t) = -\frac{1}{b \cdot c_3} \left[c_1 e_2(t) + c_2 e_3 + c_3 \left\{ -\left(2\zeta_{eq}\omega_n + \frac{1}{\tau_s}\right) \dot{y}_l - \left(\omega_n^2 + \frac{2\zeta_{eq}\omega_n}{\tau_s}\right) y_l - \frac{\omega_n^2}{\tau_s} y_l + K_S \operatorname{sgn}(S) \right\} \right], \quad K_S > |d| \quad (15)$$

또한 부호함수를 이용한 불연속 제어기는 구현 시 채터링의 증가로 인한 역 진동 현상이 발생할 가능성이 있으므로 다음과 같은 포화 함수를 사용하여 제어기를 구성한다.

$$\text{sat}(S) = \begin{cases} S/\varepsilon & \text{for } |S| \leq \varepsilon \\ \text{sgn}(S) & \text{for } |S| > \varepsilon \end{cases} \quad (16)$$

식(15)에서 제안된 제어기는 모델 불확실성이 존재하지 않는다는 가정 하에 설계된 것이다. 그러나, 유연 구조물의 시스템 모델링 과정에서 발생할 수 있는 모델 변수의 변동이나 고려되지 않은 외란 등이 존재할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 시스템의 고유 진동수와 시상 수에 대한 다음과 같은 변수 변동을 부가 하였다.

$$\begin{aligned} \omega_n &= \omega_{n,o} + \delta\omega_n, \quad |\delta\omega_n| \leq \alpha\omega_{n,o} \\ \tau_{s(f)} &= \tau_{s(f),o} + \delta\tau_{s(f)}, \quad |\delta\tau_{s(f)}| \leq \beta(\gamma)\tau_{s(f),o} \end{aligned} \quad (17)$$

여기서, $\omega_{n,o}$ 와 $\tau_{s(f),o}$ 은 공진 주파수와 시상 수의 공칭값(nominal value)을 나타내며, $\delta\omega_n$ 와 $\delta\tau_{s(f)}$ 은 이에 상응하는 변수변동을 나타낸다. 이 변동의 크기는 각각 가중치 α, β, γ 에 따라 좌우되며 실제 시스템에서 발생할 수 있는 변수변동의 한계를 취한다. 본 연구에서는 제조 공정상 발생할 수 있는 오차와 동적 모델링에는 고려되는 않은 SMA 작동기의 영향을 변수변동으로 놓았으며, 이로 인한 공진주파수의 변동 값은 공칭값의 최대 5%로 가정하였다. 시상 수(τ_s, τ_f)에 대한 변수 변동 값은 디스크 회전 시 발생하는 공기 유동에 의한 SMA 작동기의 열 소산이나 드라이브 내의 온도 변화에 의한 모멘트의 반응속도 변화를 나타내며, 본 연구에서는 변동 값으로 공칭값의 30%로 설정하였다. 따라서 식(11)의 상태공간방정식을 공칭부와 불확실성부로 나누어 다음과 같은 제어 시스템 모델을 설정할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= (\mathbf{A}_0 + \Delta\mathbf{A})\mathbf{x}(t) + (\mathbf{B}_0 + \Delta\mathbf{B})\mathbf{u}(t) + \mathbf{D} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x}(t) \end{aligned} \quad (18)$$

시스템 불확실성이 내포된 제어 시스템 식(18)에 대하여 슬라이딩 모드 조건을 만족하는 불연속 제어기를 다음과 같이 설계할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{u}(t) &= -\frac{1}{b \cdot c_3} [c_1 e_2 + c_2 e_3 + c_3 (\eta_1 \dot{y}_1 + \eta_2 \dot{y}_1 + \eta_3 y_1) \\ &+ p_1 |c_1 e_2 + c_2 e_3| + c_3 \{p_2 |\dot{y}_1| + p_3 |y_1| + p_4 |y_1|\} \\ &+ K_S \text{sgn}(S)], \quad K_S > |d \cdot c_3 (1 + \beta)| \end{aligned} \quad (19)$$

여기서,

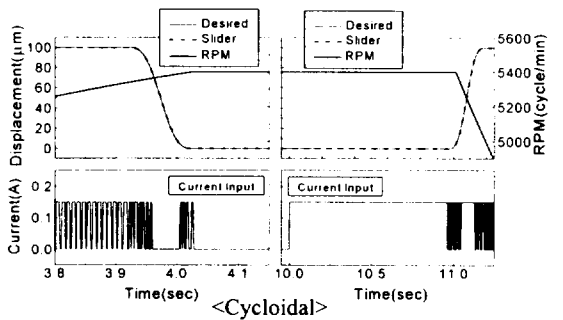
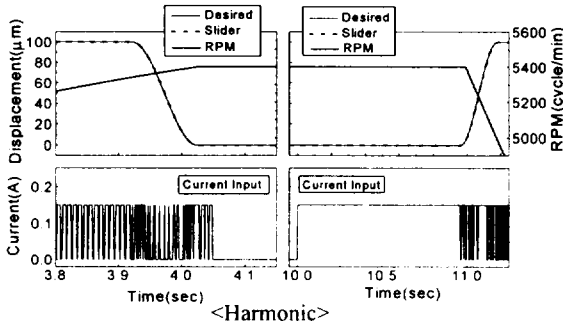
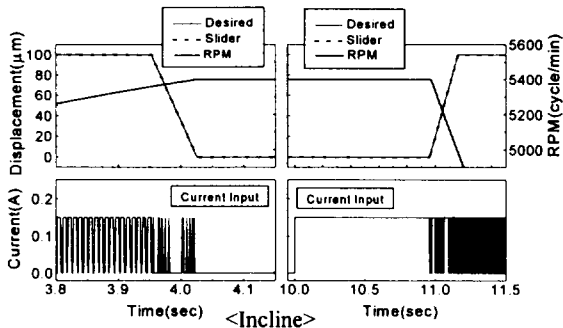
$$\begin{aligned} \eta_1 &= -(2c_{eq} + 1/\tau_{s,o}), \quad \eta_2 = -(\omega_{n,o}^2 + 2c_{eq}\omega_{n,o}/\tau_{s,o}) \\ \eta_3 &= -\omega_{n,o}^2/\tau_s \\ p_1 &= \beta, \quad p_2 = -2c_{eq}\omega_{n,o}(\alpha\beta + \alpha + \beta) \\ p_3 &= -\left((\alpha + 1)^2(\beta + 1) - 1 \right) \omega_{n,o}^2 + 2\alpha c_{eq}\omega_{n,o}/\tau_{s,o} \\ p_4 &= -(\alpha^2 + 2\alpha)\omega_{n,o}^2/\tau_{s,o} \end{aligned}$$

4. 결과 및 고찰

Fig. 9는 디스크 회전과 연계된, 서로 다른 L/U/L profile에 대한 슬라이더의 위치추적 제어 성능과 제어 입력을 나타낸 것이다. 초기 경계조건은 z-height를 고려하여 디스크 표면의 높이를 제로(zero)로 설정하였으며, 작동기에 의한 부상높이(y_d)는 최대 100 μm 로 설정하였다. Fig.9(a)는 드라이브 구동을 시작하여 슬라이더가 최대 부상높이에 도달 후 디스크가 최대 회전 속도인 5400RPM에 도달하였을 때 완전히 슬라이더의 load과정이 완료된 것을 나타내며, Fig.9(b)는 10초에 드라이브 구동을 정지하면서 unload에 의하여 슬라이더가 디스크로부터 충분히 분리된 후 RPM이 감소되는 것을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 L/U/L 모두 우수한 위치추적 성능을 나타내었으며 제어 입력은 본 시스템과 같은 단 방향 작동기에서 나타나는 반 능동(semi-active)조건과 유사한 결과를 보임을 알 수 있다. Unload시 10초부터 약 0.96초의 시간 지연이 발생되었는데 이것은 로드 빔에 부가되어 있는 pre-load에 의한 것으로 피코(pico) 슬라이더를 사용하거나 적절한 SMA 작동기를 사용함으로써 해결될 수 있다. 불확실성이 고려된 제어기(19)에 대한 제어 성능을 확인하기 위하여 cycloidal profile에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 10은 각각 제안된 시스템의 공칭 시스템과 불확실성을 갖는 시스템에 대한 주파수 응답특성과 작동기의 모멘트 특성 곡선을 나타낸 것이다. 불확실성이 내포된 시스템의 경우, 시상 수의 증가로 인하여 공칭 시스템보다 약 0.2초의 시간 지연이 나타났으나 원하는 L/U/L profile에 대한 우수한 제어 성능이 이루어졌음을 알 수 있다. 따라서 이는 제안된 제어 시스템의 효율성과 강건성을 입증한다.

5. 결론

본 연구에서는 HDD의 Non-CSS형태의 드라이브를 위하여 SMA 작동기를 이용한 새로운 형태의 self loading/unloading 슬라이더를 제안하였다. 먼저 FEM 해석을 통하여 HGA의 기본 동특성을 파악한



(a) loading process (b) unloading process

Fig. 9 Control responses for different L/UL profiles

후, 동적 모델링을 통하여 지배 방정식을 도출 하였으며 모달 실험을 통하여 지배 방정식의 타당성을 입증하였다. 또한, FEM과 이론 해석을 통하여 SMA 작동기의 설계변수를 도출한 후, 이를 바탕으로 제작된 prototype의 시스템으로부터 SMA 작동기에 대한 제어 입력과 로드 빔에 가해지는 모멘트 관계를 실험을 통하여 유도하였다. 여러 가지 L/UL profile에 대한 슬라이더의 위치추적제어를 실시하였으며 원활한 L/UL를 위하여 시스템의 불확실성이 고려된 슬라이딩 모드 제어를 설계 후, 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 성능 평가 결과 불확실성 유무에 관계없이 우수한 제어 성능을 확인하였다. 앞으로 실험을 통하여 제작된 시스템에 대한 L/UL 과정을 시간 영역에서 고찰할 예정이며, 나

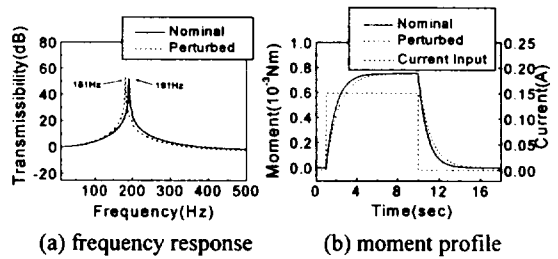


Fig. 10 System uncertainties

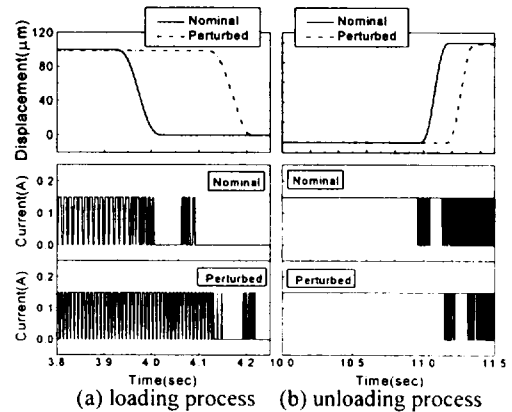


Fig.11 Comparison of control responses between nominal and perturbed system

아가 시스템의 동특성, 실용성 및 제작의 용이성 등이 보다 우수한 film 형태의 SMA 작동기에 대한 연구도 병행할 예정이다.

후기

본 연구는 한국과학재단 연세대학교 정보저장기기 연구센터의 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) D. Cooper, "Near-Contact Recording Means Clean Recording", *Data Storage*, October, 1996, pp.66-69
- (2) T. Mikio and H. Shinichi, "Dynamic Flying Characteristics of Magnetic Head Slider With Dust", *Journal of Tribology*, Vol.116, 1994, pp.95-100
- (3) N. Tagawa and M. Hashimoto, "Self-Loading Slider Dynamics for Non-Contact Start Stop Operation With Negative Pressure Air-Lubricated Slider Bearing in Magnetic Disk Storage", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 111, 1989, pp.698-702
- (4) T. G. Jeong and D. B. Bogy, "Unloaded Slider

- Vibration Excited by Air Flow Between Slider and Rotating Disk”, *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol.28, No.5, 1992, pp.2530-2541
- (5) M. Hashimoto, H. Kajitani and N. Tagawa, “Development of a New Sub-Sub Micron Flying Ramp-Loading Head with Emphasis on Slider Roll Control Capability”, *IEEE Transaction on Magnetics*, Vol.28, No.5, 1992, pp.2536-2538
- (6) P. G. Levi and F. E. Talke, “Effect of Ramp Profile and Spindle Speed on Head-Disk Contact During Rotary Load/Unload”, *IEEE Transaction on Magnetics*, 1993, Vol.29, No.6, pp.3918-3920
- (7) C. Hardie, A. Menon, P. Crance and D. Egbert, “Analysis and Performance Characteristics of the Seagate Advanced Air Bearing Slider”, *IEEE Transactions on Magnetics*, 1994, Vol.30, No.2, pp.424-432
- (8) Q. H. Zeng and D. B. Bogy, “Slider Air Bearing Designs for Load/Unload Application”, *IEEE Transactions on Magnetics*, 1999, Vol.35, No.2, pp.745-751
- (9) Q. H. Zeng, M. Chapin and D. B. Bogy, “Dynamics of the Unload Process for Negative Pressure Sliders”, *IEEE Transactions on Magnetics*, 1999, Vol.35, No.2, pp.916-920
- (10) Q. H. Zeng and D. B. Bogy, “Effects of Certain Design Parameters on Load/Unload Performance”, *IEEE Transactions on Magnetics*, 2000, Vol.36, No.1, pp.140-147
- (11) 최승복, 정재천, 박노준, “형상기억합금(SMA)을 이용한 지능 구조물 시스템”, 한국소음진동 공학회지, 제 5 권 제 3 호, 1995, pp.284-291
- (12) S. B. Choi and J. H. Hwang, “Structural Vibration Control Using Shape Memory Actuators”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.231, No.4, April 2000, pp. 1168-1174
- (13) W. S. Levine, “The Control Handbook”, CRC Press, Inc., 1996
- (14) S. B. Choi and D. W. Park, “Moving Sliding Surface for Fast Tracking Control of Second-Order Dynamical Systems”, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 1994, Vol. 116, No.1, pp.154-158