

## 이론분석에 의한 MEMS 소켓 핀의 스프링 상수 계산

배규식\* · 호광일†\*\*

\*수원대학교 전자재료공학과, \*\*수원대학교 기계공학과

### Computation of Spring Constants of MEMS Socket Pins by Theoretical Analysis

Kyoo-Sik Bae\*, and Kwang-Il Ho†\*\*

\*Department of Electronic Materials Engineering, The University of Suwon, Korea

\*\*Department of Mechanical Engineering, The University of Suwon, Korea

(2008년 7월 29일 접수 : 2008년 10월 24일 최종수정 : 2008년 10월 27일 채택)

**Abstract** Spring constants (displacement per unit applied load) of MEMS socket pins of given structures were computed by theoretical analysis and confirmed by the finite element method (FEM). In the theoretical analysis, the displacement of pins was calculated based on the 2-dimensional bending theory of the curved beam. For the 3-dimensional modeling, CATIA was used. After modeling, the raw data were transferred to ANSYS, which was employed in the 3-dimensional analysis for the calculation of the stress and strain and load-displacement. The theoretical analysis and the FEM results were found to agree, with each showing the spring constants as 63.4 N/m within a reasonable load range. These results show that spring constants can be easily obtained through theoretical calculation without resorting to experiments and FEM analysis for simple and symmetric structures. For the some change of shape and structural stiffness, this theoretical analysis can be applied to MEMS socket pins.

**Key words** MEMS socket pin, spring constant, theoretical analysis, bending theory, FEM

## 1. 서 론

반도체 집적회로(IC)는 가공(fabrication)과 조립(assembly) 공정을 거친 후 최종적으로 특성 검사를 통과하면 사용하게 된다. 검사는 기본적으로 검사장비 위에 소켓(socket)을 올려놓고 완성된 소자와 접촉시켜 전기적 특성이 검사기준에 맞는지를 평가하는 것이다. 이때 반도체 소자의 패드(pad)와 직접 접촉하는 것은 소켓에 돌출되어 있는 핀(pin)으로서 보통 Be/Cu 재질의 몸체에 표면을 Au/Ni 도금한 형태이다. 한편, 최근에 많은 반도체 소자의 실장은 BGA(Ball Grid Array) 형으로 만들어지며<sup>1,2)</sup>, 이때 Sn계 무연 솔더 범프가 단자의 외부에 형성되어 있어 검사 시 핀과 직접 접촉하게 된다. 그런데, 집적회로의 초미세화로 단자간의 간격인 피치(pitch)가 마이크로( $\mu\text{m}$ ) 대로 작아지고, 또 소자의 동작 주파수도 GHz 대로 높아져 기존의 핀으로는 짧은 시간에 많은 수의 소자를 정밀하게 검사하는 데에 한계가 있다.<sup>2,3)</sup> 이를 해결하는 한 방법으로 MEMS(micro electro mechanical

system) 기술을 활용하여 미세 피치와 미세 접촉이 가능한 미세 소켓, 즉 MEMS 소켓의 개발이 시도되고 있다.<sup>4)</sup>

최근 MEMS기술은 웨이퍼의 개별 다이(die)들을 검사할 때 사용하는 probe card에 적용되기 시작하였다.<sup>5,6)</sup> 그러나, 반도체 소자를 패키지 상태에서 검사하는 소켓의 경우 MEMS 기술의 적용은 초기 단계에 있다.<sup>4)</sup> MEMS 소켓 개발에 있어 가장 먼저 고려되어야 할 사항은 전기적 및 기계적 특성이 우수한 핀의 구조, 재질, 제조방법이다. 핀의 재질과 제조 방법으로는 probe card와 MEMS 압력센서에 적용되고 있는 LIGA Ni<sup>7,8)</sup>이 우선적으로 고려되고 있다. 이 LIGA(Lithographie Galvanoformung and Afformung)법은 반도체 노광기술과 전해도금법을 병합하여 미세구조를 실현하는 기술이며, 기계적 특성 향상을 위하여 나노구조(nanostructure)의 Ni를 적용하려는 연구<sup>9,10)</sup>가 시도되고 있다.

검사 시 소켓 핀은 소자의 패드와 반복적인 접촉을 한다. 이때, 핀과 패드 사이의 충분한 전기적 접촉을 확보하기 위해 필요한 접촉력(contact force, 100nN 이하<sup>4)</sup>)을 반복해서 가했을 때 핀은 탄성을 유지하여야 하고, 측면 변형(lateral displacement)은 이웃 핀에 영향을 미치지 않는 범위로 한정되어야 한다. 그러므로, 핀의 탄성 특성,

†Corresponding author

E-Mail : kiho@suwon.ac.kr (K. I. HO)

즉 스프링 상수는 핀의 구조를 설계할 때 가정 먼저 고려되어야 할 특성이다. 그러나, MEMS 소켓 핀을 구현하기 위해 만드는 LIGA 도금피막은 공정 조건에 따라 특성이 달라지며, 길이와 두께가 mm 및  $\mu\text{m}$  대로 작아서 기존의 인장실험으로 기계적 특성을 측정하는 것이 매우 어렵다.<sup>10-12)</sup> 그래서, 핀의 구조가 결정되면 일단 유한요소법(Finite Element Method)으로 기계적 특성을 구하여 설계된 구조의 타당성을 검증하는 것이 통상적이다.<sup>13)</sup> 그러나, FEM으로 구조 해석하는 것도 경우에 따라서는 복잡하고 시간이 많이 소요된다. 따라서, FEM을 사용하지 않고 기존의 이론식을 변형하여 기계적 특성을 계산할 수 있다면 훨씬 더 간편하고 경제적인 것이다. 본 연구에서는 전해 및 무전해 Ni을 재료로 사용하며 전체 길이가 2 mm 이며 폭이 0.3 mm이며 곡면형상을 갖는 핀의 두께가 0.3 mm인 볼록한 형상의(소켓 핀 제조사에서 제시한) Fig. 1과 같은 MEMS 핀을 대상으로 하여 스프링 상수를 이론 분석으로 계산하고 타당성을 FEM으로 검증하였다.

## 2. 실험 방법

### 2-1. 곡선 보의 굽힘 이론을 이용한 이론 계산

제조사에서 제시한 MEMS 소켓 핀은 좌우 및 상하 대칭이며 연결한 부분이 곡선의 평판형상을 갖게 되므로, 벽에 고정된 곡선 보의 끝단에 힘과 모멘트를 받아서 변형하는 보의 2차원 처짐 문제로 해석할 수 있다.<sup>14)</sup> Fig. 2에서  $R$ 는 평판의 곡률반지름이고  $\alpha$ 는 곡률각이며 곡선 평판의 아래쪽 끝단을 좌표의 기준점으로 하여  $x$ 좌표축과  $y$ 좌표축을 나타내었으며 끝단에 외부하중  $P$ 와  $M_0$ 이 작용하도록 하였다.

곡선보의 끝단에 압축하중,  $P$ 가 작용하는 경우, 곡물

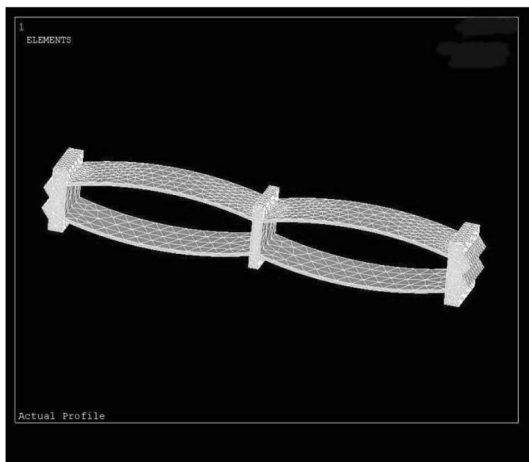


Fig. 1. Actual shape of MEMS socket pin suggested by the socket manufacturer

원점  $O$ 에서  $\theta$ 만큼 회전한 임의의 위치,  $A$ 에서 보의 단면상에 발생하는 모멘트는 다음 공식 (1)과 같이 되며 각각 사용되는 변수의 관계는 아래와 같다.<sup>15)</sup>

$$M = Px, \quad ds = R d\theta \quad (1)$$

$$x = R(1 - \cos\theta), \quad y = R \sin\theta$$

공식에 의하여 다음과 같이 계산된다. 먼저 작용힘,  $P$ 에 의하여 발생하는 보의 기울기는 굽힘 공식에 의하여 식 (2)와 같이 계산된다.

$$\phi_p = \frac{1}{EI} \int_0^\alpha M ds = \frac{1}{EI} \int_0^\alpha PR(1 - \cos\theta)R d\theta \quad (2)$$

$$= \frac{PR^2}{EI} \int_0^\alpha (1 - \cos\theta) d\theta = \frac{PR^2}{EI} [\theta - \sin\theta]_0^\alpha$$

$$= \frac{PR^2}{EI} (\alpha - \sin\alpha)$$

또한 추가로 작용하는 모멘트,  $M_0$ 에 의한 보의 변형된 기울기는 아래의 식 (3)과 같이 나타나게 된다.

$$\phi_{M_0} = \frac{1}{EI} \int_0^\alpha M_0 ds = \frac{M_0}{EI} \int_0^\alpha R d\theta \quad (3)$$

$$= \frac{M_0 R}{EI} \alpha$$

Fig. 2에서 하중이 작용하는 끝단의 변형 조건을 살펴보면, 전체형상의 대칭부분을 따로 떼어낸 후 대칭인 반쪽만을 생각하였기 때문에, 하중이 작용하는 끝단에서 발생하는 변형은 처음의 기울기와 변함이 없고 오직 변위의 차이만 발생한다. 그러므로 압축하중에 의하여 발생하는 기울기의 변화와 추가로 작용하는 모멘트에 의해서 반대로 발생하는 기울기는 크기가 서로 같아야 그 합인 전체 기울기에 변화가 없게 된다. 즉, 두 식의 기울기는 서로 같아야 하므로 다음과 같은 조건이 성립한다.

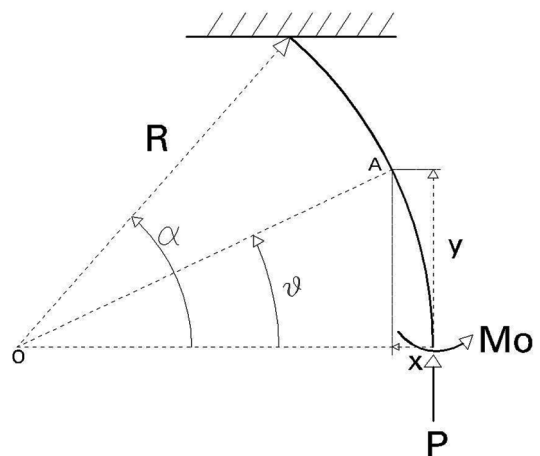


Fig. 2. Free body diagram of bending of the curved beam

$$\frac{M_0 R}{EI} \alpha = \frac{PR^2}{EI} (\alpha - \sin \alpha) \quad (4)$$

이 공식에 의하여 계산된 미지의 모멘트는 아래의 값과 같다.

$$M_0 = PR \left( 1 - \frac{\sin \alpha}{\alpha} \right) \quad (5)$$

힘에 의하여 발생하는 변위는 다음과 같으며

$$\begin{aligned} \delta_{y_p} &= \frac{1}{EI} \int_0^\alpha (Px) x ds \quad (6) \\ &= \frac{1}{EI} \int_0^\alpha PR^2 (1 - \cos \theta)^2 R d\theta \\ &= \frac{PR^3}{EI} \left( \frac{3}{2} \alpha - 2 \sin \alpha + \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) \end{aligned}$$

모멘트에 의하여 발생하는 변위는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \delta_{M_0} &= \frac{1}{EI} \int_0^\alpha M_0 x ds = \frac{1}{EI} \int_0^\alpha M_0 R (1 - \cos \theta) R d\theta \quad (7) \\ &= \frac{M_0 R^2}{EI} \int_0^\alpha (1 - \cos \theta) d\theta = \frac{M_0 R^2}{EI} (\alpha - \sin \alpha) \\ &= \frac{PR^2 (\alpha - \sin \alpha)^2}{EI \alpha} \end{aligned}$$

이 두 하중에 의하여 각각 발생하는 압축 변위의 합이 실제의 변위가 되므로 전체 변위는 다음과 같은 공식으로 나타낼 수 있다.

$$\delta = \delta_{y_p} - \delta_{y_{M_0}} \quad (8)$$

계산된 결과식은 다음과 같다.

$$\delta = \frac{PR^2}{EI} \left( \alpha - \frac{\sin^2 \alpha}{\alpha} + \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) \quad (9)$$

Fig. 2의 한쪽에 작용하는 실제 압축하중은 실제 형상의 소켓 핀에 작용하는 힘의 반만 작용하게 되는 것이어서  $P \rightarrow P/2$  이 되어서 압축변형은 위 공식의 값의 반이 되어야 하고, 대칭을 고려하면 2배가 되며 전체 형상으로 생각하면 또다시 2 배가 된다. 즉, 실제의 압축 변형은  $\delta \rightarrow \delta/2 \rightarrow \delta \rightarrow 2\delta$ 가 되어야 한다. 즉 아래와 같은 값이 된다.

$$\delta = \frac{PR^2}{EI} \left( \alpha - \frac{2 \sin^2 \alpha}{\alpha} + \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) \equiv \frac{PR^2}{EI} Z \quad (10)$$

$$P = k_s \delta = \frac{EI}{R^2 Z} \delta$$

그러므로 단위 작용힘에 따른 길이방향의 변형값으로 정의되는 스프링상수(또는 강성도라고 불린다.),  $k_s$ , 는 다음과 같은 공식으로 표현된다.

$$k_s = \frac{EI}{R^2 Z} = \frac{EI}{R^2 \left( \alpha - \frac{2 \sin^2 \alpha}{\alpha} + \frac{\sin 2\alpha}{2} \right)} \quad (11)$$

### 2-2. 유한요소법을 이용한 계산

FEM해석에 적용할 소켓 핀의 형상은 매우 다양할 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 1의 지지판을 대칭기준으로 양쪽 끝단에 뾰족한 모양의 접점을 생성하여 연결 부위로 사용하는 형상으로 가정하였다. 이 핀은 반도체소자와 검사장비의 전기적 연결 부위를 연결시키게 되는데 이 과정에서 압축을 받게 되어 형상이 변하게 될 것이다. 이때 탄성 변형을 하는 경우, 대칭 형상이기 때문에 Fig. 3과 같이 반쪽 형상만을 택하여 해석한 후 이 때 발생하는 길이 방향의 변형값을 2배로 변환해주면 실제 형상의 변형값이 된다. 물론 횡방향의 변형(lateral displacement)은 같은 값을 갖게 되므로 변환시킬 필요가 없다. 해석에 사용되는 소켓 핀의 3차원 모델링에는 CATIA를 사용하였다.<sup>16)</sup> 모델의 제작은 핀 제조업체의 도면치수를 사용하여 CATIA에서 2차원 평면형상을 작성한 후, 도출 명령을 적용하여 핀의 폭을 추가하여 3차원의 실제형상을 쉽게 제작하였다.

3차원 모델을 완성한 후에는 하중에 의한 변형을 해

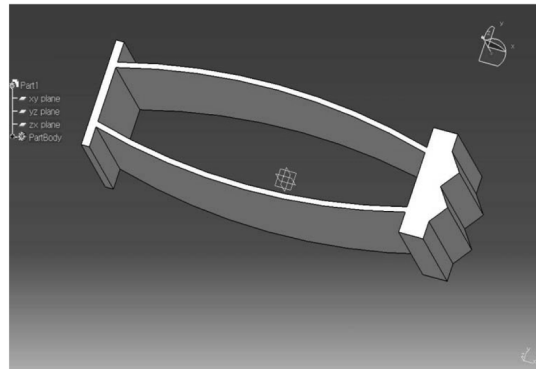


Fig. 3. Analytical model generated by CATIA

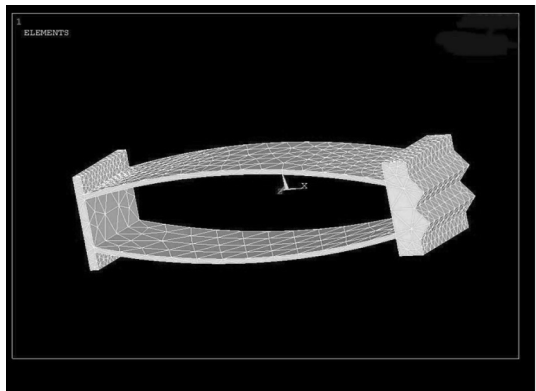


Fig. 4. 3D example of generated mesh

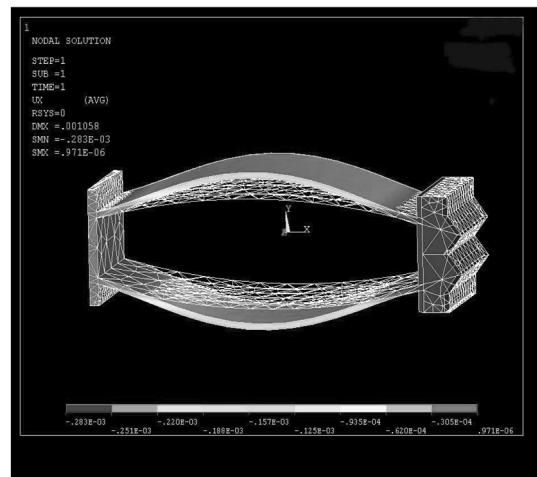
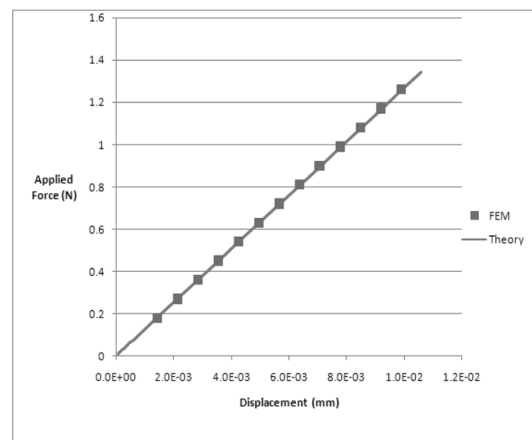
**Table 1.** Comparison of computed spring constants by theoretical analysis and FEM.

Spring Const (N/m) by Theory	Displacement (mm)	Pressure (MPa)	Force (N)	Spring Const. (N/m) by FEM	Ratio of Spring Const. (FEM/Theory)
63.3762	0.00142300	2.0	0.18	63.25	99.80%
	0.00211900	3.0	0.27	63.71	100.53%
	0.00282600	4.0	0.36	63.69	100.50%
	0.00353200	5.0	0.45	63.70	100.52%
	0.00423900	6.0	0.54	63.69	100.50%
	0.00494500	7.0	0.63	63.70	100.51%
	0.00565200	8.0	0.72	63.69	100.50%
	0.00635800	9.0	0.81	63.70	100.51%
	0.00705600	10.	0.9	63.78	100.63%
	0.00777100	11.0	0.99	63.70	100.51%
	0.00847800	12.0	1.08	63.69	100.50%
	0.00918400	13.0	1.17	63.70	100.51%
	0.00989100	14.0	1.26	63.69	100.50%

석하기 위하여 완성된 모델을 ANSYS로 해석하였다.<sup>17)</sup> CATIA에서 만든 모델을 ANSYS로 전송한 후, 3차원 mesh를 제작하였으며 Fig. 4는 이러한 작업을 통하여 생성된 mesh를 보여주고 있다. 사용한 요소종류(element type)는 structural solid를 사용하였고 mesh의 종류는 4면체의 volume을 이용하여 자동 mesh 생성기로 제작하였다. 그림에서 보여주는 바와 같이 평판보다는 고정판과 핀이 연결되는 불연속이 많은 부위는 매우 상세한 mesh가 생성되었으며 이에 따라 추가의 해석시에 응력과 변형률의 상세한 값을 도출하기 쉽게 되었다. 해석에 적용하는 기준점을 잡기 위하여 왼쪽 평판은 고정부위로 가정하였고 오른쪽 핀 부위에 균일 분포 하중을 작용하여 뒤틀림이나 전체적인 굽힘이 없이 압축되어 변형하는 경우로 해석하였다. 이렇게 하여 변형된 일반적인 형상의 예를 Fig. 5에 예시하였다. 보는 바와 같이 부피의 변형이 거의 없고 초기에 곡면 형상이었던 위아래의 대칭인 얇은 핀이 횡방향으로 더 볼록하게 변형하며 전체 길이 방향의 큰 변화가 발생하였다.

이 해석에서 우리가 관심을 갖는 것은 작용하는 압축 하중에 따른 소켓핀의 길이 방향의 전체적인 압축길이에 중점을 두었다. 즉, 작용하중에 따른 길이의 변화가 주요 변수이므로 이는 소켓핀의 길이 방향 스프링상수를 계산하는 것이 된다. 스프링 상수를 계산하기 위해서는 FEM에서 작용하중의 값을 일정한 범위 내에서 순차적으로 계속 증가시키거나 감소시키면서 이에 따른 소켓핀의 전체길이의 변화량을 계산하여 스프링상수를 결정하는 기초자료로 사용하도록 하였다.

### 3. 결과 및 고찰

**Fig. 5.** An example of deformed body generated by FEM**Fig. 6.** Plots of force vs. displacement computed by theoretical analysis and FEM

공식 (11)을 이용하여 스프링상수를 계산하기 위해서 적용한 재료의 물성치인 탄성계수와 포와손비는 다음과 같다.

$$\text{탄성계수} : E=210\text{GPa}=210000\text{N/mm}^2$$

$$\text{포와손비} : \nu=0.31$$

또한 형상계수인 2차 관성모멘트와 곡률반경 및 곡률각은 다음의 값을 사용하였다.

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{0.3(0.015)^3}{12} = 8.4375(10^{-8})\text{mm}^4$$

$$R=(2-0.0075)\text{mm}=1.9925\text{mm}$$

$$\alpha=13.792^\circ=0.240712\text{rad}$$

위 물성치 및 형상계수를 대입하여 (11)의 이론식으로 계산된 스프링 상수는 다음과 같다.

$$k = \frac{1.9925^{-2} \times 21000 \times 8.4375(10^{-8})}{\left[ 0.24164 - \frac{2\left(\frac{0.475}{1.9925}\right)^2}{0.24164} + \frac{\sin(2 \times 0.24164)}{2} \right]} \text{N/mm}$$

위 식을 계산한 스프링상수는  $63.4\text{N/m}$  이 된다.

유한요소법을 이용하여 스프링상수를 계산하기 위해서는 작용하중의 값을 일정한 범위에서 변화를 시켰다. 본 연구에서는 끝단의 균일압력으로 적용하여  $0.1\text{MPa}$  에서  $11.0\text{MPa}$ 까지 변화를 주었으며, 이에 따른 길이 방향 변위는 ANSYS를 이용하여 계산하였다. Fig. 6에 이론식과 유한요소법을 적용하여 계산한 작용력과 발생변위의 값을 그래프로 비교하였다. 또한, 이 계산결과를 환산하여 구조물의 강성도에 해당하는 스프링 상수값을 구하여 Table 1에 비교하였다. Fig. 6과 Table 1에서 보는 바와 같이 이론계산에 의한 값이 유한요소법으로 계산한 값과 1%의 오차도 없이 정확히 일치함을 보여주고 있다.

#### 4. 결 론

작용하중에 의한 3차원 물체의 변형은 주로 FEM을 이용한 해석을 사용한다. 그런데 형상이 간결하거나 혹은 간결화 할 수 있어서 이론적인 해석이 가능하다면 이 방법을 적용하여 해석하여 얻은 결과에 따라 특성을 나타

내는 것이 구조물의 개선이나 특성의 파악에 더 도움이 될 수 있을 것이다.

본 연구에서는 소켓 제조사에서 제시한 MEMS 소켓 핀의 스프링 상수값을 기존의 곡선보 굽힘 이론을 변형한 이론식으로 계산한 결과  $63.4\text{N/m}$  을 얻었으며, 이 값은 유한요소법으로 구한 값과 정확히 일치하였다. 이에 따라 간단한 형상의 소켓 핀의 스프링 상수와 같은 기계적 특성은 굳이 실험을 하거나 유한요소법을 사용하지 않고 기존의 이론식을 변형하여 적용하는 것이 보다 간편하고 경제적임을 확인할 수 있다.

#### 참 고 문 헌

1. K. K. Lee, E. G. Choi, Y. H. Chu, J. S. Kim, B. S. Lee and H. K. Ahn, Kor. J. Mater. Res., **18**(1), 38-44 (2008).
2. M. K. Chen and C.C. Tai, The 4th Int'l Symp. on Electronic Materials and Packaging, IEEE, 4-6 Dec,123 (2002).
3. N. Langston, N Langston Jr, and H. Yao, Advanced Packaging, **13**(3), 1 (2004).
4. S. Chowdhury, M. Ahmadi, G. A. Jullien, and W. C. Miller, Circuit and Systems, 2002, ISCAS' 02, Proceedings of the 2002 Int'l Symp., Vol. 1, 657 (2002).
5. T. Itoh, K. Kataoka, and T. Suga, Sensors and Actuators A, **97**, 462 (2002).
6. Y. M. Kim, I. S. Yu and J. H. Lee, KIEE Int'l Trans. on EA, **4-C**(4), 149-154 (2004).
7. S. S. Park, J. KIEE, **24**(10), p.45-54 (1997).
8. J. Hormes, J. Goettert, K. Lian, Y. Desta, and L. Jian, Nucl. Instru. Methods Phys. Res. Sect. B, **199**, 332 (2003).
9. M. Baghbanan, U. Erb, and G. Palumbo, Phys. Stat. Sol.(a), **203**(6), 1259 (2006).
10. T. H. Yim, S. C. Yoon and H. S. Kim, Mat. Sci. & Engr A, **449**, 836-840 (2007).
11. H.S. Cho, K.J. Hemker, K. Lian, J. Goettert, and G. Dirras, Sensors and Actuators A, **103**, 59 (2003).
12. M. H. Seo, H. S. Hong and W.-S. Jung, J. Mater. Res., **18**(3), 117 (2008).
13. W. Bedyk, M. Niessner, G. Schrag, G. Wachutka, B. Margesin and A. Faes, Sensors and Actuators A, **145**, 263 (2008).
14. R. Malucci, IEEE-CHMT, **34**(3), 399 (2001).
15. J. Wu and M. G. Pecht, 2004 Int'l IEEE Conf. on Asian Green Electronics, p.127-135 (2005).
16. Dassault Systemes, CATIA Version 5.17, (2006).
17. ANSYS, Inc., ANSYS(R) Release 11.0, (2005).