

〈논 문〉

자동 볼 평형장치를 이용한 광 디스크 드라이브의 진동 저감

Vibration Reduction of an Optical Disk Drive Using an Automatic Ball Balancer

이 동 진* · 정 진 태** · 노 대 성***

Dong-Jin Lee, Jintai Chung and Dae-Sung Ro

(1998년 12월 12일 접수 : 1999년 2월 27일 심사완료)

Key Words : Automatic Ball Balancer(자동 볼 평형장치), Optical Disk Drive(광 디스크 드라이브), Dynamic Stability(동적 안정성), Perturbation Method(섭동법), Equilibrium Position(평형위치), Floquet Theory(Floquet 이론)

ABSTRACT

Vibration reduction of an optical disk drive is achieved by an automatic ball balancer and dynamic behaviors of the drive are studied by theoretical approaches. Using Lagrange's equation, we derive nonlinear equations of motion for a non-autonomous system with respect to the rectangular coordinate. To investigate the dynamic stability of the system in the neighborhood of equilibrium positions, the Floquet theory is applied to the perturbed equations. On the other hand, time responses are computed by an explicit time integration method. We also investigate the effects of mass center and the position of the ABB on the dynamic behaviors of the system.

1. 서 론

자동 볼 평형장치는 CD-ROM, DVD드라이브, 드럼세탁기, 자동차 또는 공작기계 등과 같이 회전체의 주 진동원으로 작용하는 가변적 질량 불평형(variable mass unbalance)을 볼의 질량에 의해 자동적으로 줄여주는 장치이다. 질량 편심이 사용조건에 따라 변하는 회전체에 대해서는 1회의 밸런싱으로 소기의 성과를 얻을 수 없다. 이러한 이유로 회

전체의 가변 질량 불평형을 자동 볼 평형장치를 이용하여 자동적으로 제거하려는 노력이 진행 중이다. 그러나 많은 응용분야와 다양한 형태의 자동 볼 평형장치의 적용에도 불구하고 그 작동원리 및 시스템의 동적 특성 등에 대한 그리 많은 연구가 수행되지 못했고 최근에 이르러 체계적이고 해석적인 접근이 시도되고 있다.

이론적인 해석을 위한 Alexander⁽¹⁾의 초기적 노력과 Cade⁽²⁾의 현실적 필요성의 주장에도 불구하고 명백한 이론적 근거를 제시하지 못하였으나 Lee와 Van Moorhem^(3,4)이 직교 좌표계에 의한 해석적, 실험적 연구로 자동평형원리의 일부를 규명하였다. 최근에 이르러 Chung과 Ro⁽⁵⁾가 극좌표를 이용해 자동 볼 평형장치의 안정성 및 동특성을 분석하여

* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

** 정회원, 한양대학교 공학대학 기계공학과

*** 삼성전자(주) ROM개발그룹

자동 볼 평형장치의 작동원리를 규명하고 설계조건을 제시하였으며, 나아가 이중레이스를 갖는 자동 볼 평형장치에 대한 동적해석을 수행하였다.⁽⁶⁾

본 연구에서는 참고문헌 (5)와 (6)에서 수행된 연구결과를 바탕으로 자동 볼 평형장치가 CD-ROM 및 DVD의 광 디스크 드라이브에 장착된 상태에서 즉, 자동 볼 평형장치와 구조물이 연성되었을 때 동적 거동에 대한 연구를 수행하였다. 이를 위해 직교 좌표계를 이용하여 자동 볼 평형장치와 구조물에 대해 연성된 비선형 운동방정식을 유도하였고 섭동법을 적용하여 평형위치와 평형위치 부근에서 선형화된 운동방정식을 유도하였다. 그리고 밸런싱이 이루어 지는 균형평형위치(balanced equilibrium position)에 대해 선형화된 운동방정식에 Floquet 이론을 적용하여 안정성을 해석하였다. 또한 자동 볼 평형장치가 밸런싱 목적을 달성하기 위한 설계조건을 구하기 위해, 자동 볼 평형장치가 장착되는 구조물의 질량중심과 자동 볼 평형장치의 장착위치 등을 변화 시키며 동적 시간응답을 해석함으로써 자동 볼 평형장치의 설계자에게 필요한 설계변수를 제시하였다.

2. 비선형 지배 방정식

2.1 시스템의 구조

광 디스크 드라이브에서 자동 볼 평형장치가 장착되는 피딩 시스템(feeding system)의 개략적인 구조는 Fig. 1과 같다. 피딩 데크(feeding deck)의 중앙 부분은 광 픽업(pick-up)이 위치하는 부분이며, 피딩 데크는 네 모서리에 실패형상의 축 대칭 고무

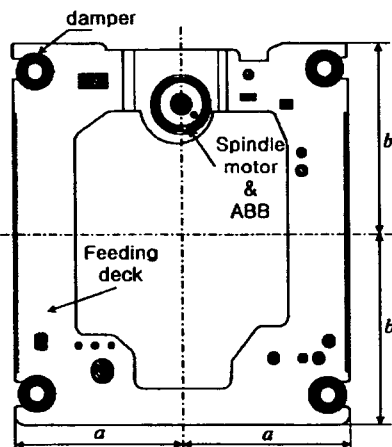


Fig. 1 Automatic ball balancer mounted on the feeding deck of an optical disk drive

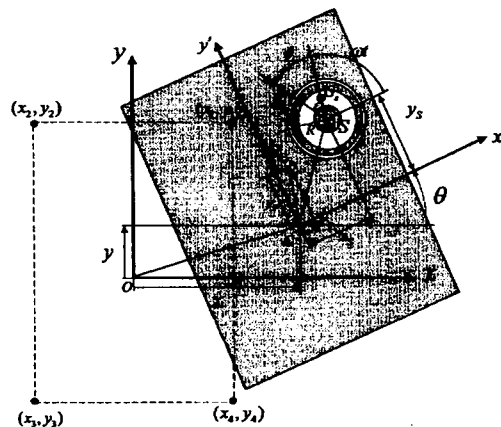


Fig. 2 Vibration model of the system

뎀퍼에 의해 지지된다. 그리고 자동 볼 평형장치는 피딩 데크에 고정된 스피들 모터(spindle motor)에 장착되어 스피들 모터와 함께 회전한다. 자동 볼 평형장치의 구조는 원형의 레이스에 볼이 점성을 갖는 유체 속을 자유롭게 움직일 수 있도록 되어있다.

해석을 용이하게 하기위해 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 피딩 데크를 균일한 사각평판으로 가정하여 단순화 하였다. Fig. 2에서 점선은 진동하고 있지 않는 데크의 위치를 나타내며 실선은 진동하고 있는 임의의 시간의 위치를 나타낸다. 그리고 xy 좌표는 관성좌표계를, $x'y'$ 좌표는 데크의 기하학적 중심 C 에 고정된 좌표계를 나타낸다. 피딩 데크의 평면 내의 강체운동만을 고려하면, 피딩 데크의 병진운동을 좌표 x 와 y 로 나타낼 수 있고 회전운동을 좌표 θ 로 표현할 수 있다. 점 (x_i, y_i) 는 각 고무 뎀퍼의 위치좌표이고, 피딩 데크의 질량중심 G_F 에 대한 위치를 x_F 와 y_F 로, 스피들 모터의 회전중심 S 의 위치를 x_S 와 y_S 로 정의하였다. 스피들 모터의 편심을 ϵ 이라 하고 각속도를 ω 라고 하면 스피들 모터의 질량중심 G_S 는 ϵ 과 ω 에 의해 정의된다. 그리고 i 번째 볼 B_i 의 위치를 레이스의 반경 R 과 질량중심으로 부터의 각도 ϕ_i 로 정의 한다. 한편 데크와 스피들 모터가 여러 개의 나사로 체결되므로 데크와 스피들 모터 사이의 강성은 고무 뎀퍼의 강성에 비해 매우 높으므로 데크와 스피들 모터 사이의 상대변위가 없다고 가정하였다.

2.2 비선형 운동방정식의 유도

구조물과 연성된 자동 볼 평형장치의 지배방정식

은 다음과 같은 Lagrange 방정식으로 유도된다

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial V}{\partial q_k} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_k} = 0 \quad (1)$$

여기서 T 는 운동에너지, V 는 위치에너지, F 는 Rayleigh 감쇠 함수를, 그리고 q_k 는 일반좌표를 나타낸다. 시스템의 운동을 기술하기 위한 일반좌표를 x, y, θ 그리고 $\phi_i (i=1, \dots, n)$ 로 설정할 수 있다. 따라서 식 (1)에 의해 $n+3$ 개의 독립된 비선형 운동방정식이 얻어진다.

시스템이 평면운동만 한다고 가정하면 피딩 데크의 질량 중심 G_F 의 위치벡터는 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{r}_{GF} = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_F \\ y_F \end{bmatrix} \quad (2)$$

그리고 스펀들 모터의 질량중심 G_S 와 i 번째 볼의 위치를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{r}_{GS} = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_S + \varepsilon \cos \omega t \\ y_S + \varepsilon \sin \omega t \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\mathbf{r}_{Bi} = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_S + R \cos(\alpha + \varphi) \\ y_S + R \sin(\alpha + \varphi) \end{bmatrix} \quad (4)$$

볼의 질량이 모두 같고 크기가 작다고 가정한다면 시스템의 운동에너지는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} I_{GF} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} M_F \dot{\mathbf{r}}_{GF} \cdot \dot{\mathbf{r}}_{GF} \\ & + \frac{1}{2} I_{GS} (\dot{\theta} + \dot{\alpha})^2 + \frac{1}{2} M_S \dot{\mathbf{r}}_{GS} \cdot \dot{\mathbf{r}}_{GS} \\ & + \frac{1}{2} m \sum_{i=1}^n \dot{\mathbf{r}}_{Bi} \cdot \dot{\mathbf{r}}_{Bi} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 I_{GF} 와 I_{GS} 는 피딩 데크와 스펀들 모터의 질량중심 G_F 와 G_S 에 대한 질량관성 모멘트를 각각 나타내며, M_F 와 M_S 는 피딩 데크와 스펀들 모터의 질량을 그리고 m 은 볼 한 개의 질량을 나타낸다. 중력에 의한 위치에너지를 무시할 때 고무 댐퍼에 대한 위치에너지는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$V = \frac{1}{2} 4k \{ (x^2 + y^2) + (a^2 + b^2) [\sin^2 \theta + (\cos \theta - 1)^2] \} \quad (6)$$

여기서 k 는 댐퍼의 강성계수를 의미한다. 반면에 볼과 레이스 사이의 마찰을 무시하면 Rayleigh 감

쇠 함수 F 는 다음과 같이 주어진다.

$$F = \frac{1}{2} 4c \{ (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + (a^2 + b^2) \dot{\theta}^2 \} + \frac{1}{2} D \sum_{i=1}^n \dot{\phi}_i^2 \quad (7)$$

여기서 c 는 댐퍼의 감쇠계수를 의미하고 D 는 유효활유의 점성계수를 나타낸다.

식 (5)~(7)을 식 (1)에 대입하면 다음과 같은 비선형 운동방정식을 얻는다.

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + 4c\dot{x} + 4kx - \ddot{\theta} [M_F r_x^F + (M_S + nm) r_x^S] \\ - \dot{\theta}^2 [M_F r_y^F + (M_S + nm) r_y^S] \\ - mR \sum_{i=1}^n \{ (\ddot{\theta} + \ddot{\phi}_i) S_i^0 + (\dot{\theta} + \dot{\omega} + \dot{\phi}_i)^2 C_i^0 \} \\ = M_S \varepsilon \{ (\omega + \dot{\theta})^2 C^\omega + \ddot{\theta} S^\omega \} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} M\ddot{y} + 4c\dot{y} + 4ky + \ddot{\theta} [M_F r_y^F + (M_S + nm) r_y^S] \\ - \dot{\theta}^2 [M_F r_x^F + (M_S + nm) r_x^S] \\ + mR \sum_{i=1}^n \{ (\ddot{\theta} + \ddot{\phi}_i) C_i^0 - (\dot{\theta} + \dot{\omega} + \dot{\phi}_i)^2 S_i^0 \} \\ = M_S \varepsilon \{ (\omega + \dot{\theta})^2 S^\omega - \ddot{\theta} C^\omega \} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} (I_{GF} + I_{GS}) \ddot{\theta} + 4c(a^2 + b^2) \dot{\theta} + 4k(a^2 + b^2) \sin \theta \\ + M_F \{ (x_F^2 + y_F^2) \ddot{\theta} - r_x^F \ddot{x} + r_y^F \ddot{y} \} \\ + (M_S + nm) \{ (x_S^2 + y_S^2) \ddot{\theta} - r_x^S \ddot{x} + r_y^S \ddot{y} \} \\ + mR \sum_{i=1}^n \{ R(\ddot{\theta} + \ddot{\phi}_i) + (2\dot{\theta} + \dot{\phi}_i)(y_S S_i + x_S C_i) \\ + (\dot{\phi}_i + \omega + 2\dot{\theta})(\omega + \dot{\phi}_i)(y_S C_i - x_S S_i) - \ddot{x} S_i + \ddot{y} C_i \} \\ = M_S \varepsilon \{ -\varepsilon \ddot{\theta} - 2\ddot{\theta} r_x^\omega - \omega(2\dot{\theta} + \dot{\omega}) r_y^\omega + \ddot{x} S^\omega - \ddot{y} C^\omega \} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} m \{ R^2 (\ddot{\phi}_i + \ddot{\theta}) + R \ddot{\theta} (y_S S_i + x_S C_i) \\ - R \dot{\theta}^2 (y_S C_i - x_S S_i) - R (\ddot{x} S_i - \ddot{y} C_i) \} \\ + D \dot{\phi}_i = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (11)$$

여기서

$$\begin{aligned} M = M_F + M_S + nm \\ r_x^F = x_F \sin \theta + y_F \cos \theta \\ r_y^F = x_F \cos \theta - y_F \sin \theta \\ r_x^S = x_S \sin \theta + y_S \cos \theta \\ r_y^S = x_S \cos \theta - y_S \sin \theta \\ r_x^\omega = y_S \sin \omega t + x_S \cos \omega t \\ r_y^\omega = y_S \cos \omega t - x_S \sin \omega t \\ S_i^0 = \sin(\phi_i + \omega t + \theta), \quad C_i^0 = \cos(\phi_i + \omega t + \theta) \\ S_i = \sin(\phi_i + \omega t), \quad C_i = \cos(\phi_i + \omega t) \\ S^\omega = \sin(\alpha + \theta), \quad C^\omega = \cos(\alpha + \theta) \end{aligned} \quad (12)$$

3. 평형위치 및 안정성 분석

3.1 섭동법(Perturbation Method)의 적용

식 (8)~(11)은 non-autonomous 시스템에 대한 비선형 운동방정식이다. 이들 비선형 방정식을 평형 위치에 대해 선형화시키면, 선형화된 운동방정식의 계수가 시간의 함수가 되어 매개변수 가진을 받는 경우가 된다. 따라서 선형화된 방정식을 갖고 평형 위치 부근에서 안정성을 조사하기 위해서는 Floquet 이론의 적용이 필요하다. 먼저 섭동법을 적용하여 평형위치와 평형위치 부근에서 선형화된 섭동방정식을 얻을 수 있다. 이를 위해 각 일반좌표를 평형위치에 대해 변화된 형태로 표현할 수 있다. 즉,

$$\begin{aligned} x &= x^* + \delta \hat{x}_1 + 0(\delta^2) \\ y &= y^* + \delta \hat{y}_1 + 0(\delta^2) \\ \theta &= \theta^* + \delta \hat{\theta}_1 + 0(\delta^2) \\ \phi_i &= \phi_i^* + \delta \hat{\phi}_{i1} + 0(\delta^2) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 x^*, y^*, θ^* 와 ϕ_i^* 는 x, y, θ 와 ϕ_i 의 평형 위치를 나타내고 δ 는 미소의 섭동량을 의미한다. 식 (13)을 (8)~(11)에 대입하고 δ 에 대해 정리하면 평형위치 관계식과 평형위치 부근에서 선형화된 지배방정식을 얻을 수 있다. 그리고 평형위치는 균형 평형위치(balanced equilibrium position)와 불균형 평형위치(unbalanced equilibrium position)로 구별할 수 있으며, 본 논문에서는 관심의 대상인 균형 평형위치에 대해 동적해석을 수행하였다. 시스템의 완전 밸런싱이 이루어지면 즉, 균형 평형위치에 있으면 다음식을 만족한다.

$$\begin{aligned} \dot{x}^* &= \dot{y}^* = 0 \\ \dot{\theta}^* &= 0 \\ M_S \epsilon + mR \sum_{i=1}^n \cos \phi_i^* &= 0 \\ \sum_{i=1}^n \sin \phi_i^* &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)는 불이 스피들 모터와 정적 평형 상태에 있다는 것을 의미한다.

3.2 안정성분석

섭동법에 의해 얻어진 선형화된 섭동방정식은 다음과 같은 행렬-벡터식으로 표현할 수 있다.

$$\mathbf{M}(t) \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}(t) \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}(t) \mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (15)$$

여기서 $\mathbf{x} = \{\hat{x}_1, \hat{y}_1, \hat{\theta}_1, \hat{\phi}_1, \hat{\phi}_2, \dots, \hat{\phi}_n\}^T$ 이고 Floquet 이론을 적용하기 위해 식 (15)를 상태벡터 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\mathbf{A}(t) \dot{\mathbf{y}} = \mathbf{B}(t) \mathbf{y} \quad (16)$$

여기서

$$\mathbf{y} = \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \mathbf{x} \end{Bmatrix} \quad (17)$$

$$\mathbf{A}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{C} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{K} \end{bmatrix} \quad (18)$$

식 (16)을 표준형으로 다시 표현하면

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{S}(t) \mathbf{y} \quad (19)$$

여기서

$$\mathbf{S}(t) = \mathbf{A}(t)^{-1} \mathbf{B}(t) \quad (20)$$

매개변수의 주기를 T 라 할 때 식 (20)의 시스템 행렬은 $\mathbf{S}(T+t) = \mathbf{S}(t)$ 를 만족하는 주기행렬이므로 시스템의 고유치인 식 (19)의 특성지수(characteristic exponent)를 결정하기 위해서

$\mathbf{U}(0) = \mathbf{I}$ (\mathbf{I} 는 항등행렬)의 초기조건을 갖고 한 주기 T 동안 $\dot{\mathbf{U}} = \mathbf{S}(t) \mathbf{U}$ 를 만족하는 행렬 \mathbf{U} 를 수치적으로 구하여야 한다. 주기 T 에 대한 비특이성 상수행렬(non-singular constant matrix) $\mathbf{U}(T)$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{U}(\Delta t) &= \mathbf{I} + \Delta t \mathbf{S}(0) \mathbf{U}(0) \\ \mathbf{U}(2\Delta t) &= \mathbf{U}(\Delta t) + \Delta t \mathbf{S}(\Delta t) \mathbf{U}(\Delta t) \\ \mathbf{U}(3\Delta t) &= \mathbf{U}(2\Delta t) + \Delta t \mathbf{S}(2\Delta t) \mathbf{U}(2\Delta t) \\ &\vdots \\ \mathbf{U}(T) &= \mathbf{U}(T - \Delta t) + \Delta t \mathbf{S}(T - \Delta t) \mathbf{U}(T - \Delta t) \end{aligned} \quad (21)$$

그리고 다음과 같은 특성방정식을 풀어 특성해 즉, 특성승수(characteristic multiplier) λ 를 구할 수 있다. 즉,

$$\det(\mathbf{U}(T) - \lambda \mathbf{I}) = 0 \quad (22)$$

식 (22)에서 구한 복소수 형태의 특성승수의 크기가 모두 1보다 작다면 시스템은 점진적으로 안정(asymptotically stable)하다고 말할 수 있으며, 반면 한 개라도 1보다 클 경우 그 시스템은 불안정하다고 판정할 수 있다.

Table 1 Material properties and dimensions of the system

Variables	Values	Variables	Values
M_F	0.1604 kg	c	1.14935 kg/s
M_S	0.0398 kg	k	16.596 N/cm
m	4.30715e-4 kg	D	0.000005 kg
I_{GF}	3.413 kg-cm ²	x_F	-0.225 cm
I_{GS}	42758e-2 kg-cm ²	y_F	0.9 cm
R	1.46625 cm	x_S	-0.125 cm
ϵ	2.51256e-2 cm	y_S	3.9 cm
n	2	a	5.725 cm
		b	5.8 cm

자동 불 평형장치의 시스템 변수 중 편심량, 불의 질량, 회전축의 감쇠영향 그리고 윤활유의 점성 등이 시스템의 안정성에 미치는 영향은 이미 조사된 바 있으므로^(5,6) 본 연구에서는 연성된 구조물의 시스템 변수 중 테크의 질량중심, 스피들 모터 위치 즉, 자동 불 평형장치의 장착위치 그리고 회전속도 등의 변화에 따른 시스템의 안정성을 조사하였다. 이때, 시스템의 물성치와 제원은 Table 1과 같다.

먼저, 운전속도 ω 와 스피들 모터의 y 방향 장착위치 y_S 가 시스템의 밸런싱에 끼치는 영향을 살펴 보도록 하자. $x_S=0$ 일 때 ω 와 y_S 를 변화시켜가며 Floquet 이론에 의해 균형평형위치 부근에서의 시스템의 안정성 분석 결과를 Fig. 3에 도시하였다. Fig. 3에서 빗금친 부분은 시스템의 안정영역 즉, 밸런싱이 이루어지는 영역을 나타내며, 점선은 선형화된 시스템

의 고유진동수인데 177 rad/sec와 181 rad/sec는 시스템의 병진운동에 대한 고유진동수이고 348 rad/sec는 시스템의 회전운동에 대한 고유진동수이다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 운전속도 ω 가 시스템의 병진운동에 대한 고유진동수보다 클 때 시스템의 밸런싱이 이루어짐을 알 수 있고 스피들 모터의 위치가 시스템의 안정성에 영향을 끼치지 않는다는 사실을 알 수 있다. 흥미로운 사실은 시스템의 회전운동에 대한 고유진동수가 시스템의 밸런싱에 영향을 미치지 않는 점이다. 결론적으로 자동 불 평형장치를 설계할 때 시스템의 병진운동에 대한 고유진동수를 운전속도보다 낮게 설계하여야 밸런싱을 달성할 수 있다.

피딩 테크의 질량중심의 위치가 시스템의 밸런싱에 미치는 영향을 Floquet 이론에 의해 분석하였다. 운전속도 ω 와 피딩 테크의 y 방향 질량중심 y_F 를 변화시켜가며 분석한 안정성의 결과를 Fig. 4에 도시하였다. Fig. 4가 제시하는 중요한 사실은 운전속도가 시스템의 병진운동에 대한 고유진동수보다 매우 높다하더라도 피딩 테크의 질량중심이 도심과 큰 차이를 보이는 위치에서 균형평형위치 부근에서 시스템이 불안정하여 밸런싱을 하지 못하는 점이다. 피딩 테크의 질량중심의 위치가 도심의 위치에 가까워 질수록 안정영역이 넓어지기 때문에 피딩 테크의 질량중심이 도심에 위치하도록 설계할 필요가 있다. 참고문헌 (8)에서 제시한 것처럼 광 디스크 드라이브의 서보제어의 강인성 확보와 피딩 테크의 기울어짐 모드에 의한 진동을 억제하기 위하여 피딩 테크의 질량중심을 도심과 일치시키는 것이 바람직하다. 따라서 자동 불 평형장치의 밸런싱을 위한 운전속도의 범위를 가능한 한 넓히고 피딩 테크의 기울어짐

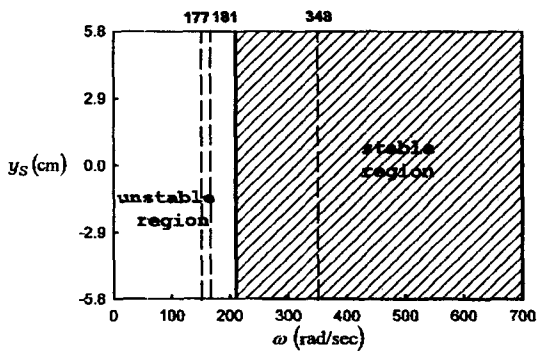


Fig. 3 Dynamic stability for the variation of ω and y_S when $x_S=0$ cm

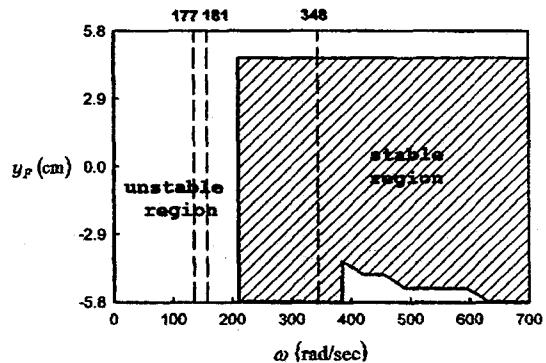


Fig. 4 Dynamic stability for the variation of ω and y_F when $x_F=0$ cm

모드(tilting mode)에 의한 진동을 극소화하기 위해 피딩 테크의 질량중심을 도심과 일치시키는 것이 바람직하다.

4. 시간응답 계산

앞 절에서 제시한 자동 불 평형장치가 장착된 시스템의 안정성을 검증하고 시간영역에서의 동특성을 분석하기 위하여 비선형 지배방정식에 시간적분법을 적용하여 시간응답을 구하였다. 본 연구에서는 Chung과 Lee⁽⁷⁾에 의해 개발된 명시적 시간적분법을 사용하였다. 계산에 사용된 물성치는 Table 1의 값과 같으며, 초기조건은 $x(0) = y(0) = 1 \times 10^{-2}$ cm, $\theta(0) = 0^\circ$, $\phi_1(0) = 10^\circ$, $\phi_2(0) = 20^\circ$ 그리고 $\dot{x}(0) = \dot{y}(0) = \dot{\theta}(0) = \dot{\phi}_1(0) = \dot{\phi}_2(0) = 0$ 으로 가정하고 시간간격을 $\Delta t = 2 \times 10^{-5}$ sec 로 하였다.

광 디스크에 대한 피딩 테크의 진동량을 나타낼 때 일반적으로 스피들 모터에서의 진동량으로 일반적으로 표시한다. Fig. 2의 스피들 모터 S의 진동량을 \bar{S} 라 하면 \bar{S} 를 스피들 모터의 x 방향과 y 방향의 진동량 S_x 와 S_y 로 나타낼 수 있다. 즉,

$$\bar{S} = \sqrt{S_x^2 + S_y^2} \quad (23)$$

여기서

$$\begin{aligned} S_x &= [x + x_S(\cos\theta - 1) - y_S \sin\theta] \\ S_y &= [y + x_S \sin\theta + y_S(\cos\theta - 1)] \end{aligned} \quad (24)$$

앞에서 수행한 안정성 분석을 검증하기 위하여, 회전속도, 피딩 테크의 질량중심과 스피들 모터의 위치에 따른 안정영역과 불안정영역 각각에 대하여

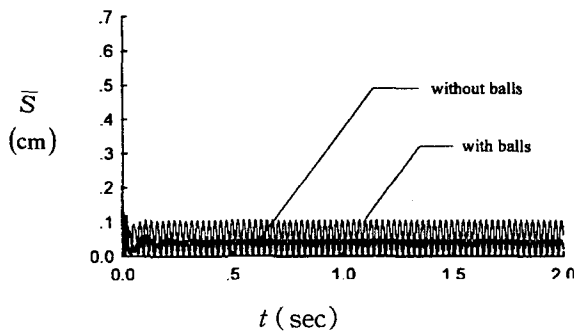


Fig. 5 Displacement of the spindle motor when $\omega = 120$ rad/sec with $x_S = -0.125$ cm, $y_S = 3.9$ cm, $x_F = -0.225$ cm and $y_F = 0.9$ cm

스핀들 모터의 중심에 대한 시간응답을 분석하였다. 논의를 간단히 하기 위해서 본 논문에서는 불의 충돌 및 기하학적인 간섭을 무시하였다. 먼저 시스템이 불안정 영역에 존재하는 경우 즉, 회전속도 ω 가 시스템의 병진운동에 대한 고유진동수 이하의

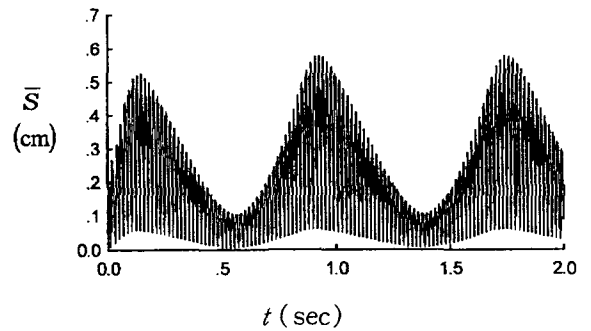
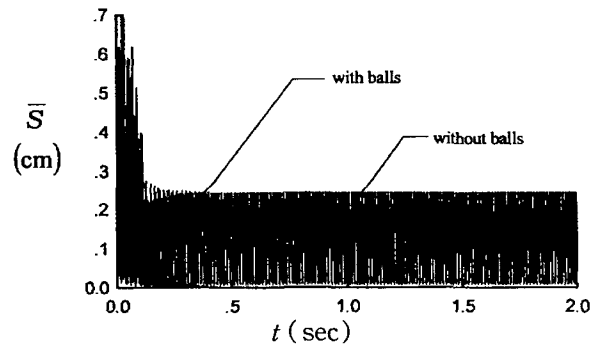
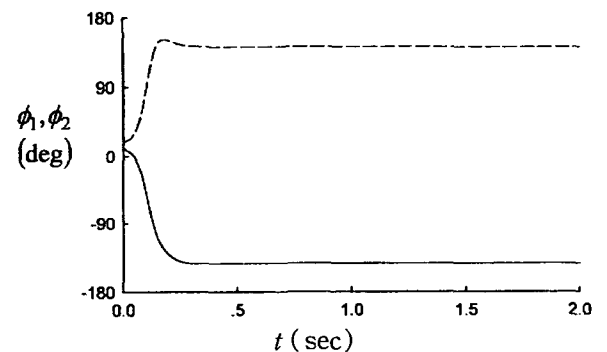


Fig. 6 Displacement of the spindle motor when $\omega = 181$ rad/sec with $x_S = -0.125$ cm, $y_S = 3.9$ cm, $x_F = -0.225$ cm and $y_F = 0.9$ cm



(a) Displacement of the spindle motor



(b) Ball positions

Fig. 7 Displacement of the spindle motor and ball positions when $\omega = 500$ rad/sec with $x_S = -0.125$ cm, $y_S = 3.9$ cm, $x_F = -0.225$ cm and $y_F = 0.9$ cm

$\omega = 120$ rad/sec 일 때 Fig. 5와 같이 불이 시간이 지남에 따라 질량 중심 방향으로 모여 편심을 보상하지 못하고 잔류진동을 유발함을 알 수 있다. 이와 유사하게 운전속도 ω 가 시스템의 병진운동에 대한 고유진동수 중 하나와 일치할 때 스피들 모터 중심의 잔류진동이 존재하며 공진에 의하여 진폭이 증감을 반복함을 Fig. 6에서 확인할 수 있다.

다음으로 시스템이 안정영역에 존재하는 경우 즉, 밸런싱이 이루어 지는 경우를 분석하였다. 운전속도 ω 가 시스템의 병진운동에 대한 고유진동수보다 높고 안정영역에 있는 경우에는 Fig. 7에서 보여지듯이 불이 스피들 모터의 편심을 상쇄하는 위치에 이동하여 스피들 모터의 진동이 제거됨을 알 수 있다. 그리고 운전속도가 시스템의 회전운동에 대한 고유진동수와 일치하는 경우 즉, $\omega = 348$ rad/sec일 때, 시스템이 밸런싱되어 잔류진동이 제거됨을 Fig. 8에서 확인할 수 있다. 이 결과는 Fig. 3과 4에서의 안정성 분석 결과와 일치한다.

마지막으로 운전속도가 시스템의 병진운동에 대한

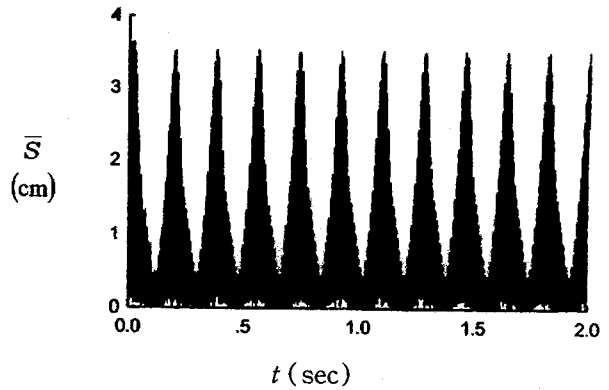


Fig. 9 Displacement of the spindle motor when $\omega = 500$ rad/sec with $x_S = -0.125$ cm, $y_S = 3.9$ cm, $x_F = 0$ cm and $y_F = -5.22$ cm

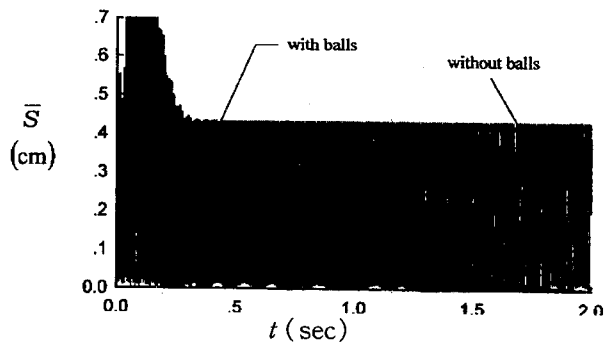
고유진동수보다 높지만, 시스템이 Fig. 4에서 보여지는 불안정영역에 존재하는 경우 즉, $\omega = 500$ rad/sec, $x_F = 0$ cm, $y_F = -5.22$ cm, $x_S = -0.125$ cm 그리고 $y_S = 3.9$ cm일 때, 시스템의 진폭이 커지고 불안정해짐을 Fig. 9에서 확인할 수 있다.

5. 결 론

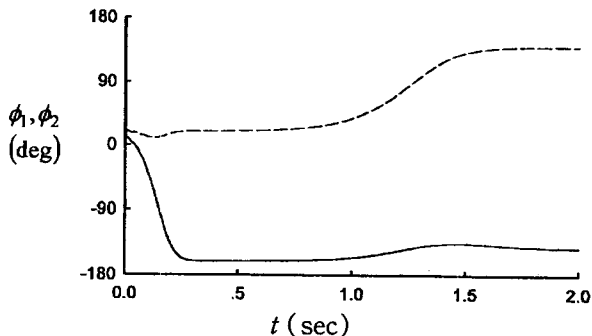
본 연구에서는 DVD, CD-ROM 드라이브와 같은 광 디스크 드라이브에 장착된 자동 불 평형장치의 동적 안정성과 시간 응답을 분석하였다. 분석 결과 스피들 모터의 운전속도가 스피들 모터와 피딩 테크를 포함한 시스템의 병진운동에 대한 고유진동수보다 높아야 밸런싱을 달성할 수 있고, 시스템의 회전운동에 대한 고유진동수는 시스템의 안정성에 영향을 끼치지 않음을 규명하였다. 이와 더불어 스피들 모터의 위치와 시스템의 질량중심의 위치가 안정성에 끼치는 영향을 분석하였는데, 스피들 모터의 위치는 안정성 즉, 밸런싱에 영향을 주지 않으며 시스템의 질량중심이 도심에서 지나치게 먼 곳에 위치하면 밸런싱을 이루지 못함을 규명하였다.

본 연구에서 제시하고자 하는 자동 불 평형장치를 장착한 광 디스크 드라이브의 피딩 테크의 설계기준은 다음과 같다.

- (1) 시스템의 병진운동에 대한 고유진동수가 스피들 모터의 운전속도보다 작게 되도록 댐퍼의 강성, 피딩 테크의 질량 등을 설계하여야 한다.
- (2) 피딩 테크의 질량 중심이 가능한 한 피딩 테크의 기하학적 중심과 일치하도록 설계하여야 한다.



(a) Displacement of the spindle motor



(b) Ball positions

Fig. 8 Displacement of the spindle motor and ball positions when $\omega = 348$ rad/sec with $x_S = -0.125$ cm, $y_S = 3.9$ cm, $x_F = 0$ cm and $y_F = 0.9$ cm

참 고 문 헌

- (1) Alexander, J. D., 1964, "An Automatic Dynamic Balancer", Proceeding, 2nd South-Eastern Conference, pp. 415~426.
- (2) Cade, J. W., 1965, "Self-Compensating Balancing in Rotating Mechanisms", Design News, pp. 234~239.
- (3) Lee, J., 1995, "An Analytical Study of Self-Compensating Dynamic Balancer with Damping Fluid and Ball", Shock and Vibration, Vol. 2, pp. 59~67.
- (4) Lee, J. and Van Moorhem, W. K., 1996, "Analytical and Experimental Analysis of a Self-Compensating Dynamic Balancer in a Rotating Mechanism", ASME Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol. 118, pp. 468~475.
- (5) Chung, J. and Ro, D-S, 1998, "Dynamic Analysis of an Automatic Dynamic Balancer for Rotating Mechanisms", Journal of Sound and Vibration, Submitted for Publication
- (6) 이동진, 정진태, 황철호, 1998, "이중레이스를 갖는 자동평형장치의 진동해석", 대한기계학회 춘계학술대회논문집 A권, pp. 450~456.
- (7) Chung, J. and Lee, J. M., 1994, "A New Family of Explicit Time Integration Methods for Linear and Non-Linear Structural Dynamics", International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 37, pp. 3361~3976.
- (8) 정진태, 박준민, 노대성, 1997, "CD-ROM 드라이브 피딩 시스템의 댐퍼 최적 위치", 한국소음진동공학회지, 제 7 권, 제 3 호, pp. 239~246.