

스핀 코터 시스템의 진동 저감을 위한 3 차원 모델링과 민감도 해석

채호철*, 류인철*, 한창수**

3-Dimensional Modeling and Sensitivity Analysis for Vibration Reduction of the Spin-Coater System

Ho Chol Chae*, In Cheol Ryu* and Chang Soo Han***

ABSTRACT

In this paper, the dynamic system modeling and the state sensitivity analysis of the spin-coater system are proposed for the reduction of the vibration. In the respect of modeling, the spin-coater system is considered to be composed of servomotor, spindle, supporting base and so on. Each component of model is combined and derived to 3 dimensional equations. The combined model is verified by experimental values of actual system in the frequency domain.

By direct differentiation of the constraint equations with respect to kinematic design variables, such as eccentricity of spindle, moment of inertia, rotational stiffness and damping of supported base, sensitivity equations are derived to the verified state equations. Sensitivity of design variables could be used for vibration reduction and natural frequency shift in the frequency domain. Finally, dominant design variables are selected from the sensitivity analysis.

Key Words : Spin-coater(스핀코터), Vibration(진동), System modeling(시스템 모델링), Model verification(모델 검증), Sensitivity analysis(민감도 해석), Natural frequency(고유 진동수)

기호설명

x, y = displacement of spindle

m = mass of spindle

k = stiffness of bearing

c = damping of bearing

ε = eccentricity of spindle

$\theta_{x_1}, \theta_{y_1}$ = rotation angle of frame

$\theta_{x_2}, \theta_{y_2}, \theta_{z_2}$ = rotation angle of spindle

J_{x_1}, J_{y_1} = moment of inertia of frame

J_{x_2}, J_{y_2} = moment of inertia of spindle

K_x, K_y = rotational stiffness of frame

C_x, C_y = rotational damping of frame

F_{k_1}, F_{k_2} = stiffness force between spindle and frame

F_{c_1}, F_{c_2} = damping force between spindle and frame

l_u, l_l = distance to bearing from mass center of spindle

l_a, l_b = distance to bearing from rotation center of frame

1. 서론

≡ 2002년 5월 13일 접수

* 한양대학교 대학원

** 한양대학교 기계공학과

스핀코터(spin-coater)는 회전운동의 원심력을 이용하는 코팅 장비로서 반도체 웨이퍼(wafer) 공정등에 일반적으로 사용되고 있다. 본 연구에서 적용 대상이 되는 스핀코터 시스템은 TFT-LCD의 칼라 필터 제조시에 얇은 필름 막 코팅에 이용되는 장치이다. TFT-LCD 제작 공정중에서, 액체의 감광제(Photo Resist)로 고르게 색층막을 형성하기 위해 평판을 회전시킨 후 그 원심력을 이용하여 용제를 판 위에 코팅하는데 스핀코터가 사용된다.

스핀코터에서 원심력은 서보 모터를 통해 벨트에 전달된다. 벨트에 전달된 회전은 스핀들을 회전시키고, 이 과정에서 스핀들의 불평형 질량으로 인해 진동이 발생하게 된다. 이런 진동은 평판에 고르게 색층막을 형성하는데 저해 요인이 된다. 또한 기기에 붙어 있던 고형화된 입자는 회전에 의해 발생하는 진동 에너지로 탈락하게 된다. 이런 요인들은 불균일한 코팅 막을 형성하는데 기인하며 전체적인 수율에 큰 영향을 미친다. 따라서 코팅작업의 신뢰성과 수율향상을 위해서 진동 발생을 최소화하는 것이 요구되고 있으며, 이런 진동 에너지를 최소화하기 위해서는 스핀 코터의 운동 특성을 고찰하는 것이 매우 중요하다^[1].

본 연구의 목적은 스핀코터의 진동을 억제하고 안정적으로 구동하게 하는 설계 변수를 제시하는 것이다. 연구 방법으로 먼저, 스핀코터의 모델링을 통해 스핀 코터의 동특성을 해석적으로 묘사하고자 한다. 다음에 이 모델의 신뢰성을 확보하기 위해 실험과 모델의 시뮬레이션으로 검증한다. 이렇게 검증된 모델은 라인상의 직접적 실험을 대체하는 효과도 얻을 것이다. 마지막으로 주파수 영역의 분석을 기초로 한 민감도 해석 방법을 통해 진동을 억제하고 안정적 구동을 위한 설계 변수를 제시하고자 한다.

스핀코터는 회전체역학(rotordynamics) 시스템으로 분류되는데, 시스템의 진동 원인으로는 불평형 질량이나 축 정렬의 불일치에 의한 경우가 많으나 때로는 베어링이나 축이 갖는 비대칭성의 요인에 기인하는 경우도 있다^[9]. Rotordynamics에 관련된 기존의 연구들은 회전축에 유한 요소법 혹은 전달 행렬법등과 같은 회전축의 진동 모드를 구하는 방법이나 회전 지지부인 베어링계를 해석하는 방법^{[2][3][4][10]}을 이용하였다. 이런 접근 방법은 고유 진동수에 비해 높은 회전 속도를 요하는 회전축과 고정된 베어링에 유용하게 적용되었다.

그러나 TFT-LCD 공정의 스핀코터 시스템과 같이 비교적 저속(max 2000rpm)으로 회전하는 장치는 회전축의 고유진동수가 장치의 정상적인 작동에 큰 문제가 되지 않으므로 진동 억제를 위한 보다 효과적인 적절한 방법을 제시해야만 한다. 따라서 스핀코터와 같은 저속 회전을 하는 시스템은 유연한 지지부, 벨트, 서보 모터등이 복합된 부분까지는 모델링에 포함시켜야 한다. 본 연구에서는 회전축과 베어링 뿐만 아니라 지지부, 서보 모터까지 고려한 모델을 제시하고자 한다.

따라서, 본 연구에서는 스핀코터의 진동 저감에 대한 연구를 수행하기 위해서 먼저 스핀코터 시스템에 관한 모델링을 수행하였다. 스핀 코터 시스템은 크게 서보 모터, 벨트, 베어링, 스핀들 축 그리고 지지부로 구성된 복잡한 구조를 하고 있다. 공정상 필요로 하는 회전 속도는 서보 모터를 통해 타이밍 벨트, 베어링 스핀들 축 그리고 지지부로 전달된다. 이 요소들을 결합하여 얻어진 운동 방정식은 각 상태의 변화를 관측할 수 있는 상태 공간 형태(state space form)로 표현하였다.

유도된 운동 방정식을 검증하기 위해서 스핀코터 시스템과 해석 모델은 가속도의 파워 스펙트럼(power spectrum)을 이용하여 비교·검증하였다. 검증된 모델로부터 상태 민감도 해석(state sensitivity analysis)을 이용하여 전체 시스템의 성능 향상 방안 제시를 위한 설계 변수들을 얻었다.

2. 스핀 코터 시스템의 모델링

스핀 코터는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 크게 서보 모터(servo-motor), 벨트(timing belt), 스핀들(spindle)과 지지부(frame)로 구성되어 있다. 서보 모터의 회전은 벨트를 통해 스핀들을 회전시킨다. 스핀들의 불평형 정렬로 발생한 가진력이 볼 베어링에 전달된다. 전달된 힘은 베어링의 지지 강성력이나 감쇠력을 통하여 지지부재에 전달된다.

스핀들은 기하학적으로 회전축(Z-축)에 대칭적인 강체로 가정하였다. 스핀 코터의 지지부에 고정된 베어링은 주 관성축(Z-축) 방향에 두 개가 장착되어 스핀들을 지지한다. 이 베어링들은 일정한 강성 계수 k 와 감쇠 계수 c 를 가지며, 선형적이고 등방성이라 가정하였다. 스핀들의 동적 거동은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 X, Y, Z 축에 회전운동과 X, Y 방향으로의 병진 운동을 한다고 가정

하였다^{[1][7]}.

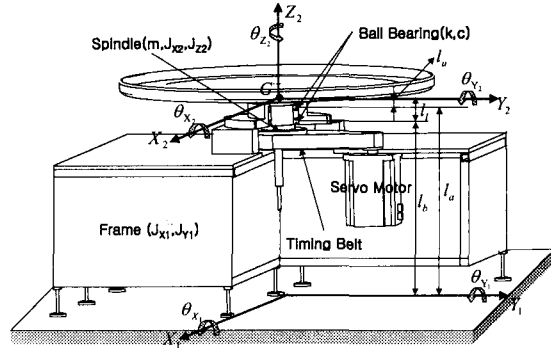


Fig. 1 Schematic of the spin-coater

지지부의 운동은 Fig. 2(a)와 같은 수직 병진운동과 (b)와 같은 지면을 중심으로 회전 운동을 한다고 생각할 수 있다.

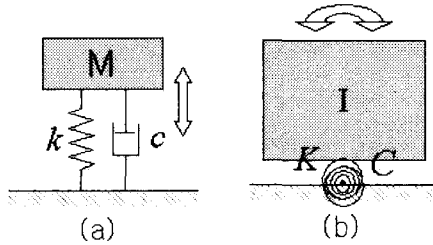


Fig. 2 Motion of support base

지지부의 모드 형상 실험을 통해 Fig. 3 과 같은 결과를 얻을 수 있는데, 이 그림은 -Y 방향으로 가진 입력을 가하였을 때 지지프레임의 1 차 모드 (1st order mode) 형상을 표현한 것이다. 프레임의 상부와 하부에 일어나는 변위는 바닥 지지점을 기준으로 선형적인 관계에 있으므로 프레임의 지배적인 1 차 모드를 바닥기준의 회전운동으로 고려할 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 지지부의 운동을 Fig. 2(b)의 회전 운동만을 고려하여, 각 방향에 대하여 회전 강성 계수 K_x, K_y 와 회전 감쇠 계수 C_x, C_y 을 가진다고 가정하였다.

축의 불균형으로 인해 스피들이 회전할 때 X 방향으로 $[e \cos \theta_{z2}]$, Y 방향으로 $[e \sin \theta_{z2}]$ 의 변위가 발생한다고 고려하고, 스피들의 회전에 의하여 다른 지지부위의 회전변위가 매우 작다고 고려하면 회전에 대한 운동방정식에서 회전력에 대한 선형화가 가능하다.

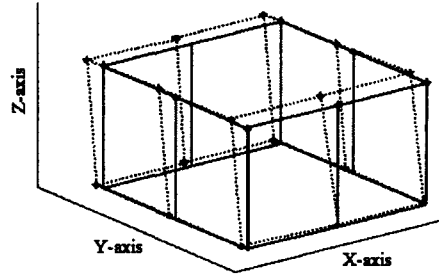


Fig. 3 Mode shape of the spin-coater (supported base)

이상의 내용을 종합하여 스피들과 지지부의 부분에 대한 운동 방정식을 구하면 다음과 같다^[12].

$$m\ddot{x} = -2c[\dot{x} + \epsilon m \dot{\theta}_{z2} \sin \theta_{z2}] + c(l_u + l_l)\dot{\theta}_{y2} + c(l_u + l_b)\dot{\theta}_{y1} - 2k[x - \epsilon m \cos \theta_{z2}] + k(l_u + l_l)\theta_{y2} + k(l_u + l_b)\theta_{y1} \quad (1)$$

$$m\ddot{y} = -2c[\dot{y} - \epsilon m \dot{\theta}_{z2} \cos \theta_{z2}] - c(l_u + l_l)\dot{\theta}_{x2} - c(l_u + l_b)\dot{\theta}_{x1} - 2k[y - \epsilon m \cos \theta_{z2}] - k(l_u + l_l)\theta_{x2} - k(l_u + l_b)\theta_{x1} \quad (2)$$

$$J_{x1}\ddot{\theta}_{x1} = -J_{z2}\dot{\theta}_{z2}\dot{\theta}_{y2} - c(l_u + l_l)[\dot{y} - \epsilon m \dot{\theta}_{z2} \cos \theta_{z2}] - c(l_u^2 + l_l^2)\dot{\theta}_{x2} - c(l_u l_u + l_l l_b)\dot{\theta}_{x1} - k(l_u^2 + l_l^2)\theta_{x2} - k(l_u l_u + l_l l_b)\theta_{x1} - k(l_u + l_l)[y - \epsilon m \sin \theta_{z2}] \quad (3)$$

$$J_{y1}\ddot{\theta}_{y1} = J_{z2}\dot{\theta}_{z2}\dot{\theta}_{x2} - c(l_u^2 + l_l^2)\dot{\theta}_{y2} - c(l_u l_u + l_l l_b)\dot{\theta}_{y1} + c(l_u + l_l)[\dot{x} + \epsilon m \dot{\theta}_{z2} \sin \theta_{z2}] - k(l_u^2 + l_l^2)\theta_{y2} + k(l_u + l_l)[x - \epsilon m \cos \theta_{z2}] - k(l_u l_u + l_l l_b)\theta_{y1} \quad (4)$$

$$J_{x1}\ddot{\theta}_{x1} = -K_x \theta_{x1} - C_x \dot{\theta}_{x1} - c(l_u + l_b)[\dot{y} - \epsilon m \dot{\theta}_{z2} \cos \theta_{z2}] - c(l_u l_u + l_l l_b)\dot{\theta}_{x2} - c(l_u^2 + l_b^2)\dot{\theta}_{x1} - k(l_u^2 + l_b^2)\theta_{x1} - k(l_u + l_b)[y - \epsilon m \sin \theta_{z2}] - k(l_u l_u + l_l l_b)\theta_{x2} \quad (5)$$

$$J_{y1}\ddot{\theta}_{y1} = -K_y \theta_{y1} - C_y \dot{\theta}_{y1} + c(l_u + l_b)[\dot{x} + \epsilon m \dot{\theta}_{z2} \sin \theta_{z2}] - c(l_u l_u + l_l l_b)\dot{\theta}_{y2} - c(l_u^2 + l_b^2)\dot{\theta}_{y1} - k(l_u^2 + l_b^2)\theta_{y1} + k(l_u + l_b)[x - \epsilon m \cos \theta_{z2}] - k(l_u l_u + l_l l_b)\theta_{y2} \quad (6)$$

여기서 m 은 스피들의 질량, J_{x2}, J_{y2}, J_{z2} 은 스피들의 관성 모멘트, k 와 c 는 베어링의 강성 계

수와 감쇠 계수, ε 는 스피들의 편심량, l_u, l_l 는 스피들의 질량 중심에서 베어링까지의 거리, l_a, l_b 는 지지부의 회전 중심에서 베어링까지의 거리, J_x, J_y 는 지지부의 관성 모멘트이다.

모터의 회전력을 스피들에 전달하는 벨트는 Fig.1 과 같이 타이밍 벨트(timing belt)이다. 벨트의 미끄럼과 크리프(creep)가 거의 없고, 속도 변화가 아주 작다고 보면, 벨트는 강체로 가정할 수 있다. 따라서 모터의 입력 속도는 스피들에 선형적으로 전달된다.

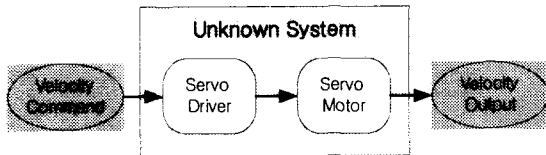


Fig. 4 Block diagram of the spin-coater for velocity

벨트에 대한 가정은 모터 회전 입력에 대한 스피들의 Z-방향 회전 운동 특성을 얻는데 이용된다. 여기서 모터의 모델은 입력에 대해 벨트로 전달되는 출력 속도의 특성을 알아보는 것이다. 따라서, Fig. 4 와 같이 드라이버와 모터를 미지의 시스템(unknown system)으로 고려하면, 입력 속도에 대한 출력 속도의 비를 가지는 전달 함수(transfer function)를 구할 수 있다. 이런 전달 함수를 구하기 위해 본 연구에서는 ARX(Auto-Regressive with Exogenous input) 과정을 이용하였다. 이 방법은 시스템에 명령으로 내려지는 입력과 그 입력의 반응에 해당하는 출력을 직접 비교하여 최소의 오차 값을 갖는 시스템을 결정하는 방법이다. 모터에 가해지는 입력 속도는 사다리꼴 입력으로 하였으며, 가해진 입력에 대한 출력 속도를 얻을 수 있었다. 얻어진 출력 속도를 가지고 ARX 과정을 수행하여 전달 함수를 결정할 수 있었다. 결정된 전달 함수는 Fig. 5 과 같은 반응(response)을 보여준다. 보는 바와 같이 ARX 과정을 수행 후 예측한 모델의 출력이 실제 모터 출력 속도를 잘 추종함을 보여주고 있다.

위와 같은 ARX 과정을 통해 기준입력에 대한 속도의 전달 함수를 다음과 같이 결정하였다.

$$G(s) = \frac{3.548s + 70.95}{s^2 + 10.06s + 70.88} \quad (7)$$

식(7)은 다음과 같이 가관측성 표준형(observable canonical form)의 상태공간 모델로 전환할 수 있다 [15].

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} 0 & -70.88 \\ 1 & -10.06 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 3.548 \\ 70.95 \end{bmatrix} \quad (8)$$

앞에서 구한 각각의 운동 방정식 식 (1)~(6)또한 1 차 미분 방정식형태로 전환이 가능하므로 식 (1)~(6)과 (8)까지의 식을 상태 방정식으로 합성하여 표현하면 다음과 같은 비선형 방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}}_{Total} = f(\mathbf{x}_{Total}, \mathbf{b}, t) \quad (9)$$

여기서 \mathbf{x}_{Total} 는 전체 시스템의 상태 변수 벡터, \mathbf{b} 는 설계 변수 벡터, t 는 시간이다.

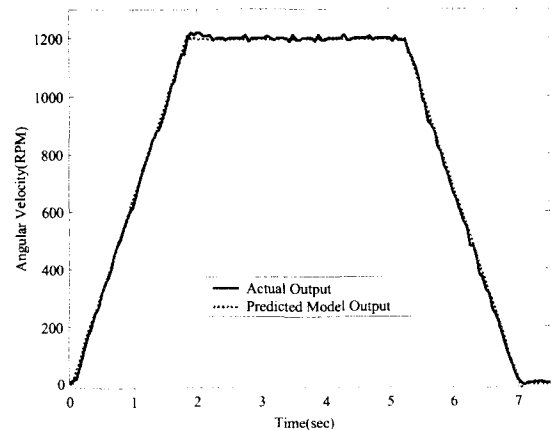


Fig. 5 Output velocity of actual motor and predicted model

3. 실험을 통한 모델의 검증

본 논문의 적용 대상이 되는 스피코터는 시스템의 고유진동수가 구동 진동수보다 작아서 시스템이 구동될 때 항상 고유진동수를 거쳐 구동하게 되어 있다. 이런 시스템에서 시스템의 고유진동수 관계를 규명하는 것이 매우 중요한 반면, 파라미터 변화에 따른 동적 거동의 변화를 시간영역에서 정량화 하는 것이 매우 까다롭다. 따라서 본 논문

에서는 파워 스펙트럼(power spectrum)을 이용하여 주파수 영역에서 동적 거동이 일치하도록 모델을 검증하였다.

주파수 영역의 동적 거동 해석에 앞서, 우선적으로 간단히 측정이 가능한 각 구성부의 질량을 측정하였으며, 각 구성부를 3 차원 CAD 로 구성하여 회전 관성을 구하였다. 모든 관성항이 구해진다면 고유진동수와 관성 및 탄성계수와 의 관계로부터 각 구성부의 탄성계수를 평가 할 수 있다. 이후 수 차례의 시뮬레이션을 통하여 주파수 영역의 크기(magnitude)가 실제와 같아지도록 편심량과 감쇠값을 설정하였다.

실제 스핀 코터 시스템에 대한 특성 데이터를 얻기 위하여 Fig. 6 과 같이 실험 장치를 구성하여 실험을 수행하였다. 스핀들의 힘이 지지부에 전달이 되는 베어링 하우징에 가속도계를 부착하여 가속도 신호를 검출하였다. 그 다음, FFT 해석기를 통해 가속의 신호의 파워 스펙트럼을 얻었다. 모든 실험을 통하여 얻은 스핀 코터 시스템의 고유진동수는 X-방향으로 520 rpm(8.67 Hz), Y-방향으로 460 rpm(7.67 Hz)임을 알 수 있었다. 고유진동수(X: 8.67Hz, Y: 7.67Hz)는 Fig. 3 에 보는 바와 같은 지지 프레임의 1 차모드이다. 실제 라인상의 스핀 코터의 가동 속도가 600 rpm 영역이므로 스핀 코터의 입력 속도는 100~700 rpm 의 구간에서 실험을 수행하였다. 속도 영역의 충분한 해상도를 확보함과 동시에 실험을 효율적으로 진행하기 위해서 100~300, 600~700 rpm 영역에서는 50 rpm 의 간격으로, 300~600 rpm 영역에서는 20 rpm 의 간격으로 실험을 진행하였다.

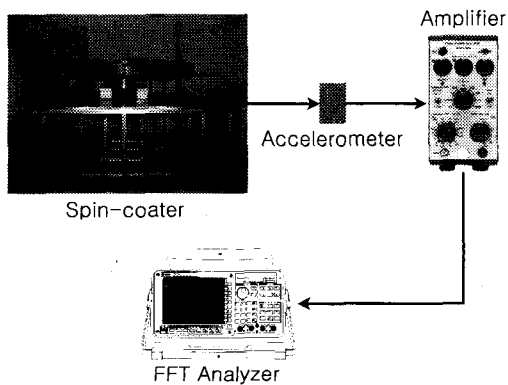
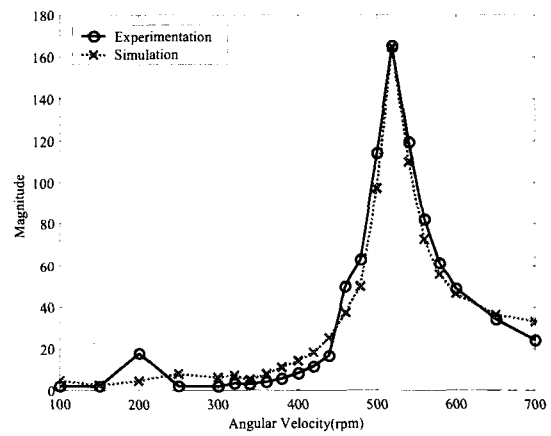
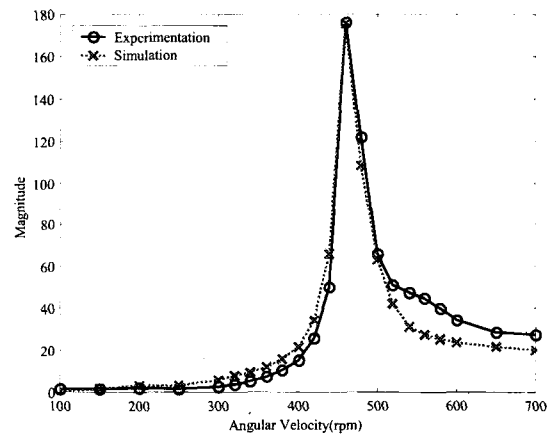


Fig. 6 Experimental devices setup

해석 모델은 실험에 의해 얻어진 가속도의 파워 스펙트럼(power spectrum)을 각각의 회전 영역에서 비교·검증하였다. 1X 성분의 영향이 시스템에 미치는 영향이 크므로 Fig. 7 에서 보듯이 실험과 해석 모델을 각 입력 속도에 따른 1X 성분의 피크(peak) 치에 대하여 비교를 하였다. 각 입력 속도에 따른 실험과 모델의 피크치의 차에 대한 RMS (Root Mean Square)의 값은 각 방향에 대해서 X-방향은 4.5, Y-방향은 5.4 로 작은 값을 보였다. 따라서, 해석 모델은 실제 시스템을 잘 표현한다고 할 수 있다.



(a) X-direction



(b) Y-direction

Fig. 7 Verification of the spin-coater model with power spectrum data

4. 민감도 해석

민감도 해석은 모델링에서 고려된 설계 변수 (design variables)들이 시스템의 성능 특성에 대해 끼치는 영향을 고찰하기 위한 방법이다. 이들 방법 중 상태 민감도 해석(state sensitivity analysis)은 설계 변수의 변화에 따른 상태 변수의 변화를 살펴보는 것이다. 상태 민감도의 해석적 방법으로는 변수부가법(adjoint variable method)과 직접미분법(direct differentiation method)이 있다. 이 두 가지 방법 모두 시스템의 운동 방정식으로부터 민감도 방정식을 유도하여 민감도 해석을 수행할 수 있다 [7][8][13].

본 연구에서는 민감도 해석의 일반화가 용이한 직접미분법을 적용하여 상태 민감도 해석을 수행하고자 한다. 민감도 해석을 수행하기 위해서 앞에서 구한 식 (9)를 설계 변수로 직접 미분하여 설계 변수에 대한 상태 민감도 방정식을 구해야만 한다. 설계 변수들에 대한 1 차 미분 민감도 방정식의 일반적 형태로 표현하면 식 (10)과 같다.

$$\frac{d\dot{\mathbf{x}}}{d\mathbf{b}} = \frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}} \frac{d\mathbf{x}}{d\mathbf{b}} + \frac{\partial f}{\partial \mathbf{b}} \quad (10)$$

이 식은 앞서의 운동 방정식을 1 차 미분 방정식으로 표현한 것과 같이 다음과 같은 간단한 행렬 형태로 나타낼 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}}_b = \mathbf{f}_x \cdot \mathbf{x}_b + \mathbf{f}_b \quad (11)$$

여기서, $\mathbf{x} \in R^n$, $\mathbf{b} \in R^m$, $f \in R^n$, $\mathbf{x}_b \in R^{n \times m}$, $\mathbf{f}_x \in R^{n \times n}$, $\mathbf{f}_b \in R^{n \times m}$ 이다. n 은 상태 변수의 수이고 m 은 설계 변수의 수이다. 이 시스템의 설계 변수는 실제 생산 라인에서 변경이 용이한 변수로 다음과 같이 선택하였다.

$$\mathbf{b} = [J_x, J_y, K_x, K_y, C_x, C_y, \varepsilon]^T \quad (12)$$

상태민감도 해석을 위해서는 초기 상태 민감도 값을 이용하여 상태 방정식과 상태 민감도 방정식을 동시에 적분하여야 한다. 따라서, 상태 민감도 해석 문제에서는 총 $n + (n \times m) = n(1 + m)$ 개의 미분 방정식을 동시에 풀어야 한다. 본 논문에서는

$n=15$, $m=7$ 이므로 미분 방정식 숫자는 120 개가 된다.

단위가 다른 설계변수들의 상태 민감도 값이 해석에서 의미를 가지기 위해서는 민감도 값을 무차원화할 필요가 있다. 이를 위하여 상태 민감도 값을 정규화(normalizing)하여 민감도 값을 정량화할 필요가 있다. 이렇게 정규화된 상태 민감도 값은 파라미터 변화에 따른 상태 변수의 변화, 즉 변화의 기울기 값을 의미하게 된다. 이 기울기 값의 의미는 파라미터의 100% 변화에 따른 상태값의 변화량을 의미하게 되는데 대부분의 실제 시스템에서 파라미터를 100% 변화 시키는데 많은 비용이 소모되므로, 각 경우에 따라 적절한 섭동치(perturbation value)를 다시 적용하여야 한다.

본 연구에서 식 (9)과 (11)의 방정식을 가지고 민감도 해석을 한 결과는 Fig. 8 에서 보는 바와 같다. 이 결과는 주파수 영역의 각 방향 고유 진동수 지점에 대한 각 설계 변수를 1% 섭동을 가한 후 정규화 과정을 거쳐 얻어낸 결과이다.

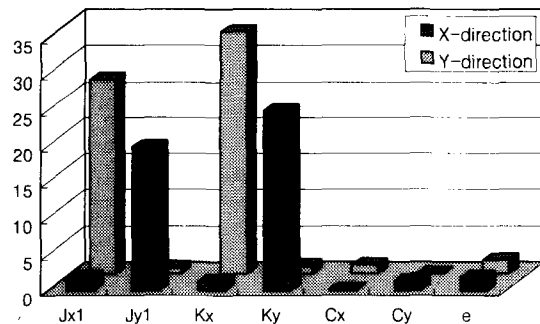


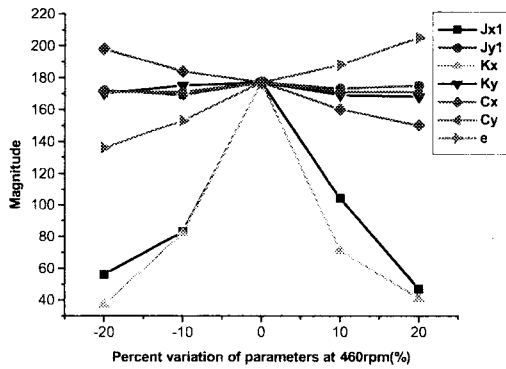
Fig. 8 Sensitivity of design variables in the natural frequency domain (X-direction: 520 rpm, Y-direction: 460rpm)

만일 어떤 설계 변수의 민감도가 다른 설계 변수의 민감도 보다 상대적으로 크다면, 진동 저감에 있어서 영향이 크다는 것이다. 따라서 X-방향에 대한 민감도는 Fig. 8 에서 보는 바와 같이 K_y 와 J_y 가 다른 설계 변수들에 비하여 진동 저감에 대한 영향이 크게 나타남을 알 수 있다. 또한 Y- 방향에 대한 민감도는 Fig. 8 에서 K_x 와 J_x 가 진동 저감에 대한 영향이 크게 나타남을 알 수 있다. 이들 두 방향에 대한 민감도의 영향이

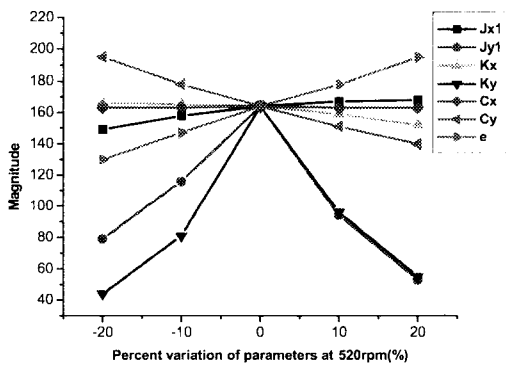
크게 나타난 설계 변수들은 지지부의 관성 모멘트와 회전 강성 계수였다.

민감도 해석의 결과로부터 각 설계변수의 민감도를 상대적으로 평가 할 수는 있으나, 상태 민감도가 낮은 변화 곡선의 일정 지점에서 얻어진 것이므로 설계변수가 특정값 만큼 변화했을 때 상태값의 크기 변화를 명확히 알 수 없다.

따라서 민감도 해석 결과와 비교하여 설계 변수들의 진동 저감 특성을 정량적으로 알아보기 위해서 설계 변수들의 값을 $\pm 10\%$ 씩 $\pm 20\%$ 까지 변화하여 각 방향 고유 진동수 영역에서의 진동량을 알아보았다. 설계 변수의 변화량을 해석적 모델에 적용하여 얻어진 결과는 Fig. 9 와 같다.



(a) X-direction



(b) Y-direction

Fig. 9 Variation of magnitude with respect to percent variation of design variables

위 그림에서 지지부의 관성 모멘트와 회전 강

성 계수가 변화 하면 시스템의 고유진동수가 변하게 되면서 초기 고유 진동수 영역의 진동량이 크게 변하는 것을 볼 수 있다. 파라미터 변화에 따른 상태량의 변화가 민감도를 의미하므로, 위 Fig. 9 의 결과의 기울기 값이 상태 민감도와 유사한 물리적 의미를 지니고 있다고 할 수 있다. 따라서, 상태 민감도 해석결과와 같이 위의 그림에서도 지지부의 회전 강성 계수가 관성 모멘트보다 큰 변화의 기울기를 가진다.

그에 비하여 회전 감쇠 계수는 증가함에 따라 진동량도 감소함을 볼 수 있다. 편심량은 증가함에 따라 고유 진동수와 무관하게 진동량 또한 증가한다.

설계 변수의 변화에 따른 영향은 Fig. 9 의 결과로 볼 때 진동 저감의 효과와 고유 진동수를 변경시키기 위해서는 지지부의 관성 모멘트와 회전 강성 계수의 변경이 다른 설계 변수들에 비해 상대적으로 효과적이며, 이외의 다른 설계 변수의 변화는 상대적으로 효율성이 낮음을 알 수 있다. 해석 결과에 대한 실험적 고찰은 다음과 같다.

첫째로, 지지부의 관성 모멘트의 변화는 진동 저감에 있어서 효과적이었다. 관성 모멘트의 변경에 따른 실제 시스템의 영향을 Fig. 10 에 나타내었다.

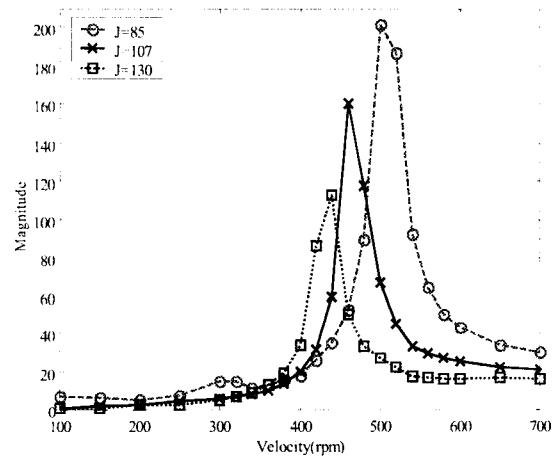


Fig. 10 Effects according to changing moment of inertia in the frame

그림에서 보듯이 지지부의 관성 모멘트를 늘리게 되면 변화되기 전의 고유 진동수 영역(460 rpm)

에서는 진동량이 줄어들게 되나, 관성 모멘트가 줄어들면 고유 진동수가 변화하게 되어 스핀 코터의 구동 영역인 600 rpm 에 접근하게 된다. 따라서 지지부의 관성 모멘트를 줄이게 되면 고유 진동수가 구동 영역에 접근하게 되어 시스템에 악영향을 주게 된다. 반면에 관성 모멘트를 증가시키면 변화전의 고유 진동수 영역에서의 진동량도 줄이면서 고유 진동수를 구동 영역에서 멀어지게 된다. 따라서 지지부의 관성 모멘트는 늘리는 것이 효과적이다.

둘째로, 회전 강성 계수는 Fig. 11 과 같은 경향을 보였다. 회전 강성 계수가 증가한다는 것은 지지부 자체의 강성이 증가한다. 그러나 그림에서 보듯이 지지부의 강성 계수의 증가는 고유 진동수를 구동 영역에 접근하게 되어 악영향을 주게 된다. 반면에 지지부의 강성 계수가 감소하면 진동량의 감소뿐만 아니라 고유 진동수를 구동 영역에서 멀어지게 되므로 진동 저감에 효과적이라 할 수 있다.

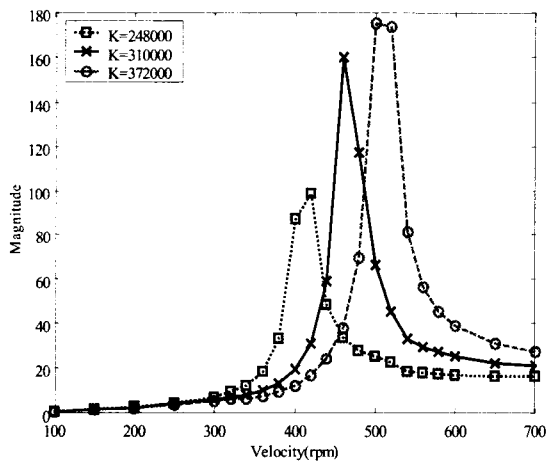


Fig. 11 Effects according to changing rotational stiffness in the frame

마지막으로, 다른 설계 변수들은 위의 설계 변수에 비해 영향이 미약했으나, 회전 감쇠 계수는 고유 진동수에는 영향을 주지 않으며, 증가해야 진동 저감에 효과적이었다. 편심량도 마찬가지로 고유 진동수에는 변화가 없고, 줄이는 것이 진동 저감에 있어서 효과적이었다.

5. 결론

3 차원 모델링을 적용한 스핀 코터 시스템은 스핀들, 지지부, 서보 모터의 모델 요소로 구성되었으며, 실제 시스템의 진동 현상을 잘 표현하는 것이 검증되었다. 이 해석 모델의 시뮬레이션만으로도 부가적인 실험을 대체할 수 있게 되며, 실험 자료만의 판단하기 어려운 인과 관계를 다양한 해석법을 적용하여 밝혀낼 수 있다.

본 논문에서는 해석 모델에 적용할 해석법의 실례로 상태 민감도 해석을 수행하여, 진동량 변화에 대한 각 설계 변수의 민감도를 판별하였다. 해석 모델에 적용된 민감도 해석으로부터 각 설계 변수들이 시스템에 미치는 영향을 다음과 같이 정리할 수 있다.

- 관성 모멘트와 회전 강성 계수는 진동 저감에 있어서 민감도가 크게 나타났으며, 이 설계 변수를 변경하는 것이 진동 저감에 효과적이다.

- 감쇠 계수는 진동 저감에 있어서 영향이 크지 않았다. 다만 감쇠 계수는 증가해야 진동 저감에 효과적이었다.

- 다른 설계 변수들에 비해 민감도 해석에서 적은 영향을 보였으나, 축 정렬에 의하여 편심량을 줄일 수 있는 양이 크다. 축 설계변수 변경에 요구되는 비용이 낮으므로, 진동 저감을 위하여 고려할 만 하다.

추후 과제로 시스템의 가감속도 변화 등의 구동 조건 변화에 따른 과도상태에서 진동의 영향에 대한 연구를 지속하고 있다.

또한, 설계변수의 최적화를 위하여 보다 구체적인 방법으로 해석 모델을 이용한 다구찌 방법을 적용하고 있으며, 다구찌 방법과 상태민감도의 연관성을 밝히는데 노력하고 있다.

후 기

본 연구는 (주)삼성전자의 지원으로 진행된 산학과제 내용의 일부입니다. 연구를 도와주신 (주)삼성전자 AMLCD 사업부 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. ABD Alla El-Marhomy, "Effect of various rotor-bearing system parameters on the whirl stability of system rotational modes of motion," *Energy Conversion and Management*, Vol. 38, No. 1, pp. 73-82, 1997.
2. Chivens, D. R. and Nelson, H. D., "The natural frequencies and critical speeds of a rotating flexible shaft-disk system," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 97, pp. 881-886, 1996.
3. Degener, M., Hodges, D. H., and Petersen, D., "Analytical and experimental study of beam torsional stiffness with large axial elongation," *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 55, pp. 171-178, 1988.
4. Genta, G. and Tonoli, A., "A harmonic finite element for the analysis of flexural, torsional and axial rotor-dynamic behaviour of discs," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 207, No. 5, pp. 693-720, 1997.
5. Genta, G., Delprete, C., and Busa, E., "Some considerations on the basic assumptions in rotordynamics," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 227, No. 3, pp. 611-645, 1999.
6. Holm-Hansen, B. T. and Gao, R. X., "Vibration analysis of a sensor-integrated ball bearing," *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 122, 2000.
7. Jang, J. H. and Han, C. S., "The sensitivity analysis of yaw rate for a front wheel steering vehicle: In the frequency domain," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 1, pp. 56-66, 1997.
8. Jang, J. H. and Han, C. S., "The state sensitivity analysis of the front wheel steering vehicle: In the time domain," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 6, pp. 595-604, 1997.
9. Jun, O. S., "Study of analysis method of general rotor," *KSME Summer Conference Proceeding, Dynamics, and Control*, pp. 162-167, 2000.
10. Parker, R. G. and Jr. Mote, C. J., "Vibration and coupling phenomena in asymmetric disk-spindle systems," *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 63, pp. 953-961, 1996.
11. 권태중, 채호철, 한창수, 정진태, 안상호, "스핀 코터 성능 향상을 위한 모델링 및 민감도 해석," *한국공작기계학회지*, 제 9 권, 제 6 호, pp. 96-102, 2000.
12. Ryu, I. C., "A Study on 3-dimensional modeling and sensitivity analysis for vibration reduction of the spin-coater system," *Department of Precision Mechanical Engineering, Graduate School of Hanyang Univ.* pp. 5-12, 2001.
13. Deif, A. S. "Sensitivity analysis in linear system," Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg.
14. Genta, G., "Vibration of structures and machines: practical aspects," Springer-Verlag, New York, 1995.
15. Kuo, B. C., "Automatic control systems-seventh edition," Prentice-Hall, Inc., pp. 226-281, 1995.