

표면 실장기(SMD) 성능 개선을 위한 민감도 해석 및 최적화 방안

차인혁*, 한창수*, 김정덕**

The Sensitivity Analysis and Optimization for the Development of the SMD Performance

In-Hyuk Cha*, Chang-Soo Han*, Jung-Duck Kim**

ABSTRACT

In this paper, A design strategy of the Surface Mounting Device for accurate and better performance is studied. Analytical modeling, sensitivity analysis, and optimization are being conducted. The ANSYS software and experimental method are used for the verification of the analytical equations with boundary conditions. Through the sensitivity analysis, the most dominant design parameter can be detected. The optimum design parameters for improving the given performances are selected by using the optimization algorithm. The design tool based on the design strategy for the analysis, modeling, and optimization will be useful for a re-design and better improving of the SMD.

Key Words : Analytical modeling(이론적 모델링), Sensitivity analysis(민감도해석), Optimization(최적화), Design tool(설계도구), SMD(표면실장기).

Nomenclature

E_i : 영률 (Young's Modulus)
 I_i : 관성 모멘트
 A_{area_i} : 단면적 (mm^2)
 m_i : 단면 질량 (단위길이당 질량 : kg/mm)
 w : 진동수 (Hz)
 $Z(x)_i$: z방향 굽힘(bending)모드 함수
 $U(x)_i$: x,y평면상의 굽힘(bending)모드 함수
 $\Phi(x)_i$: 비틀림(torsional) 진동모드 함수

$W(x)_i$: 길이방향(longitudinal) 진동모드 함수
 G_i : Shear modulus
 J_i : 극관성 모멘트
 α_i : 비틀림(Torsional)운동에 대한 주파수 방정식의 고유값 ($i=1..5$)
 α_i^* : 길이방향(Longitudinal)운동에 대한 주파수 방정식의 고유값 ($i=1..5$)
 $\beta_i, \beta_i^* : \beta_3, \beta_3^*$ 굽힘(bending)운동에 대한 주파수 방정식의 고유값

* 한양대학교 정밀기계공학과 CIM & Robotics Lab.

** 삼성항공 정밀기기 연구소

$$(i = 1, 2, 4, 5) \quad \text{각각} \quad \left(\sqrt{\frac{E_i I_{zi}}{m_i L^4}} \right), \left(\sqrt{\frac{E_i I_{zi}}{m_i L^4}} \right)$$

$$(i = 3) \quad \left(\sqrt{\frac{E_i I_{yi}}{m_i L_2^4}} \right), \left(\sqrt{\frac{E_i I_{zi}}{m_i L_2^4}} \right)$$

- L2 : x축 길이 (body 3)
- L : y축 길이 (body 1&2 and body 4&5)
- i : body 번호 (1..5)

1. 서론

과학의 발전과 더불어 현대인의 삶을 풍요롭게 하는데 각종 전자기기들이 많은 역할을 해왔으며 이제는 전자기기 없는 삶은 상상할 수조차 없을 정도로 전자기기는 우리의 삶에 큰 비중을 차지하고 있다. 한편 다양한 기능의 전자기기에 대한 요구는 점점 증가되는 추세이며 이에 따라 더욱 다양한 종류의 반도체 부품을 장착한 PCB 제작을 필요로 하게 되었다. 따라서, PCB에 대한 생산 능력은 곧 반도체 장비들의 생산능력으로 직결되며 점차 증가하는 전자기기들에 대한 수요에 대처하기 위해서는 작업에 필요한 시간(tack time)은 가능한 줄이고 정밀구동과 다양한 반도체 조립에도 대처할 수 있는 PCB 제작 장비가 필요하게 되었다. 이러한 요구는 전자 부품 조립에 널리 쓰이고 있는 표면 실장기(Surface Mounting Device)에 대한 연구와 개발을 촉진 시키는 계기가 되었다. 표면 실장기의 성능 향상을 위하여 두가지 측면에서 생각할 수 있겠다. 첫째는 적절한 제어 기법의 적용을 통하여 성능을 향상시킬 수 있으며 두번째는 정밀, 고속 구동을 위한 설계가 이루어져야만 하겠다. 그러나 보다 근본적인 접근법은 표면실장기에 대한 정확한 이해와 해석을 바탕으로 목적에 맞는 설계를 하는 것으로 후자의 경우에 해당된다 하겠다. 즉, 제어만으로 극복할 수 없는 문제에 대해 시스템의 성능을 향상시키고자 할 경우 SMD에 대한 근본적인 해석을 바탕으로 최적설계와 그에 근거한 최상의 제어가 병행되어야 할 것이다.

본 논문에서 다루는 내용은 이와 같은 목적으로 수행된 연구 결과이며 기존의 SMD에 대한 이론적 모델링과 해석을 수행하고 그 결과를 상용 프로그램인 ANSYS로 해석한 결과와 비교하여 이론적 모델링식의 타당성을 검증하였다. 또한 검증된 결과식을 바탕으로 설계요소에 대한 민감도를 수행하여 SMD의 성능을 향상시킬 수 있도록

설계 치수나 배치를 최적화 시켜 좀 더 성능이 향상된 SMD를 설계할 수 있도록 설계 지표를 제시하였다. 즉, SMD를 이론적으로 모델링하고 해석하며 결과 수식을 바탕으로 각 요소(m, I, E, L)에 대한 민감도를 수행하여 설계 요소(치수, 배치)에 대한 민감도를 수행하고 그 결과를 통해 최적화를 수행하여 성능을 향상시킬 수 있는 설계 치수를 찾아내려 하였다. 본 논문에서는 SMD성능 평가항목 중 구동속도와 밀접한 관계를 갖고 있는 고유진동수를 평가항목을 선정하였으며 단면 치수와 부품배치에 대한 최적화를 수행하여 현재 설계된 frame형상중에서 최적화된 치수와 배치에 대한 결과를 얻었다. 이때 최적화에 필요한 구속조건으로 frame의 변형(displacement)에 대한 항도 고려하여 최적화 결과값이 고유진동수 뿐만 아니라 정밀도 향상을 위하여 필수적인 요소인 변형량에 있어서도 향상된 성능을 나타낼 수 있도록 하였다. 한편 유한요소 해석을 통하여 SMD의 모델링과 해석을 수행할 수 있겠지만 민감도와 최적화까지 수행하기는 어려움이 많으며 모델 변경시 새로운 작업을 수행하여야 하는 등 수많은 진동해석이 필요하게 된다. 따라서 이론적인 방법으로 모델링하고 해석하며 민감도와 최적화까지 수행할 수 있는 설계 tool을 개발하였다. 따라서 개발된 설계 tool로 부터 유사한 형태의 SMD 장비의 frame 설계시 원하는 성능치수에 따라 최적화된 설계치를 제공할 수 있는 방법을 제시할 것이며 새로운 반도체 장비의 제작시 모의실험을 통한 성능 예측을 할 수 있을 것이다.

2. 이론적 해석방법에 의한 모델링 및 해석

2.1 이론적 해석방법의 개요⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾

SMD system의 성능에 가장 큰 영향을 주는 부분은 각종 부품을 PCB에 장착시켜 주는 X-Y직교 좌표 형태의 로봇이며 모델링과 해석의 용이함을 위해 Fig.1과 같이 X-Y직교 좌표 로봇의 근사모델을 선정하여 이 모델에 대한 진동해석을 수행하였다. 이때 모델링은 이론적방법(analytic method)을 이용하여 수행하였으며 모델링 결과를 사용하여 시스템의 고유진동수 뿐만 아니라 각 body에 대한 설계변수의 민감도를 수행하여 설계시 가장 고려해야 할 body와 요소를 찾아내었으며 아울러 최적화 이론을 도입하여 가장 민감한 반응을 보였던 body의 형태(frame)설계시 설계 수치와 구조물 배치 등에 대한 최적화값을 제공할 수 있도록 하였다.

본 논문에서 모델링을 수행할 때 다음과 같은 가정을

하였으며 전체 모델은 Fig.1에서 보는 바와 같이 5개의 body로 구성되어 있다.

가 정 :

1. 각 body는 균일하고 연속적인 bar로 구성되어 있다.
2. 진동 해석시 각 body에 작용하는 중력에 의한 처짐은 고려하지 않으나 최적화 과정에서는 지중에 의한 처짐량을 고려한다.⁽⁴⁾
3. 모델의 1, 2 body와 4, 5 body의 아래부분 끝단은 고정시킨 것으로 한다.

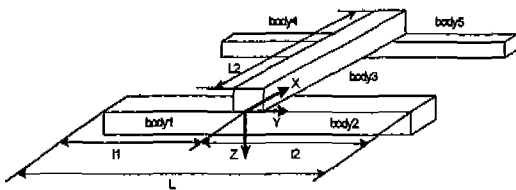


Fig. 1 System definition for the analysis

2.2 시스템 모델링

시스템 모델링에는 각 body의 중력에 의해 발생하는 Z축 방향 굽힘(bending)과 Z축에 수직인 X,Y평면 상에서 발생하는 굽힘(bending)운동이 동시에 고려되어야 하며 또한 비틀림 운동과 길이방향(longitudinal)운동도 고려되어야 한다. 또한 각 body에는 Z축 방향으로의 굽힘(bending)운동과 Z축에 수직인 X,Y평면과 평행하게 발생하는 횡방향 굽힘(bending)운동 그리고 비틀림(torsional)운동과 길이방향(longitudinal)운동이 독립적으로 또는 서로 간섭을 일으키며 나타나므로 이러한 현상들도 표현할 수 있어야 한다. 각body의 운동 형태를 모델링 하면 편미분방정식의 형태로 표현되는데 이렇게 모델링 된 식들이 일반해를 갖기 위해서는 편미분 차수와 같은 수의 경계조건이 필요하다. 경계조건은 일반해를 구하기 위하여 편미분식을 적분할 경우 적분상수 값을 찾는 데 사용되기 때문이다. 따라서 각 운동형태에 대한 경계 조건을 모두 만족하는 수식을 유도해 내야 한다. 유도과정에 사용된 경계조건은 다음과 같으며 2.2.1 - 2.2.3까지는 각 운동형태에 독립적으로 영향을 주는 경계조건을 나타내었고 2.2.4에 두 개 이상의 운동형태에 동시에 영향을 주는 경계조건을 정리하였다.

2.2.1 굽힘(bending)모드에 대한 경계조건

Bar의 굽힘(bending)운동을 위한 미분방정식은 식(1)과 같으며 굽힘(bending)운동에만 영향을 주는 경계조건을 식(2)에 나타내었다.

$$\frac{d^4 Y(x)}{dx^4} - \beta^4 Y(x) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} Z_1(-l_1) = 0, \quad Z_2(l_2) = 0, \quad Z_4(l_1) = 0, \quad Z_5(l_2) = 0 \\ \frac{\partial Z_1(-l_1)}{\partial y_1} = 0, \quad \frac{\partial Z_2(l_2)}{\partial y_2} = 0, \quad \frac{\partial Z_4(-l_1)}{\partial y_1} = 0, \quad \frac{\partial Z_5(l_2)}{\partial y_2} = 0 \\ U_1(-l_1) = 0, \quad U_2(l_2) = 0, \quad U_4(-l_1) = 0 \\ U_5(l_2) = 0, \quad \frac{\partial U_1(-l_1)}{\partial y_1} = 0, \quad \frac{\partial U_2(l_2)}{\partial y_2} = 0 \\ \frac{\partial U_4(-l_1)}{\partial y_1} = 0, \quad \frac{\partial U_5(l_2)}{\partial y_2} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

2.2.2 비틀림(torsional)모드에 대한 경계조건

비틀림 운동을 위한 일반적인 미분방정식은 식(3)과 같으며 비틀림 운동에만 영향을 주는 경계조건을 식(4)에 나타내었다.

$$\frac{d^2 \Theta(x)}{dx^2} - \beta^2 \Theta(x) = 0 \quad (3)$$

$$\Phi_1(-l_1) = 0, \quad \Phi_2(l_2) = 0, \quad \Phi_4(-l_1) = 0, \quad \Phi_5(l_2) = 0 \quad (4)$$

2.2.3 길이방향(Longitudinal)모드에 대한 경계조건

길이방향(Longitudinal)운동을 위한 일반적인 미분방정식은 다음과 같으며 길이방향(longitudinal)운동에만 영향을 주는 경계조건은 식(6)과 같다.

$$\frac{d^2 U(x)}{dx^2} - \beta^2 U(x) = 0 \quad (5)$$

$$W_1(-l) = 0, \quad W_2(l_2) = 0, \quad W_4(-l_1) = 0, \quad W_5(l_2) = 0 \quad (6)$$

2.2.4 복합(Coupled)모드에 대한 경계 조건

각 body의 연결부분에는 앞 절(2.2.1 ~ 2.2.3)에서 언급한 운동형태가 복합적으로 발생한다. 즉 각 운동 모드들에서 발생한 변위, 기울기, 모멘트, 전단력(shear

force) 등이 서로 간섭을 일으키게 되므로 이 간섭현상을 표현할 수 있는 복합 경계조건을 찾아야 한다. 복합 경계 조건은

$$\begin{aligned}
 Z_1(0) &= Z_2(0), & Z_3(0) &= Z_1(0) \\
 Z_4(0) &= Z_5(0), & Z_3(0) &= Z_4(0) \\
 \frac{\partial Z_3(0)}{\partial x} &= \Phi_1(0), & \frac{\partial Z_1(0)}{\partial y_1} &= \frac{\partial Z_2(0)}{\partial y_2} \\
 \frac{\partial Z_3(0)}{\partial x} &= \Phi_3(0), & \Phi_1(0) &= \Phi_2(0) \\
 \\
 \frac{\partial Z_3(L_2)}{\partial x} &= \Phi_4(0), & \frac{\partial Z_4(0)}{\partial y_1} &= \frac{\partial Z_5(0)}{\partial y_2} \\
 \frac{\partial Z_4(0)}{\partial y_1} &= \Phi_3(L_2), & \Phi_4(0) &= \Phi_5(0) \\
 E_3 I_3 \frac{\partial^3 Z_3(0)}{\partial x^3} &= E_1 I_1 \left(\frac{\partial^3 Z_1(0)}{\partial y_1^3} - \frac{\partial^3 Z_2(0)}{\partial y_2^3} \right) \quad (7) \\
 E_3 I_3 \frac{\partial^3 Z_3(0)}{\partial x^2} &= G_1 J_1 \left(\frac{\partial \Phi_1(0)}{\partial y_1} - \frac{\partial \Phi_2(0)}{\partial y_2} \right) \\
 G_3 J_3 \frac{\partial \Phi_3(0)}{\partial x} &= E_1 I_1 \left(\frac{\partial^2 Z_1(0)}{\partial y_1^2} - \frac{\partial^2 Z_2(0)}{\partial y_2^2} \right) \\
 E_3 I_3 \frac{\partial^3 Z_3(L_2)}{\partial x^3} &= -E_4 I_4 \left(\frac{\partial^3 Z_4(0)}{\partial y_1^3} - \frac{\partial^3 Z_5(0)}{\partial y_2^3} \right) \\
 E_3 I_3 \frac{\partial^2 Z_3(L_2)}{\partial x^2} &= -G_4 J_4 \left(\frac{\partial \Phi_4(0)}{\partial y_1} - \frac{\partial \Phi_5(0)}{\partial y_2} \right) \\
 G_3 J_3 \frac{\partial \Phi_3(L_2)}{\partial x} &= -E_4 I_4 \left(\frac{\partial^2 Z_4(0)}{\partial y_1^2} - \frac{\partial^2 Z_5(0)}{\partial y_2^2} \right) \\
 U_1(0) &= U_2(0), & U_1(0) &= W_3(0) \\
 W_1(0) &= U_3(0), & W_1(0) &= W_2(0) \\
 \frac{\partial U_1(0)}{\partial y_1} &= \frac{\partial U_2(0)}{\partial y_2}, & \frac{\partial U_1(0)}{\partial y_1} &= \frac{\partial U_3(0)}{\partial x} \\
 U_4(0) &= U_5(0), & U_4(0) &= W_3(L_2) \\
 W_4(0) &= U_3(L_2), & W_4(0) &= W_5(0) \\
 \frac{\partial U_4(0)}{\partial y_1} &= \frac{\partial U_5(0)}{\partial y_2}, & \frac{\partial U_4(0)}{\partial y_1} &= \frac{\partial U_3(L_2)}{\partial x} \\
 E_3 I_3 \frac{\partial^3 U_3(0)}{\partial x^3} &= E_1 A_{area1} \left(\frac{\partial W_1(0)}{\partial y_1} - \frac{\partial W_2(0)}{\partial y_2} \right) \\
 E_3 A_{area3} \frac{\partial^3 W_3(0)}{\partial x} &= -E_1 I_1 \left(\frac{\partial U_1^3(0)}{\partial y_1^3} - \frac{\partial U_2^3(0)}{\partial y_2^3} \right)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 E_3 I_3 \frac{\partial^2 U_3(0)}{\partial x^2} &= E_1 I_1 \left(\frac{\partial^2 U_1(0)}{\partial y_1^2} - \frac{\partial^2 U_2(0)}{\partial y_1^2} \right) \\
 E_3 I_3 \frac{\partial^3 U_3(L_2)}{\partial x^3} &= -E_4 A_{area4} \left(\frac{\partial W_4(0)}{\partial y_1} - \frac{\partial W_5(0)}{\partial y_2} \right) \\
 E_3 A_{area3} \frac{\partial W_3(L_2)}{\partial x} &= E_4 I_4 \left(\frac{\partial^3 U_4(0)}{\partial y_1^3} - \frac{\partial^3 U_5(0)}{\partial y_2^3} \right) \\
 E_3 I_3 \frac{\partial^2 U_3(L_2)}{\partial x^2} &= -E_4 I_4 \left(\frac{\partial^2 U_4(0)}{\partial y_1^2} - \frac{\partial^2 U_5(0)}{\partial y_2^2} \right)
 \end{aligned}$$

과 같으며 변위, 기울기와 관련된 24개의 경계조건과 모멘트, 전단력과 관련된 12개의 경계조건을 찾을 수 있다. 여기서 굽힘운동의 기울기는 1차 편미분 형태로 표현되고 모멘트는 2차, 전단력은 3차 편미분 형태로 표현된다. 비틀림운동의 경우 모멘트는 1차 편미분 형태로 표현되며 길이방향(longitudinal)운동에서 1차 편미분항은 전단력을 의미한다.

따라서 2.2.1-2.2.3까지의 경계조건과 (7)의 경계조건을 모두 만족시킬 수 있는 시스템 모델링을 수행하여 시스템의 주파수 방정식(frequency equation)

$$(M_{11} M_{22} - M_{12} M_{21})(M_{11}^* M_{22}^* - M_{12}^* M_{21}^*) = 0 \quad (8)$$

을 유도하였다. 여기서

$$\begin{aligned}
 M_{11} &= R_1 \cos(\beta_3 L_2) + R_3 \sin(\beta_3 L_2) + R_5 \cosh(\beta_3 L_2) + R_7 \sinh(\beta_3 L_2) \\
 &\quad - B_5^* P_9 - B_6^* P_{11} - B_5^* P_{10} P_9 - B_6^* P_{12} P_9 \\
 M_{12} &= R_2 \cos(\beta_3 L_2) + R_4 \sin(\beta_3 L_2) + R_6 \cosh(\beta_3 L_2) + R_8 \sinh(\beta_3 L_2) \\
 &\quad - B_5^* P_{10} P_{10} - B_6^* P_{12} P_{10} \\
 M_{21} &= R_1 \sin(\beta_3 L_2) - R_3 \cos(\beta_3 L_2) + R_5 \sinh(\beta_3 L_2) + R_7 \cosh(\beta_3 L_2) \\
 &\quad - 2A_1^* (D_{12}^* - 1) P_{11} \\
 M_{22} &= R_2 \sin(\beta_3 L_2) - R_4 \cos(\beta_3 L_2) + R_6 \sinh(\beta_3 L_2) + R_8 \cosh(\beta_3 L_2) \\
 &\quad - 2A_1^* D_{11}^* - 2A_1^* (D_{12}^* - 1) P_{12} \\
 M_{11}^* &= \beta_4^* B B_{13}^* + \beta_4^* B B_{14}^* H H_{10} + \beta_3^* P P_2 \sin(\beta_3^* L_2) - \beta_3^* P P_4 \cos(\beta_3^* L_2) \\
 &\quad - \beta_3^* P P_6 \sinh(\beta_3^* L_2) - \beta_3^* P P_8 \cosh(\beta_3^* L_2) \\
 M_{12}^* &= \beta_4^* B B_{14}^* H H_9 + \beta_3^* P P_1 \sin(\beta_3^* L_2) - \beta_3^* P P_2 \cos(\beta_3^* L_2) \\
 &\quad - \beta_3^* P P_5 \sinh(\beta_3^* L_2) - \beta_3^* P P_7 \cosh(\beta_3^* L_2) \\
 M_{21}^* &= -P P_2 \cos(\beta_3^* L_2) - P P_4 \sin(\beta_3^* L_2) + P P_6 \cosh(\beta_3^* L_2) \\
 &\quad + P P_8 \sinh(\beta_3^* L_2) - A A_3^* (-D D_9^* - D D_{10}^* H H_{10} + 1) \\
 M_{22}^* &= -P P_1 \cos(\beta_3^* L_2) - P P_3 \sin(\beta_3^* L_2) + P P_5 \cosh(\beta_3^* L_2) \\
 &\quad + P P_7 \sinh(\beta_3^* L_2) + A A_3^* D D_{10}^* H H_9
 \end{aligned}$$

이며 식 (1), (3), (5)가 일반해를 갖기 위해서는 (8)식을 만족하는 고유 진동수 w 가 존재하여야 한다. 이때 M_{ij}, M_{ij}^* ($i=1,2, j=1,2$)는 w 에 관한 항으로 정의된다. M_{ij} 에 의한 진동모드와 M_{ij}^* 에 의해 나타나는 진동모드는 서로 독립되어 나타나므로 (8)식과 같이 M_{ij} 에 관한 항과 M_{ij}^* 에 관한 항으로 인수분해된다. 본 논문에서는 (8)식의 M_{ij} 과 M_{ij}^* 을 표현하기 위하여 정의된 각 기호의 의미는 생략하였다. 식(8)을 만족하는 시스템의 고유진동수를 찾기 위하여 bisection method를 이용하였으며 주파수를 일정 간격으로 증가시키며 해가 존재하는 곳의 하한 주파수와 상한 주파수를 찾아내고 이 범위내에서 방정식의 근을 찾아내었다.

2.3 모델링 해석 검증

이론적 모델링을 바탕으로 시스템의 고유진동수를 계산해 내었으며 Table 1.에 해석적인 방법으로 찾아낸 고유진동수와 FEM으로 찾아낸 고유진동수를 비교하였다. Table 1(1)은 현재 시스템의 데이터를 사용한 결과이고 (2)와(3)은 해석적 방법에 의한 모델링의 타당성을 입증하기 위하여 현재 데이터를 기준으로 임의의 물성치를 임의의 값으로 변화시켜 해석한 결과이다.

Table 1.의 (1), (2), (3)경우에서 알 수 있는 바와 같이 해석적 방법에 의한 해석 결과와 FEM에 의한 해석 결과가 거의 유사함을 알 수 있으며 해석적 모델링 방법과 해석의 타당성은 충분히 검증되었다고 할 수 있겠다. 이때 Fig.1에서 정의된 각 body는 SCREW나 L/M guide등 여러 부품이 결합되어 있어 한 body내에서도 부분 별로 다른 단면과 물성치를 갖게 된다. 따라서 해석적인 방법에 의한 모델링과 FEM모델링의 복잡성을 줄이고

Table 1. The comparison of the natural frequency

해석방법 (case)모드		FEM	Analytic Method
(1)	1	5.72Hz	5.93Hz
	2	8.70Hz	8.45Hz
	3	10.61Hz	10.04Hz
(2)	1	6.83Hz	6.69Hz
	2	9.34Hz	9.88Hz
	3	11.25Hz	11.36Hz
(3)	1	7.91Hz	7.82Hz
	2	10.73Hz	9.44Hz
	3	11.70Hz	11.72Hz

비교의 타당성을 높이기 위하여 균일한 물성치와 단면적을 갖고 있는 것으로 가정한 대표적인 5개의 body로 나누었다. 그리고 각 body들이 각각 하나의 대표값을 갖도록 여러 단면들과 물성치들을 체적평균하였다. Table2에 평균한 값들을 정리하였고 FEM모델링에도 Table2의 값들을 이용하였다.

Table 2. Data for the simulation

Definition of Parameter	Parameter value	Definition of Parameter	Parameter value
$\rho 1(\rho 2)$	7850E-9	$\rho 4(\rho 5)$	7850E-9
A1(A2)	9961.39	A4(A5)	3900
Iz1(Iz2)	16963877.2	Iz4(Iz5)	1594324.47
Ix1(Ix2)	17648201.6	Ix4(Ix5)	2401726.57
E1(E2)	70E3	E4(E5)	70E3
$\rho 3$	3482.5E-9	Iy3	3873882.33
A3	5272.16	E3	210E3
Iz3	79977419.6		

3 시스템 민감도 해석 및 최적화

3.1 시스템 설계 요소의 민감도

시스템의 설계 요소에는 여러 가지가 있을 수 있으나 본 논문에서는 body설계에 영향을 줄 수 있는 요소인 단면질량(m), 관성모멘트(I), 각 body길이(L)에 대한 시스템의 민감도를 살펴보려 한다. Fig.3-10까지 각 요소의 변화에 대한 시스템 고유진동수 변화를 나타내었으며 각 그래프간 비교 평가를 위하여 해석결과를 정규화시켰다. 이때 그래프의 기울기는 시스템요소의 변화에 대한 시스템 고유진동수의 민감도를 나타낸다. 각 그래프의 x축은

Table 3. The simulation data for the sensitivity analysis

Definition of Parameter	Parameter value	Definition of Parameter	Parameter value
m1(m2)	2.099E-2	m4(m5)	1.119E-2
A1(A2)	7.746E3	A4(A5)	4.129E3
Iz1(Iz2)	2.845E6	Iz4(Iz5)	791.709E6
Ix1(Ix2)	1.472E7	Ix4(Ix5)	1.120E6
E1(E2)	7.0E4	E4(E5)	70E3
m3	1.383E-2	Iy3	5.497E6
A3	3.503E3	E3	1.037E5
Iz3	2.509E6		

초기값에 대한 %를 나타내며 주어진 초기값의 60%에서 140%까지 1%씩 증가시켰다. 그리고 그 값에 대한 시스템 고유진동수의 변화를 y축에 Hz로 표시하였다. Body 1과 2, 또한 body4와 5는 단일 축으로 구성되어 있으므로 요소값과 그 변화에 대한 결과도 같다. 따라서 body 1과 3 그리고 4에 대한 민감도 결과만 그래프로 나타내었다.

민감도는 시스템 설계변수에 대한 식의 상미분형태인 $\frac{\partial f(x)}{\partial x}$ 로 표현되고 민감도 결과는 시스템 방정식의 각 설계변수에 대한 편미분항을 구해 수행하나 본 논문에서는 민감도 수행의 용이함을 위해 Finite Differential Method (FDM)을 사용하였다.

시스템은 각 body의 지배적인 단면형상 및 그에 따른 물성치에 가장 큰 영향을 받는다. 따라서 해석에 사용된 설계요소값들은 각 body가 그 body내의 여러 단면 형상 중에서 가장 지배적인 단면형상으로만 되어 있으며 그에 따른 균일한 물성치를 갖는 것으로 가정하여 적용하였다. Table 3.에 사용된 요소값들을 정리하였으며 이 값들은 각각의 값들을 체적 평균한 Table2.의 값과 다소 다른점이 있으나 FEM의 결과와 비교 검증한 결과 그 타당성을 확인할 수 있었다.

관성 모멘트(I)은 고정 시키고 단면질량(m)값의 변화에 대한 시스템 고유진동수의 변화를 각 body에 대해 살펴본 결과 초기값으로부터 같은 비율로 각각의 m값을 증가시켰을 때 시스템의 반응은 body3이 가장 크게 나타남을 알 수 있었고 body1,2 body4,5의 순으로 민감도가 낮아짐을 알 수 있었다. 특히 body1,2의 경우 현재의 초기값에서는 m이 증가함에 따라 시스템 고유진동수가 약

간 증가하는 것을 볼 수 있는데 초기값이 달라질 경우 다른 경향을 나타낸다. 그래프의 결과를 종합해 보면 현재 시스템의 조건하에서는 전체 시스템의 고유진동수를 높이기 위해서는 body3의 m값을 가능한 감소시키는 방향으로 설계해야 한다는 것을 알 수 있었다. Fig. 2는 body3의 단면질량에 대한 민감도 결과 그래프이다.

다음으로 시스템 각 body의 단면질량(m)값은 고정시키고 관성모멘트(I)값을 변화시켜 가며 시스템의 반응을 살펴본 결과 m값에 대한 민감도 결과와 마찬가지로 body3의 민감도가 다른 body의 민감도보다 높음을 알 수 있었다. 따라서 시스템 설계시 고유진동수를 높이기 위해서는 다른 body보다는 body3의 I값을 가능한 높이는 방향으로 설계하는 것이 유리하다는 것을 알 수 있었다. Fig. 3은 관성모멘트(I)에 대한 민감도 결과 그래프이다.

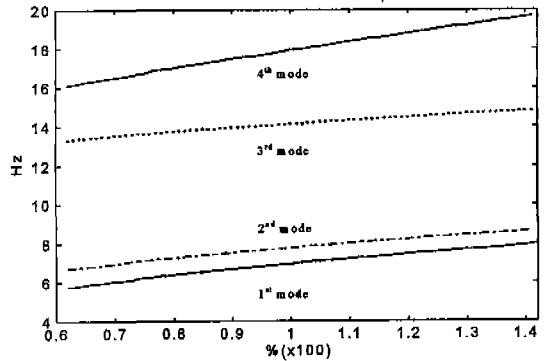


Fig. 3 Perturbation for the I of the body 3

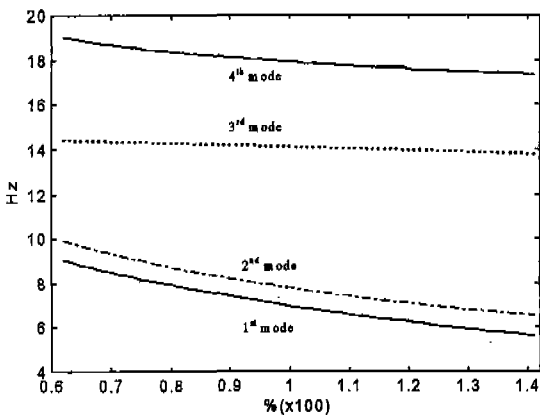


Fig. 2 Perturbation for the m of the body 3

앞에서의 해석결과를 볼 때 단면질량(m)에 대한 민감도 해석에서 body3에 해당하는 부분이 가장 민감한 것으로 나타났고 관성모멘트(I)에 대한 민감도 해석 결과 역시 body3이 가장 민감한 것으로 나타났다. 그러나 이 해석 결과는 하나의 설계 요소를 변화시켜 실행한 것으로 단면질량과 관성모멘트가 서로 어느정도 종속되어 있는 것을 고려 할 때 실제 설계결과로 적용하기 어려운 점이 있다. 따라서 단면질량과 관성모멘트에 대한 민감도를 비교하여 더 민감한 쪽을 최적화 시키고 다른 요소에 대해서는 구속조건으로 설정하는 방법을 사용하여 최적화 결과를 실제 시스템에 적용시켜 타당한 결과를 얻을 수 있도록 하였다. 각각의 경우에서 가장 민감한 반응을 보였던 Fig. 2와 Fig. 3을 비교해 보았을 때 관성 모멘트(I)

에 의한 변화를 보다는 단면 질량(m)에 의한 반응이 더 민감함을 알 수 있었다. 따라서 전체 시스템의 고유 진동수를 높이기 위해서는 body3의 설계에 보다 주안점을 두어야 하며 body3의 설계시 I값이 어느정도 감소하더라도 m값을 가능한 줄이는 것이 보다 바람직하다는 결론을 내릴 수 있었고 단면질량(m)에 대한 최적화를 수행하는 것이 유리하다는 것을 알 수 있었다.

3.2 시스템 단면 설계 요소의 민감도

Body 설계시 가장 민감하게 반응했던 body3에 대해 각 단면부품의 치수에 대한 민감도를 수행하며 그 결과를 바탕으로 설계치수와 배치에 대한 최적화를 수행하려 한다. Fig. 4에 body3의 단면 형상을 나타내었다. Fig.4에서 보는 바와같이 단면을 6개의 부분으로 나누어 각각의 치수변화에 대해 민감도를 수행하였으며 이때 치수변화의 범위를 초기 치수의 60%~140%까지로 하였다. SCREW와 L/M guide의 위치와 면적에 대한 민감도를 추가로 수행하였고 위치에 대해서는 SCREW의 y위치를

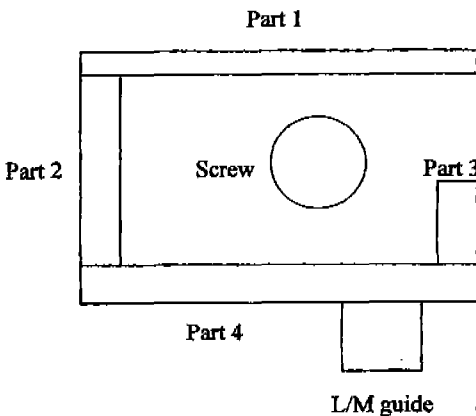


Fig. 4 Cross section shape of the body3

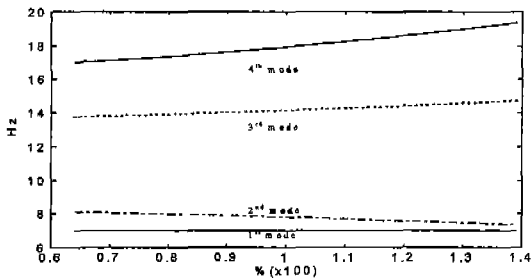


Fig. 5 Perturbation for the L/M guide area

제의 하고는 비교적 큰 변화가 없음을 알 수 있었다. Fig.5-8에 민감하게 반응한 설계요소에 대한 그래프를 나타내었다. 그래프를 살펴보면 frame의 치수에 보다 민감함을 알 수 있고 SCREW는 가능한 한 높게 설치하고 면적은 가능한 작은 것이 유리한 것으로 나타났다. 따라서 이 결과를 바탕으로 frame의 면적에 대한 최적화를 수행하여 적절한 설계 치수를 제시하려 한다.

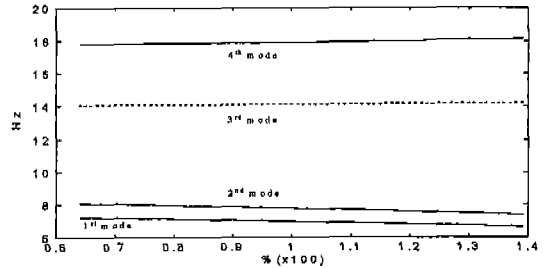


Fig. 6 Perturbation for the SCREW diameter

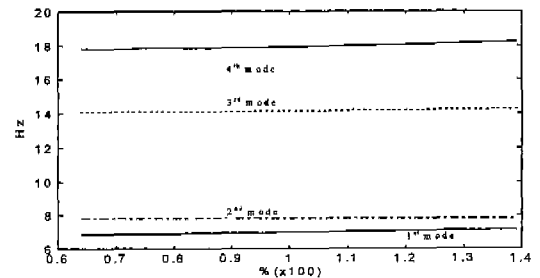


Fig. 7 Perturbation for the SCREW y position

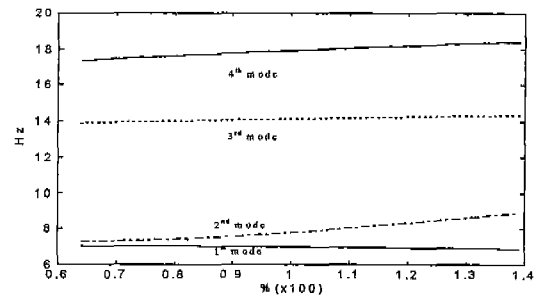


Fig. 8 Perturbation for the area of the frame(1,4)

3.3 시스템 단면 설계 요소의 최적화

3.3.1 최적화 문제의 구성 및 해석

앞 절의 해석결과를 바탕으로 frame의 치수에 대한 최

적화를 수행한다. 설계 변수로는 part 1-4의 각각의 넓이와 높이로 한다. 즉 $b_i, h_i (i=1,2,3,4)$ 의 8개를 설계 변수로 하고 단면적을 최소화할 수 있도록 목적 함수를 전체 단면적 A로 한다. 이것은 앞 절의 민감도 해석 결과를 바탕으로 한 것이다. 즉, 단면질량이 작을수록 고유진동수를 증가시킬 수 있으므로 사용재료가 정해지면 단면질량과 비례관계가 있는 단면적을 최소화 시키면 된다. 따라서 최적화 문제를 다음과 같이 설정할 수 있다.

$$\text{목적 함수 : } \text{Min } f = \sum_{i=1}^4 b_i h_i$$

구속 조건 :

$$g(1) = al - Iz \leq 0$$

$$g(2) = be - Iy \leq 0$$

$$g(3) = \frac{1}{EIz} - \frac{1}{E_{av}al} \leq 0$$

$$g(4) = \frac{m}{Ely} - \frac{m_{av}}{E_{av}be} \leq 0$$

여기서

al : 현재 시스템의 body3에 대한 Iz값 (= 3.059380E6)

be : 현재 시스템의 body3에 대한 Iy값 (= 5.496644E6)

E_{av} : 현재 시스템의 E값 (= 1.037E5)

m_{av} : 현재 시스템의 m값 (= 1.3827E-2)

구속조건식은 frame의 단면적은 줄이고 I값은 최소한 현재값을 유지할 수 있도록 cost function을 구속하고 있다. 다시 말해서 구속조건식 g(1)과 g(2)는 최적화된 body 3에 대한 frame 치수의 관성모멘트가 현재 시스템의 I값보다는 크도록 구속하고 있고 g(3)은 최적화된 frame의 Y방향 휘어짐량이 현재 값보다 작도록 구속하고 있으며 g(4)는 최적화된 설계치수대로 제작했을 때 Z방향으로 처지는 처짐량이 최적화 이전 값보다 작아지도록 구속하고 있다. 그리고 구속 조건식에 사용되는 물성치인 밀도와 영률등은 frame과 L/M guide, SCREW의 값을 면적평균한 값을 사용하였다. 이때 최적화에 필요한 설계 변수에 대한 초기값은 현재 설계되어 있는 설계값으로 했으며 그 값은 다음과 같다.

Part 1 = (120,5)

Part 2 = (10,61)

Part 3 = (10,25)

Part 4 = (120,10)

Part 5 = (23,23)

Part 6 = 20

단, (x,y)에서 $x = b_i, y = h_i (i=1...4)$

설계변수에 대한 경계는 하한값으로는 초기값의 50%, 상한값으로는 초기값의 150%값을 사용하였으며 이것은 최적화한 결과값이 실제 제작에 사용할 수 있는 적정한 값이 나오도록 하기 위하여 필요한 조건이다.

3.3.2 최적화 해석결과 및 고찰

최적화 결과, 각 frame에 대한 수치는 다음과 같다.

Part 1 = (60, 3.4)

Part 2 = (5, 91.5)

Part 3 = (5, 12.5)

Part 4 = (147.9, 5)

설계 변수에 대한 최적화 결과 위와 같은 frame의 단면 치수가 얻어졌으며 민감도 해석 결과에서도 알 수 있듯이 SCREW의 위치는 Z방향으로 가능한 높게 하는 것이 시스템 전체의 고유진동수를 높이는데 유리한 것으로 나타났는데 이것은 현재 시스템의 고유진동모드 중 1차 모드가 Z방향에서 나타나기 때문이며 만일 1차 모드가 Y방향으로 나타난다면 SCREW의 위치는 가능한 한 Y방향으로 편중시키는 것이 유리할 것이다. Table 4는 최적화된 body3의 단면 형상치수를 적용하여 시스템의 고유진동수를 구한 결과를 비교 정리한 것이다.

Table 4.에서 알 수 있듯이 body3의 단면 설계요소에 대한 최적화 결과 전체 시스템의 고유진동수가 각각 22.5%, 20.14%씩 증가 하였다. 저차 모드(1차, 2차)에서는 큰 증가를 보였으나 3차 모드는 1,2차 모드보다 적은 증가를 보였다. Table 5.는 각각 최적화 수행전과 최적화를 수행한 후 frame의 최적치수를 적용했을 때의 물성치를 비교한 것이다. 최소화 시키고자 하는 단면적은 크게 감소한 것을 볼 수 있으며 처짐에 의한 변형량도 크

Table 4. The result comparison on the optimization of the crosssection design parameter

비교 모드	현재 값	최적화 결과	
1차 모드	6.9789	8.55	+22.5%
2차 모드	7.7909	9.36	+20.14%
3차 모드	14.125	14.58	+3.22%

게 감소한 것을 볼 수 있다. Fig.9는 최적화 전과 최적화 후의 body의 frame 단면형상을 비교한 것이다. 본 논문에서 SMD를 해석적인 방법으로 모델링하고 각 요소에 대한 민감도를 수행한 후 가장 민감하게 반응하는 부분을

찾아내 그 부분에 대한 최적화를 수행한 결과 처음 시스템의 성능보다 고유진동수도 개선되었고 처짐에 의한 변형도 크게 감소시킬 수 있었다.

4. 결 론

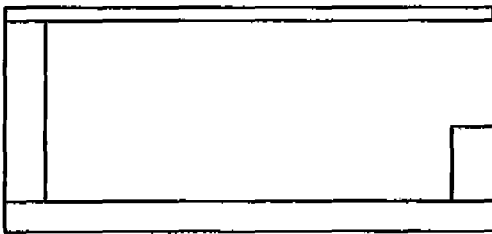
본 논문에서는 SMD의 성능을 개선하기 위한 방법으로 X-Y로봇을 이론적 모델링하고 해석하여 실험과 FEM의 해석결과와 비교하여 그 타당성을 검증하였고 이론적 모델링을 이용하여 시스템의 설계요소에 대한 민감도를 수행하여 시스템성능 개선에 민감하게 영향을 주는 인자를 찾아 내었고 민감도 해석 결과를 근거로 설계인자들에 대한 최적화를 수행하여 주어진 단면 형상에 대해 보다 나은 설계치를 제시하였다. 향후 과제로는 본 논문에서 이론적 모델링시 제외 했던 요소들을 고려하는 것이며 그럼으로써 좀 더 정확한 해를 찾을 수 있을 것이다. 또한 정적인 상태에서의 성능개선 뿐만 아니라 동적인 상태에서의 성능개선도 이를 수 있도록 해야 할 것이다.

참 고 문 헌

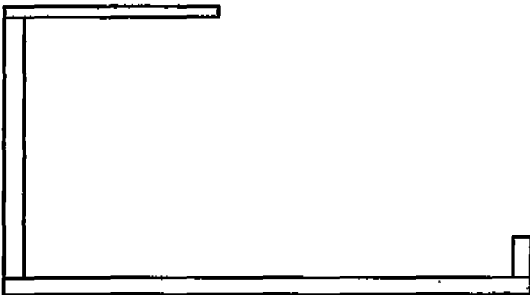
1. Singiresu S. Rao, Mechanical vibration thrid Edition, Addison-Wesley, 501-564p.
2. Leonard Meirobitch, Analytical Methods in vibration , Macmillan, 126-204p.328-380p.
3. Andrew D. Dimarogonas, Vibration for Engineering, Prentice Hall, 403-450p.
4. 이병국, 박광규, "사하중에 의한 정적처짐을 고려한 보의 자유진동", 한국소음진동공학회지제4권 4호, 451-457p. 1994.

Table 5. The variation comparison of the material property

비교 물성치	원 제 값	최적화 결과	
m	1.3827E-2	1.058E-2	-25.09%
A	3.503E3	2.303E3	-34.27%
Iz	3.0594E6	3.0594E6	0%
Iy	5.4997E6	5.4966E6	-0.06%
δy	0.4105	0.3501	-14.72%
δz	1.51	0.99	-52.53%



(Original shape)



(Optimized shape)

Fig. 9 The comparison of Frame cross section shape