

# 스핀 코터 성능향상을 위한 모델링 및 민감도 해석

권태종\*, 채호철\*\*, 한창수\*\*\*, 정진태\*\*\*, 안강호\*\*\*

## Modelling and Sensitivity Analysis for the Performance Improvement of a Spin Coater

Tae Jong Kweon\*, Ho Chol Chae\*\*, Chang Soo Han\*\*\*, Jin Tai Chung\*\*\*, Kang Ho Ahn\*\*\*

### Abstract

Spinning mechanism is generally used in coating process on glass plates. Rebounding PR(Photo Resist) which leads to occur inferiority of coating process is caused by vibrational energy of whole coating system. In this study, the sensitivity analysis is performed to analyze and reduce vibrational terms in the spin coating system. The sensitivity analysis is based on the numerical expression of this system. By the bond graph method, power flow of each system is represented by some basic bond graph elements. Any energy domain system is modeled using the unified elements.

The modelled spin coater system is verified with power spectrum data measured by FFT analyzer.

As the results of verifying model parameters and sensitivity analysis, principal factors causing vibration phenomenon are mentioned. A study on vibration reduction method in the spin coating system is discussed.

**Key Words :** Words : spin coater(스핀 코터), vibration(진동), system modeling(시스템 모델링), bond graph(본드 그래프), model verification(모델 검증), sensitivity analysis(민감도 해석)

### 1. 서론

스핀코팅 작업에 사용되는 스핀 코터(spin coater)는 스펀들 축, 베어링, 풀리, 벨트, 서보 등으로 구성된 복잡한 구조(structure)를 하고 있다. 스핀 코터에서 발생하는 심각한 불량중의 하나인 PR(Photo Resist) 입자발생은 스핀 코터가 가지는 운동에너지가 스핀 컵(spin cup)내부에 응

고된 PR이나 도포층의 PR에 작용하여 일어난다고 할 수 있다. 특히, 스핀 컵 내부에 응고된 PR의 탈락은 진동과 같은 비교적 높은 운동에너지에 의해 발생한다. 이러한 스핀 코터에서, 코팅 대상인 유리판(glass)이 주어진 회전 속도의 입력에 대해서 나타나는 운동특성을 고찰하는 것이 스핀 코터의 성능을 판단하는 중요한 기준의 하나가 된다.

\* 삼성전자(주) 반도체 AMLCD 사업부  
\*\* 한양대학교 대학원  
\*\*\* 한양대학교 기계공학과

회전 요소가 포함된 장치의 진동원인 중 대부분은 불평형 질량이나 축 정렬 불량과 같은 후천적 요인에 의하지만 경우에 따라서는 베어링이나 축이 갖는 비대칭성과 결합 혹은 회전 요소가 포함된 전체 장치의 기구적 결합 같은 요인에 기인하는 경우가 있다.<sup>1)</sup> 그러나, 회전 요소와 관련된 기존의 일반적 연구에서는 회전축에 유한요소법이나 전달행렬법등과 같은 회전축의 진동 모드를 구하는 접근 방법<sup>(2-5)</sup>이나, 회전 지지부인 베어링계를 해석하는 방법<sup>(6)</sup>을 이용하므로 회전축을 제외한 나머지 요소에서의 진동을 간과한 경우가 많다. 이런 기존연구는 회전축의 고유진동수와 비교하여 상대적으로 높은 회전속도를 가지는 장치에서 진동을 억제하는데 유용하나 스피너코터 시스템과 같이 비교적 저속으로 회전하는 장치는 회전축의 고유진동수가 장치의 정상적인 작동에 큰 문제가 되지 않으므로 진동 억제를 위한 적절한 방법을 제시할 수 없다.

따라서, 본 연구에서는 공정상 필요에 의해 결정된 스피너코터의 회전 속도가 입력 되었을 때 실제 스피너코터가 가지는 회전 특성을 규명하기 위하여 스피너코터의 회전부뿐만 아니라 장치 전체의 모델을 고려하였다. 또한, 시뮬레이션만으로도 공정에서 주어진 입력에 대해 스피너코터가 어떠한 거동을 할 것인지를 예측할 수 있도록 하고, 스피너코터의 회전부에 해당하는 팔레트(palette)가 보다 안정적인 동작을 할 수 있도록 성능향상을 꾀하고자 하였다. 스피너코터 시스템의 성능을 규명하고 제어하기 위해서는 이상의 모든 부분들을 포함하는 모델링이 우선적으로 이루어져야 하며, 주어진 입력 값에 대한 출력 값을 비교하는 검증에 의해 전체적인 스피너코터 시스템의 거동을 묘사하는 전달 함수(transfer function)와 상태 방정식(state space equation)을 도출하여야 한다. 검증과정을 거친 시스템 모델은 부수적인 실험을 대체하는 효과와 함께 다양한 해석법을 도입함으로써 효율적인 성능향상방안을 제시할 수 있을 것이다.

본 연구에서는 우선적으로 스피너코터의 회전부의 진동이 억제되어 안정적으로 구동 되도록 하는 것을 목표 함수를 설정하고, 목표 함수를 만족하도록 전체 시스템의 인자들을 변경하는데 있어서 효율적인 인자를 구분하기 위해 상태 민감도 해석(state sensitivity analysis)법을 이용하였다.

이런 과정을 거쳐 스피너코터의 성능을 향상시키는 방법으로는 진동과 관련된 파라미터들의 민감도를 파악하여 어떤 파라미터를 조절하는 것이 진동저감을 위해 효율적인지를 제시하였으며 그 결과를 시뮬레이션을 통한 RMS 값으로 다시 검증하였다.

## 2. 스피너코터의 모델링

스피너코터의 모델링을 위해 모델링 요소들(elements)의 결합이 용이하고 모델의 합성과 구체화 과정에 따른 재모델링의 번거로움을 덜어 주는 본드그래프 접근법을 이용하였다.

본드 그래프 접근법은 여러 에너지 영역이 서로 하나의 통합 시스템을 이루고 있는 경우를 다룰 수 있도록 고안된 일종의 도식적, 수학적 모델링 방법이다. 본드 그래프 방법 내에서의 공통적인 전달 매체는 에너지이므로 이는 다양한 물리적 시스템의 상사성을 인식시켜 주는 데 있어 기존 방법에 비하여 적용이 체계적이며 용이하다. 또한, 모델링 요소들(elements)의 결합이 용이하므로 모델의 합성과 구체화 과정에 따른 재 모델링의 번거로움을 덜어 준다. 본드 그래프를 통한 모델은 1차 상태 공간(state space)에서 표현될 수 있으며, 각 상태(states)의 변화를 관측할 수 있으므로, 모델링 요소들 사이의 물리적 관계를 쉽게 이해할 수 있다.<sup>(7-9)</sup>

본드 그래프의 기본적 개념은 작력(effort)변수  $e$ 와 흐름(flow) 변수  $f$ 를 사용하여 여러 에너지 영역의 시스템을 동일하게 모델링 할 수 있다는 사실이다. 참고적으로 일반적인 작력 변수와 흐름 변수의 시스템별 분류를 Table 1에 나타내었다.

servo motor는 제어기에서 지령하는 각속도 지령 입력에 따라 전체 스피너코터 시스템에 회전력을 제공하게 된다. 서보 모터는 타이밍 벨트(Timing belt)에 의해서 스피너코터의 회전축과 결속되어 있으며 스피너코터의 회전축은 두 개의 베어링의 지지하에 코팅 대상인 유리판을 수용하는 스피너 컵과 직렬로 연결되어 있다.

다음 Fig.1은 스피너코터 모델을 보여준다.

스피너코터 모델의 특징을 나열하면 다음과 같다.

- 스피너코터 시스템의 모델요소중 베어링은 임의의 탄성계수와 감쇠계수를 가지고 스피너코터 지지부에 고정되어 있는 것으로 고려한다.

Table 1 Representation of efforts and flows

Energy domain	Effort(e)	Flow(f)
Mechanical translation	Force	Velocity
Mechanical rotation	Torque	Angular velocity
Hydraulic	Pressure	Volume flow rate
Electric	Voltage	Current

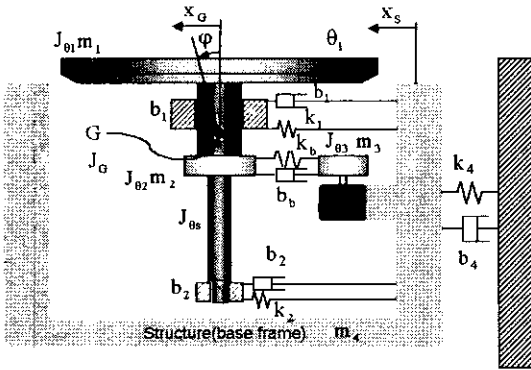


Fig. 1 Spin coater Mode

- 보와 스펀 코터 축의 풀리 사이를 연결하여 회전력을 전달하는 벨트 역시 탄성과 감쇠특성을 가지고 있는 것으로 고려한다.
- 스펀 코터의 지지부는 등가의 탄성(equivalent stiffness)과 등가의 감쇠(equivalent damping)를 가지고 지반에 고정되어 있는 것으로 고려한다.
- 베어링 및 지지부의 변위를 고려한다.
  - 두 베어링 부위의 변위차에 따른 회전상태 (\$\phi\$)고려
  - 회전축, 스펀컵, 풀리등의 \$\phi\$ 방향 관성모우먼트
- 스펀코터를 지지하는 지지부의 거동을 고려한다.
  - 지반 위에 지지부를 두고 지지부에 의해 회전부를 고정
  - 지지부와 지지부의 등가 질량, 탄성 계수, 감쇠계수 고려
- 스펀컵 부위의 질량 편심에 의한 가진력을 고려한다.
  - 편심량 \$e\$ 고려

이러한 특성을 갖는 스펀코터 시스템의 물리적 연관관계를 본드 그래프로 나타내기 위해, 일차적으로 Fig. 2에

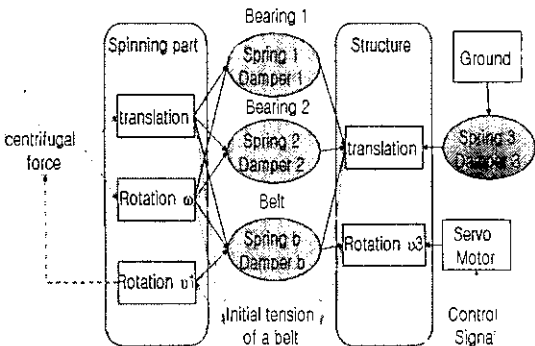


Fig. 2 Energy flow diagram of spin coater

서 에너지 흐름도를 이용하여 표현하였다. 그림에서처럼 입력원(source)에 해당하는 부분은 서보 모터로 인가되는 지령 전류, 벨트의 초기 장력, 스펀 코터 회전과 질량 편심에 의해 발생하는 원심력의 3가지로 설정하였다. 이 중에서 스펀 코터 회전과 질량 편심에 의해 발생하는 입력원의 경우 모델의 상태변수의 하나인 스펀 코터 축의 회전에 의해 결정된다.

이 입력원에 의해 스펀 코터 모델중 회전부위와 기본 프레임(base frame)에 해당하는 지지부 사이의 변위, 지지부와 지반(ground) 사이의 변위, 그리고 회전 부위 자체의 회전 [\$\theta\_2\$, \$\phi\$]가 서로 연관 관계를 가지며 변화하게 된다. Appendix에서는 Fig. 2와 같이 설정된 스펀 코터의 본드 그래프를 나타내었다.

스핀 코터 모델 내부의 질량 편심에 의한 가진력은 편심량에 비례하도록 설정하였다. 스펀 컵의 회전량이 \$\theta\_1\$, 스펀 컵의 질량이 \$m\_1\$ 이라면 가진력에 해당하는 원심력 \$F\_c\$은 다음 식(1)이 된다.

$$F_c = m_1 e \ddot{\theta}_1^2 \quad (1)$$

이러한 원심력 \$F\_c\$에 의한 영향을 모델에서 고려한다면 \$x\$방향의 가진력 \$F\_{ex}\$만 모델에 작용하게 된다. \$x\$방향 성분에 해당하는 원심력 \$F\_{ex}\$는 식(2)가 된다.

$$F_{ex} = m_1 e \ddot{\theta}_1^2 \cos \theta_1 \quad (2)$$

이때, 모델의 상태변수(state variables)는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x_1 &= x_G & x_2 &= \dot{x}_G \\ x_3 &= x_S & x_4 &= \dot{x}_G \\ x_5 &= \theta_1 & x_6 &= \dot{\theta}_1 \\ x_7 &= \theta_3 & x_8 &= \dot{\theta}_3 \\ x_9 &= \phi & x_{10} &= \dot{\phi} \end{aligned} \quad (3)$$

본드 그래프로부터 유도된 스펀코터의 운동 방정식에 대하여 식(3)의 상태변수를 이용하여 스펀코터의 물리적인 의미를 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= [m_1 e x_2^2 \cos x_5 - k_1(x_1 + l_1 x_9 - x_3) \\ &\quad - k_2(x_1 - l_2 x_9 - x_3) - k_b(r_2 x_5 - r_3 x_7 + x_1 - l_b x_9 - x_3) \\ &\quad - b_1(x_2 + l_1 x_{10} - x_4) - b_2(x_2 + l_2 x_{10} - x_4) \\ &\quad - b_b(r_2 x_6 - r_3 x_8 + x_1 - l_b x_{10} - x_4) - 2T_1 l / (m_1 + m_2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_2 &= [-k_4 x_3 - b_4 x_4 + k_1(x_1 + l_1 x_9 - x_3) \\ &\quad + k_2(x_1 - l_2 x_9 - x_3) + k_b(r_2 x_5 - r_3 x_7 + x_1 - l_b x_9 - x_3) \\ &\quad + b_1(x_2 + l_1 x_{10} - x_4) + b_2(x_2 + l_2 x_{10} - x_4) \\ &\quad + b_b(r_2 x_6 - r_3 x_8 + x_1 - l_b x_{10} - x_4) - 2T_1]/(m_1 + m_2) \\ \dot{x}_5 &= x_6 \\ \dot{x}_6 &= [-b_{s1} x_6 - b_{s2} x_6 \\ &\quad - r_2 k_b(r_3 x_7 - r_2 x_5 + x_1 - l_b x_{10} - x_3) \\ &\quad - r_2 b_2(r_3 x_8 - r_2 x_6 + x_2 - l_b x_{10} - x_4)] \\ &\quad / (J_{\theta 1} + J_{\theta} + J_{\theta}) \\ \dot{x}_7 &= x_8 \\ \dot{x}_8 &= [u_1 + r_3 k_b(r_3 x_7 - r_2 x_5 + x_1 - l_b x_9 - x_3) \\ &\quad - r_3 b_b(r_3 x_8 - r_2 x_6 + x_2 - l_b x_{10} - x_4)]/J_{\theta 3} \\ \dot{x}_9 &= x_{10} \\ \dot{x}_{10} &= [l_1 m_1 \omega_6^2 \cos x_5 - l_1 k_1(x_1 + l_1 x_9 - x_3) \\ &\quad + l_2 k_2(x_1 - l_2 x_9 - x_3) + l_b k_b(x_1 - l_b x_9 - x_3) \\ &\quad - l_1 b_1(x_2 + l_1 x_{10} - x_4) + l_2 b_2(x_2 - l_2 x_{10} - x_4) \\ &\quad + l_b b_b(x_2 - l_b x_{10} - x_4) + 2l_b T_1]/J_G \end{aligned} \quad (4)$$

### 3. 실험 및 검증

본 연구에서는 생산현장에서 두 개의 다른 라인에 적용된 동일 규격의 스피너 코터에 대하여 실제 측정 결과 값인 특정부위의 파워 스펙트럼(power spectrum)값과 시뮬레이션에서 얻어지는 동일 부위의 Fourier Transform 값을 비교하여 검증하였다. Fig. 3은 두 개의 다른 생산라인(A, B)에서 직접 측정한 실험결과와 모델의 시뮬레이션 출력값을 비교하는 그림이다.

이와 같이 모델링한 시스템의 시뮬레이션과 실제 실험 데이터의 비교하여 모델에 존재하는 파라미터를 결정하였다. 모델의 적용 대상인 라인 A와 라인 B의 경우 기구적 형상이나 내부구조가 서로 동일하며, 크기 면에서도 차이가 없다고 볼 수 있다. 따라서, 모델 각 부위의 질량과 회전체에 대한 질량 관성의 크기는 line A, B에서 차이가 없다고 가정하였다. 또한, 모델에 포함된 파라미터중 감쇠요소(damping)의 경우는 직접적 비교 검증이 까다로운 이유로 감쇠비가 일정하게 되도록 고정된 후 다른 파라미터를 결정하였다.

최종적인 파라미터 결정결과에 따른 라인 A, B의 차이점은 line A가 line B보다 편심량에서 3.5배정도 큰 값을 보이고 있으며, 지지부의 탄성계수가 1.6배정도 큰 값을

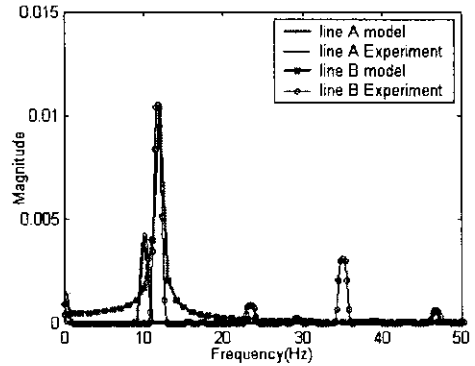
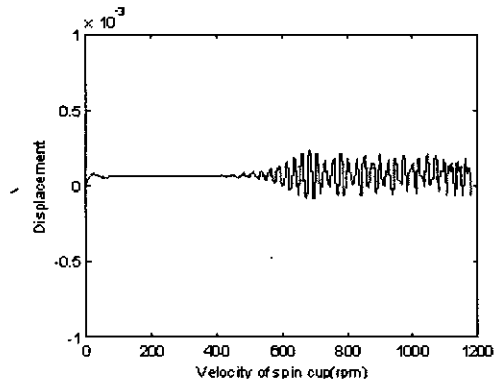
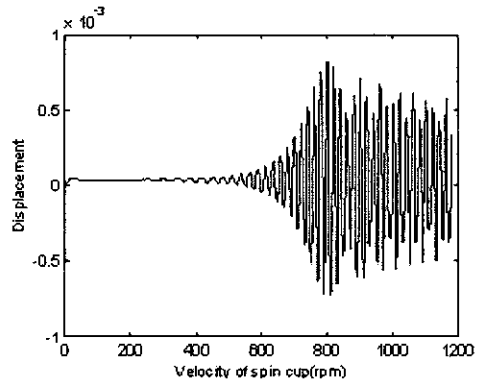


Fig. 3 Verification of model with power spectrum data



(a) line A



(b) line B

Fig. 4 Response of verified model

가진다. 다음의 Fig. 4는 이러한 과정을 거쳐 결정된 파라미터로서 스피너 컵 부분의 변위를 시뮬레이션한 결과이다.

### 4. 민감도해석

모델링시에 고려된 설계변수 (design variable)들이 시스템의 성능 특성에 끼치는 영향을 고찰하기 위한 민감도 해석방법 중 상태 민감도 해석(state sensitivity analysis)은 설계 변수의 변화에 따른 상태 변수(state variable)의 변화를 살펴보는 것이다.

본 절에서는 상태민감도 해석을 수행하여 스피너코터 내부의 설계 변수들이 전체 지지부의 진동에 미치는 영향을 고찰하고자 한다. 상태민감도 해석법으로는 가변수법(adjoint variable method)과 직접 미분법(direct differentiation method)이 대표적이라 할 수 있다.<sup>6,10)</sup>

시간의 전진 방향으로 적분을 하고 나서 최종시간에서부터 초기 시간까지 다시 적분하는 가변수법은 적분해야 할 미분 방정식의 갯수가 변하지 않고 단지 두 번의 적분 과정만을 수행하면 된다는 잇점을 가지나 역방향으로의 적분시 발생할 수 있는 오차의 누적으로 인하여 정확도가 떨어질 수 있다는 단점이 있다. 반면에 직접 미분법은 설계 변수의 증가와 더불어 적분해야 할 미분 방정식의 갯수가 늘어나는 문제가 있으나 전진 방향으로만 적분이 이루어지고 상태 변수와 상태 민감도 변수의 결과가 동시에 적분이 되므로 정확도에 있어서는 오히려 더 나은 잇점을 갖고 있다. 여기서는 직접 미분법을 사용하여 상태 민감도 해석을 수행하도록 한다.

앞에서 구한 스피너 코터 모델의 상태방정식을 간략히 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= f(\underline{x}, \underline{b}, t) \\ \underline{x}_0 &= \underline{x}(t_0) \end{aligned} \tag{5}$$

여기서,  $\underline{x}$ 는 상태변수 벡터,  $\underline{b}$ 는 상태방정식에 포함된 파라미터,  $t$ 는 시간,  $\underline{x}_0$ 는 초기의 상태변수를 의미한다. 동역학 해석(dynamic analysis)에 있어서는  $\underline{b}$ 가 상수값을 가지므로 초기 설계 변수 값만 지정하면 해석이 완료 될 수 있다. 그러나 상태 민감도 해석에 있어서는 설계변수  $\underline{b}$ 의 변화에 따른 상태 변수의 변화를 구하는 것이 목적 이므로 타당한 초기 설계 변수의 지정과 더불어 상태 민감도 미분 방정식을 추가로 풀어야 한다. (5)식에 대한 상태 민감도는 다음 식(6)과 같이 편미분 방정식의 형태로 표현된다.

$$\frac{\partial \dot{\underline{x}}}{\partial \underline{b}} = \frac{\partial f}{\partial \underline{x}} \frac{\partial \underline{x}}{\partial \underline{b}} + \frac{\partial f}{\partial \underline{b}} \tag{6}$$

이때 모델의 상태변수는  $\underline{x} \in \mathbb{R}^n$ , 민감도 해석을 위한 설계변수는  $\underline{b} \in \mathbb{R}^m$ 이라면 민감도 해석을 위한 민감도 함수는  $\underline{f} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ 이 된다. 스피너 코터 모델의 상태변수는 식(3)에 의해  $n=10$ 이며, 민감도 해석을 수행할 대상 파라미터를  $k_4, b_4, m_4, e$  4가지로 지정한다면  $m=4$ 가 된다. 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 미분방정식을 동시에 풀어야 하며  $n$ 이 10  $m$ 이 4인 경우 풀어야 하는 미분방정식 숫자는 50개가 된다.

다음 Fig. 5는 이상의 상태 민감도 해석에 따라 구해진 결과를 보여주고 있다. 이 결과는 5%의 섭동(perturbation)을 가한 후 정규화(normalizing)과정을 거쳐 얻어낸 결과이다.

그림에 의하면  $b_4, k_4, m_4$  순으로 민감도가 증가하는 것을 알 수 있으며, 편심량  $e$ 의 민감도 값은 대체로 회전 속도와 비례하는 크기를 가짐을 알 수 있다.

만일 어떤 설계변수의 민감도가 다른 설계변수의 민감도 보다 상대적으로 크다면, 상대적으로 큰 민감도를 가지는 설계변수를 변경하는 것이 효과적인 성능향상을 가져

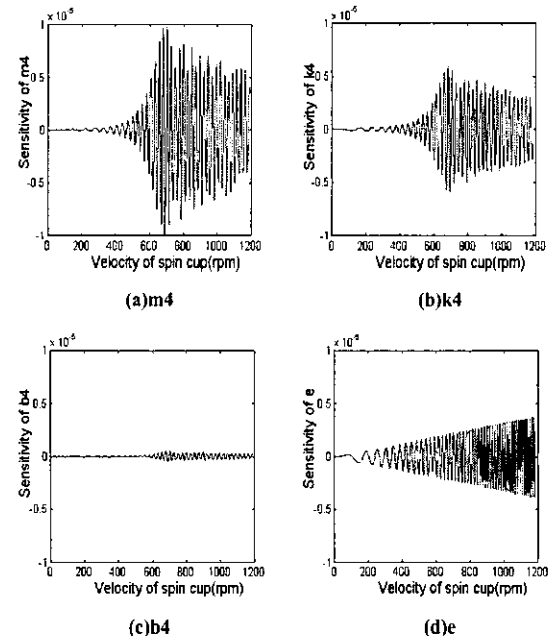


Fig. 5 Comparison of sensitivity

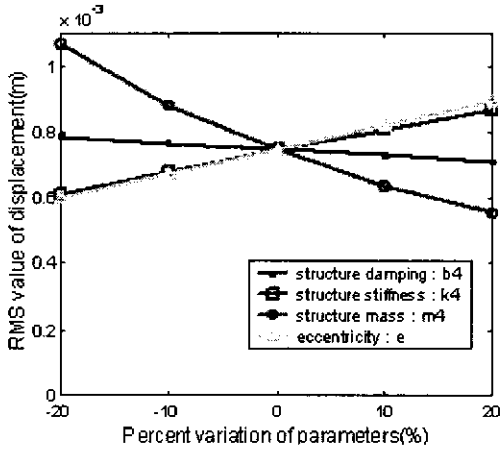


Fig. 6 Variation of RMS value of displacement Versus Percent variation of parameters

올 수 있다. 따라서, 위의 세가지 경우 우선적으로 지지부의 질량, 탄성계수, 댐핑의 순서로 설계변수를 변경하는 것이 진동저감을 위해 효과적일 것이다. 그러나, 변경이 불가피한 설계변수가 존재할 수 있는데 structure 자체의 구조변경이 불가능하여 의 변경 또한 불가능 하다면, 스피너 코터의 지지대를 대체하여  $m_4$ ,  $k_4$  와 같은 설계변수를 변경할 수 있다.

이상과 같은 파라미터의 변화에 따른 진동저감 특성을 정량적으로 파악하기 위하여 파라미터 변경에 따른 진동량의 RMS(Root Mean Square)값을 Fig. 6에 나타내었다.

그림에 의한 결과로 볼 때 진동을 억제하기 위해서는 스피너코터의 회전부를 감싸고 있는 지지부의 질량을 늘이는 것이 가장 효과적이며, 그 다음은 편심량을 줄이는 것과 지지부(floor mounting)의 탄성계수를 줄이는 것의 순으로 진동저감 효과를 볼 수 있다. 지지부의 댐핑을 증가시키는 경우도 진동저감이 있으나 다른 파라미터의 변경 보다는 진동억제효과가 미약하다.

### 5. 결 론

스피너코터에서 발생하는 심각한 불량중의 하나인 PR 입자발생은 스피너코터가 가지는 운동에너지가 스피너컵 내부에 응고된 PR이나 도포중의 PR에 작용하여 일어난다고 할 수 있다. 특히, 스피너컵 내부에 응고된 PR의 탈락은 진동과 같은 비교적 높은 운동에너지에 의해 발생한다. 따라

서, 스피너코터 자체가 가지는 기능적 역할에서 볼 때, 성능향상을 위해 스피너코터 전체의 진동현상을 억제하는 것은 매우 중요하다.

스피너코터의 현상을 수학적으로 표현하는 모델이 실제 실험자료를 통하여 실제 현상을 제대로 표현되는 것이 검증이 되었다면, 모델의 시뮬레이션만으로도 부가적인 실험을 대체할 수 있게 되며 실험 자료만의 나열로 판단하기 어려운 인과관계를 다양한 해석법을 도용하여 밝혀낼 수 있다. 이런 목적으로, 본 연구에서는 스피너 코터 시스템에서 발생하는 역학적 물리현상을 포괄적으로 표현할 수 있는 모델을 구성하고, 구성된 모델을 검증하여 다양한 해석이 적용하여 보았다.

일차적으로 스피너 코터 시스템의 모델링에는 다양한 물리적 상사성을 연결시키는데 체계적이며 용이한 본드그래프 접근법을 이용하였으며, 모델을 1차의 상태방정식으로 유도하였다. 유도된 상태방정식에 포함된 모델 파라미터는 스피너 코터의 회전부에서 직접 얻어진 일정 회전수에서의 주파수신호를 이용하여 검증하였으며, 검증과정에서 얻어진 각기 다른 line의 모델 파라미터의 차이점으로부터 각 line이 가지는 설비상의 차이점을 파악할 수 있었다. 또한, 검증된 모델은 스피너 코터의 성능향상을 위한 방법을 찾아내는 기반으로 이용되었다.

스피너 코터의 성능을 향상시키는 방법으로는 진동과 관련된 파라미터들의 민감도를 파악하여 어떤 파라미터를 조절하는 것이 진동저감을 위해 효율적인지를 제시하였다. 스피너 코터의 진동저감을 위해서 스피너 코터의 설계인자와 편심량이 가지는 진동에 대한 상태민감도해석을 수행하였으며, 그 결과에 의하면 편심량과 스피너 코터의 지지부의 감쇠계수는 시스템 고유진동수의 변화와는 상관 관계가 거의 없으며 지지부의 탄성계수 및 질량은 고유진동수의 변화와 밀접한 것을 알 수 있었다. 또, 지지부의 설계인자 중 진동에 민감한 인자는 지지부의 질량, 탄성계수, 감쇠계수 순이므로 스피너코터 시스템의 진동저감을 위한 지지부 변경을 피하고자 할 때는 민감한 인자를 변경하는 것이 유리하다는 것을 시뮬레이션을 통한 RMS값으로 확인하였다.

### 후 기

본 논문은 삼성SDI(주)의 산학파제 “스피너코터 성능향상을 위한 진동저감”에 관한 연구의 모델링 및 제어부분의 일부로 연구되었습니다.

### 참고 문헌

- (1) Jun, O. S., Study of Analysis Method of General Rotor, KSME Summer Conference Proceeding, Dynamics, and Control, pp.162~167, 2000
- (2) Genta, G., A Harmonic Finite Element for the Analysis of Flexural, Torsional and Axial Rotordynamic Behaviour of Discs, Journal of Sound and Vibration, Vol. 196, pp. 19~43, 1996
- (3) Parker, R. G. and Jr. Mote, C. J., Vibration and Couplinghen Pomena in Asymmetric Disk-Spindle Systems, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 63, pp. 953~961, 1996
- (4) 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
- (5) 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
- (6) 이해철, 이준서, 차경욱, “결합이 있는 회전요소 베어링에서 음향-진동 신호의 고차 통계해석”, 한국 동작기계학회 추계학술대회, pp. 49~56, 1999
- (7) 장진희, “본드 그래프 접근법을 이용한 시스템의 모델링 합성 방법에 관한 연구”, 한양대학교 박사학위논문, 1997.
- (8) Jang, J. H. and Han, C. S. “The Sensitivity Analysis of Lateral Acceleration for a Front Wheel Steering Vehicle: In the Frequency Domain”, International journal of Vehicle Design, 1996.
- (9) Karnopp, D.C. and Rosenberg, R. C, Analysis and Simulation of Multiport system : The Bond Graph Approach to Physical System Dynamics, The MIT Press, 1968.
- (10) Deif, A.S., Sensitivity Analysis in Linear System, Springer-Verlag, Berlin,Heidelberg

### Appendix : Bond Graph

