

강체성 PTH에 삽입되는 CPF 핀의 접촉응력에 대한 유한요소해석

Finite Element Analysis for the Contact Stress of CPF Pin Inserted into the Rigid PTH

김 병 탁

B. T. Kim

Key Words : Contact Stress(접촉응력), Finite Element Method(유한요소법), CPF(유연압축조립), PTH(도금관통구멍)

Abstract : The contact stress characteristics of the domestic CPF pin when inserted into the rigid PTH was analyzed using the finite element method. The model geometry was based on the shape of the existing pin and the two different PTH diameters were used in the analysis. The stress distributions with respect to the friction coefficients were compared and the stress variations of the compliant part of the pin, which have an influence on the performance, were displayed with the time and the arc length on complete connection.

1. 서론

CPF(compliant press-fit) 접속은 핀과 PCB(printed circuit board)의 PTH(plated through hole) 사이의 비납땜 간섭 맞춤(interference fit)^{1,2)}이다. 이 구조는 핀이 PTH에 압입으로 조립된 후에 큰 반경방향의 힘을 발생시키므로 접속 후 양호한 기계적, 전기적 특성을 얻을 수 있다. 또한 이 접속은 조립이 용이할 뿐 아니라 납땜에 관련된 용제에 의한 오염이나 PTH의 손상 등에 대한 문제가 적기 때문에 통신기구나 컴퓨터 분야에 널리 사용되고 있으며, 그 소요량은 현재에도 계속 증가하는 추세에 있다. 따라서 국내에서도 핀접속에 대한 독자적인 기술확보를 위하여 외산 제품과는 형태가 다른 CPF 핀을 개발하여, 현재 양산 상태에 있다. 그러나 이 핀의 기하학적 형상의 복잡성 때문에 접속시의 응력 및 변형 특성에 대한 연구자료가 충분치 못한 상태이며, 개발 초기의 대부분의 연구가 여건상 접촉문제가 아닌 단순 탄소성 문제로 모델링하여 수행되므로써 실제와 동일한 환경의 경계조건 적용이 곤란하였다. 지금까지 CPF 핀에 대한 연구는 전기저항과 관련된 제반특성 연구^{3,4)}와 응력 및 변형 해석 중심의 기계적 거

동해석^{5,6)}의 두가지로 대별할 수 있다. 그 중 기계적 특성을 다룬 대부분의 논문은 하중의 작용점과 크기를 가정한 유효 마찰계수로부터 추정하여 2차원 탄소성 유한요소해석을 수행하였는데, 이는 N형 핀과 같이 PCB에 접속될 때 접촉점이 명확한 형상을 갖고 있는 경우에는 타당성이 있겠으나, 국산 핀과 같은 다점(multi-point) 접촉상태이면서 접촉부분이 접촉전에는 알려지지 않는 경우에는 적용하는데 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는 먼저 접촉부분의 응력과 전체적인 핀의 변형형상이 어떤 특성을 보일 것인가에 대해 PTH를 강체로 가정하고 핀의 상부에 강제변위를 주어 핀을 삽입하는 방법을 사용하여 접촉부의 응력상태와 스프링 작용에 의한 핀 중앙부의 변위 등을 접촉 문제로 모델링하여 해석하였다. 두가지의 PTH 지름에 대해 동일 치수의 핀을 삽입하여, 마찰계수의 변화에 따른 접촉응력의 변화와 접촉부의 응력분포를 파악하므로써, 이 결과는 추후 가변성 PTH에 대한 거동해석 수행시의 모델링의 단순화와 핀 성능이 요구조건에 부합하는지의 여부를 파악하기 위한 설계의 참고자료가 될 것으로 사료된다.

2. 수치해석

2.1 해석 모델

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 국산 CPF 핀 중앙

접수일 : 2000년 3월 15일

김병탁 : 부경대학교 기계공학부

부의 단면을 도시한 것으로 PTH를 벗어난 실선은 접촉전 핀의 상태이고, 안쪽의 얇은 실선은 접촉 후 단면의 예상 위치를 도시한 것이다. Fig.2는 해석에 사용된 핀의 유한요소 모델과 적용된 경계조건을 나타낸 것으로, 단면 중심면에 대해 대칭인 형태를 가지고 있으므로 전체 핀의 절반을 모델링하였다. 사용된 요소의 수는 1344개이며, 절점수는 2006개로서 범용 해석프로그램인 MARC를 사용하였다. 사용된 요소는 대부분 6면체 요소⁷⁾이나, 구석이나 형상이 바뀌는 부분에서는 6절점 프리즘요소를 사용하여 실제 형상과 근접하게 모델링하였다.

2.2 해석 방법

핀이 PTH에 삽입되는 전과정에서 접촉으로 인한 응력발생 특성을 살펴보기 위하여 강제 PTH의 표면모델의 위치는 초기에 핀과 접촉하지 않도록 분리하였으며, 핀의 높이 방향(z)의 강제운동을 방지하기 위하여 응력발생에 거의 영향을 미치지 않을 정도의 유연 스프링을 한 개의 절점에 부착하

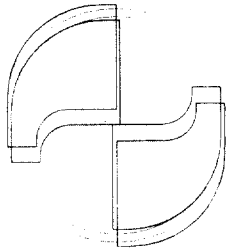


Fig. 1 The shape of the mid-section of the pin

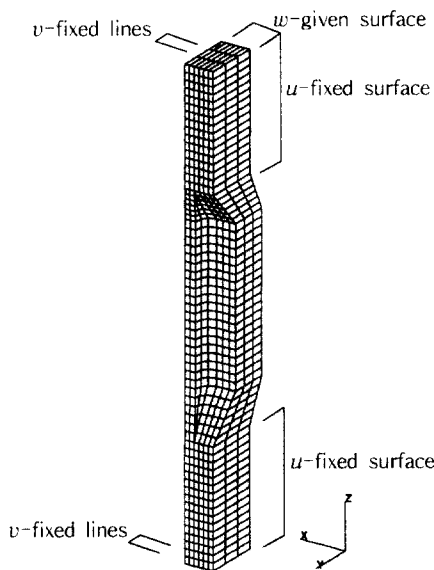


Fig. 2 The finite element model of the pin and applied boundary conditions

였다. 경계조건은 Fig. 2에 도시한 바와 같이 대칭면에서 x 방향 변위(u)를 고정하였으며, 핀의 랩포스트(wrappost)부의 중심면에서 y방향의 변위(v)를 구속하였으며, 핀이 PTH에 삽입된 후 두물체의 상하방향의 중심이 일치되도록 핀의 상부면에 아랫방향으로 4.635mm의 강제변위를 0.2초간 300 단계로 나누어 적용하였다.

핀 재료는 등방성 경화재료(isotropic hardening material)로 가정하였고, 그 물성치는 Fig. 3에 도시한 바와 같이 실험에 근거한 2중 선형(bilinear)

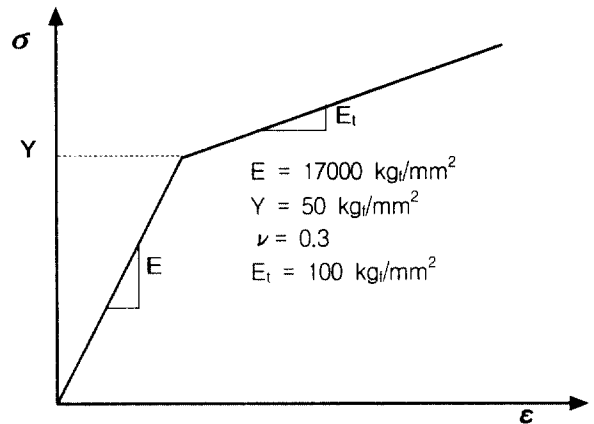


Fig. 3 Stress-strain relation for elasto-plastic model(bilinear isotropic hardening)

문제로 단순화하였으며, von Mises 항복조건⁸⁾을 사용하였다.

접촉문제는 일반 탄소성 해석의 지배방정식 뿐만 아니라, 다음 식과 같이 두 접촉물체의 경계(Γ_c)에서 비침투(non-penetration) 구속조건을 만족해야 한다.

$$g(\mathbf{x}, t) = g(\mathbf{x}) - u(\mathbf{x}, t) \cdot \mathbf{N} \geq 0 \quad \mathbf{x} \in \Gamma_c \quad (1)$$

$$q_1(\mathbf{x}, t) = q_c(\mathbf{x}, t) \cdot \mathbf{N} \leq 0 \quad \mathbf{x} \in \Gamma_c \quad (2)$$

여기서 $g(\mathbf{x}, t)$ 는 두 접촉물체 사이의 간격(gap)이고, $g(\mathbf{x})$ 는 $g(\mathbf{x}, t)$ 의 초기값이며, $q_1(\mathbf{x}, t)$ 는 접촉력(contact traction) $q_c(\mathbf{x}, t)$ 의 외향 수직방향의 성분, \mathbf{N} 은 외향 수직 단위벡터를 나타낸다.

위와 같은 구속조건을 갖는 문제를 풀기 위해 적용된 방법은 접촉위치를 사전에 알 수 없는 경우에 적합한 직접법(direct approach)법⁹⁾이며, 비선형 문제를 풀기 위해서는 강성 행렬이 매 반복(iteration)마다 재구성되는 뉴턴라프슨(Newton-

Raphson)법¹⁰⁾을 사용하였다. 접촉과 관련한 마찰은 다음 식과 같이 전단 마찰(shear friction) 모델을 사용하였다.

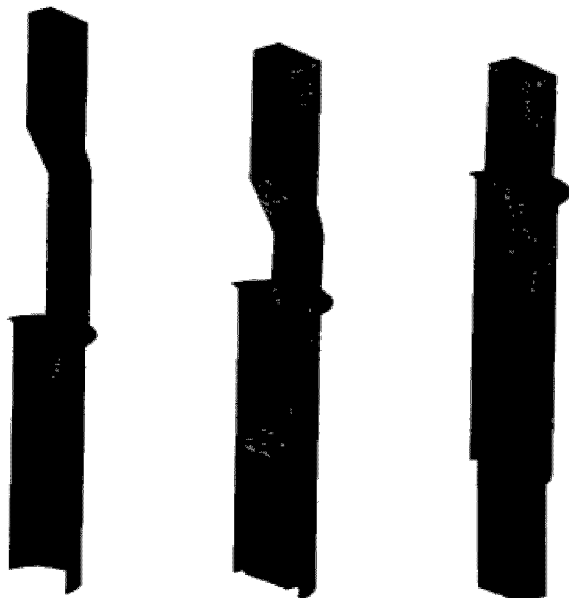
$$f_t = -m \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} t \quad (3)$$

여기서 f_t 는 작용 접선력이며, σ_y 는 흐름응력(flow stress), m 은 마찰계수, t 는 상대속도 방향의 접선 단위벡터이다.

본 연구에서는 접촉면의 마찰계수에 따른 핀의 응력변화를 살펴보기 위하여, 그 값을 0에서 0.1 간격으로 0.5까지 변화시키면서 PTH 지름 1.115, 1.095 mm에 대하여 해석을 수행하였다.

3. 해석결과 및 고찰

Fig. 4는 PTH의 지름 $d = 1.115$ mm인 경우 마찰계수를 0.5로 가정하고, 핀이 PTH에 삽입된 후 접촉 시작 시점인 $t=0.002$ sec와 중간정도 삽입된 $t=0.1$ sec, 삽입완료 상태인 $t=0.2$ sec에서 응력 분포 상태를 PTH와 동시에 도시한 것이다. 핀이 PTH와 접촉하기 시작하는 그림 (a)는 랩포스트에서 분기하는 접촉점에서 이미 항복응력과 거의 동일한 50.72 kgf/mm^2 의 높은 응력이 발생하는 것을 알 수 있으며, 삽입 중간 시점인 (b)에서는 하부 접촉부에서 상부까지 복잡한 분포양상을 보일 뿐



(a) $t = 0.01s$ (b) $t = 0.1s$ (c) $t = 0.2s$

Fig. 4 Stress distributions according to the inserted time($d=1.115$ mm, $\mu=0.5$)

아니라 핀 하부 접촉부에서 발생하는 최대응력이 80 kgf/mm^2 를 넘어서고 있다. 그림 (c)의 삽입 완료 후의 응력분포 형태는 중간 이상 삽입된 경우와 별차이가 없었으며, 발생 최대응력은 80 kgf/mm^2 정도였고, 그 위치도 그림 (b)와 동일한 하부 접촉 중심부로 나타났다. 따라서 핀이 PTH에 삽입되는 경우 최대발생응력은 하부 접촉 중앙점인 랩포스트 분기부분이며, 그 크기는 삽입 후 0.04 sec 이후에는 $80\sim 83 \text{ kgf/mm}^2$ 를 정도로 일정한 값을 나타냄을 알 수 있었다.

Fig. 5는 PTH의 지름이 1.095 mm이고, 마찰계수가 0.5일 때, 삽입이 완료된 시점에서 핀에 발생하는 응력분포를 도시한 것으로, 전체적인 분포양상은 $d = 1.115$ mm와 유사하게 하부 접촉 중앙점에서 최대응력이 발생하고 상부 랩포스트 분기부분에서 비교적 높은 응력이 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나 최대응력의 크기는 약 118 kgf/mm^2 를 정도로 PTH의 지름이 0.02 mm 작아졌을 때 최대 응력은 약 45% 정도 증가한다는 것을 알 수 있었다.

Fig. 6은 삽입 완료후 유연부(compliant part)의 응력발생특성을 파악하기 위하여, 다른 부분보다 현저하게 큰 값을 나타내는 상하 접촉 단면과 핀의 중앙 단면의 응력분포를 도시한 그림이다. 하부 접촉 단면에서의 응력을 나타내는 그림 (a)를 살펴보면, PTH와 접촉점을 중심으로 반경방향으로 비교적 규칙적인 응력의 감소를 관찰할 수 있으며, 이는 상부 접촉부 단면의 그림(b)에서도 유사하게

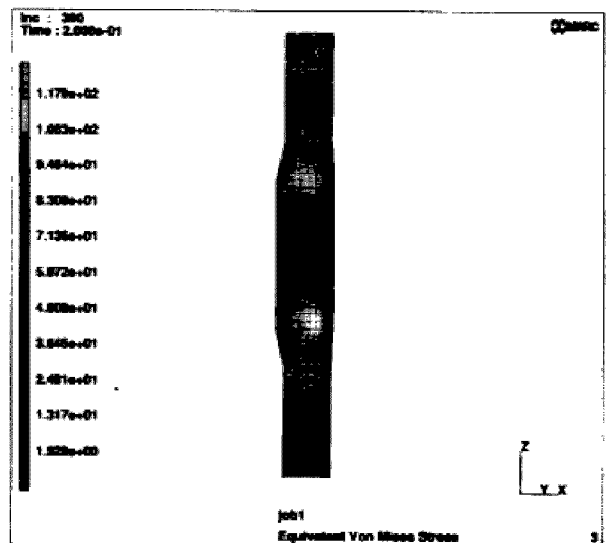
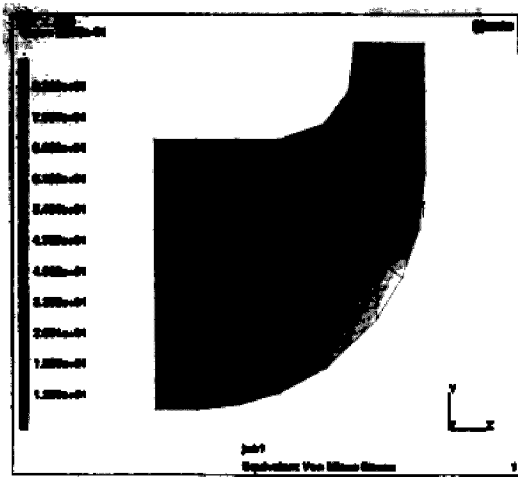
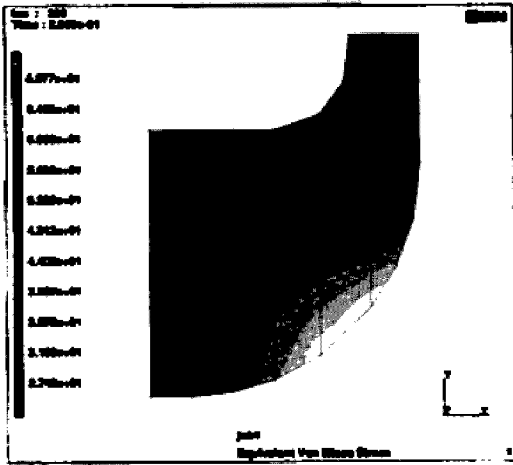


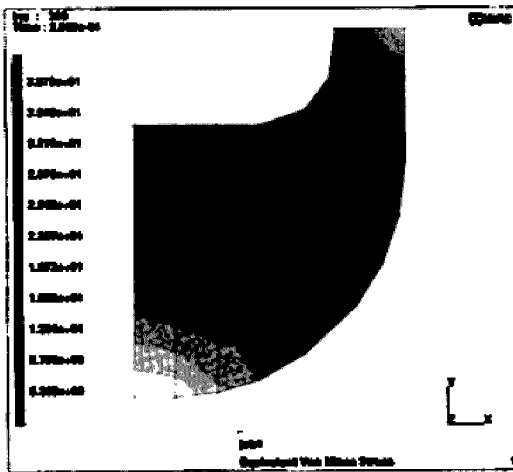
Fig. 5 Stress distributions of the pin after insertion($d=1.095$ mm, $\mu=0.5$)



(a) lower contact section



(b) upper contact section



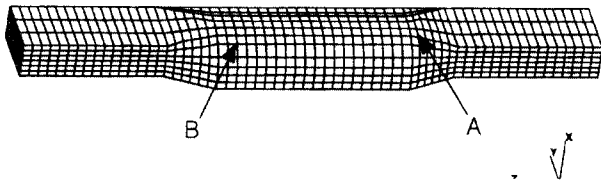
(c) mid-section(/w original shape)

Fig. 6 Stress distributions of the section of the compliant part($d=1.115$ mm, $\mu=0.5$)

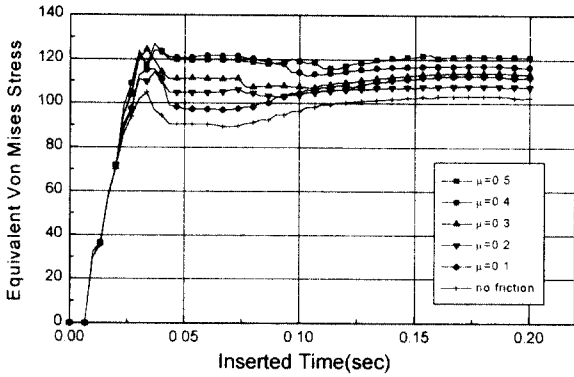
나타났다. 응력의 크기는 접촉을 미리 시작하는 하부 접촉 단면에서의 값이 상부보다 14 kg/mm^2 정도 더 크게 나타나 핀의 성능에 큰 영향을 미치는 반경방향의 보유력(retention force)이 하부 접촉점에서 더 크다는 것을 알 수 있었다. 그림 (c)의 핀의 중앙 단면에서의 응력은 상하 접촉부와는 달리 좌하 코너부에서 큰 값을 나타내는데, 이는 슬리브(sleeve)의 끝부분과 상하접촉부에서 작용하는 반경방향의 하중이 핀의 이 부분에 큰 굽힘응력을 발생시키기 때문으로 풀이된다. 또한 다른 단면과는 달리 접촉 중앙부의 응력이 작게 나타나는 이유는 상하 접촉점에서 큰 반경방향의 힘이 작용하므로, 중앙부분은 핀의 중심쪽으로 단지 병진운동을 하기 때문으로 사료되며, 이는 그림에 중첩되어 도시된 변형 이전의 핀 단면 위치를 고려해 보면 어느 정도 예측할 수 있는 현상이다.

Fig. 7은 PTH 지름이 1.095 mm인 경우에 삽입 시간에 따른 하부 접촉 중심점의 응력 변화를 마찰계수별로 도시한 그래프이다. 그림 (a)는 응력이 가장 크게 나타나는 접촉 중심부의 참고점이며, 그림 (b)는 절점 A, 그림 (c)는 절점 B의 응력변화 상태를 각각 도시한 것이다. 그림 (a)를 살펴보면 마찰계수와 관계없이 삽입 후 접촉을 시작하면서 응력이 급격히 증가하다가 안정된 접촉상태를 유지하면서 응력이 거의 일정하게 되는 것을 볼 수 있다. 또한 마찰계수가 증가하면서 접촉하중이 커지기 때문에 거의 전구간에서 응력값이 일정한 차이를 나타내고 있으며, 마찰계수가 0.5 인 경우가 무마찰의 경우보다 약 20 kg/mm^2 정도 큰 것을 알 수 있다. PTH의 지름이 1.115 mm의 경우에도 전체적인 응력변화 양상은 유사하나, 마찰계수에 따른 응력차이가 지름 1.095 mm보다 작아지므로 PTH의 지름이 증가하면 마찰계수가 핀의 발생응력에 미치는 영향이 감소함을 알 수 있었다. 그림 (c)의 절점 B는 핀의 삽입 초기에는 접촉하지 않으나 외팔보의 고정부에 해당하므로 굽힘응력이 발생하게 된다. 따라서 유연부가 PTH 속으로 미끄러져 들어가 핀 중심 쪽으로 병진운동을 하는 동안에는 응력이 약 40 kg/mm^2 정도 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있으며, 접촉이 시작되는 0.125 sec 이후에는 응력이 크게 증가하다가 삽입 완료 시점에서는 거의 일정한 값을 나타내고 있다.

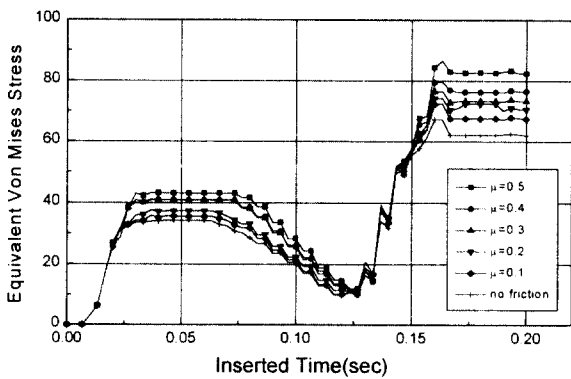
Fig. 8은 두 PTH 지름에 대하여 마찰계수가 0.5 일 때 참고점 A, B의 응력 변화를 비교, 도시한 것이다. 삽입 후 기하적으로 유사한 두 점 사이의 응력차는 1.095 mm는 40 kg/mm^2 , 1.115 mm는 17 kg/mm^2 내외로 나타나 PTH의 지름이 감소할



(a) The reference points



(b) Point A(d=1.095mm, unit : kg/mm^2)



(c) Point B(d=1.095mm, unit : kg/mm^2)

Fig. 7 Stress variations of the reference points according to the inserted time

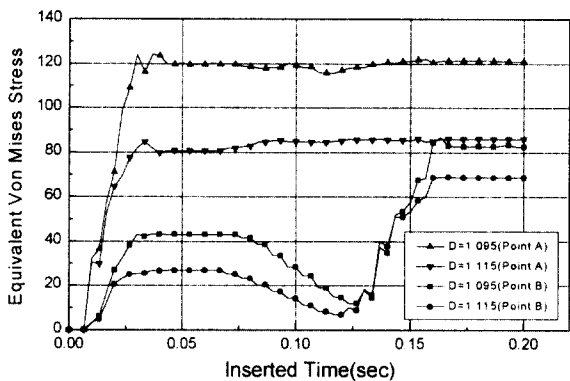


Fig. 8 Comparison of the stress variations at two reference points ($\mu=0.5$, unit : kg/mm^2)

수록 하부접촉부에서 하중 부담율이 크다는 것을 알 수 있다. 그러나 인쇄회로기판(PCB)이 가변체이므로 실제의 경우에는 하부 접촉 부위의 PTH도 변형이 발생하여 핀의 절점 A에 발생하는 응력은 이보다 다소 감소할 것으로 사료된다.

Fig. 9는 PTH와 접촉이 발생하는 유연부(평행부)에서 하중 작용 상태를 파악하기 위하여, PTH 지름 1.095 mm에 대하여 삽입 완료 후 참고점 A와 B 사이의 절점들의 응력을 도시한 것이다. 그림에서 마찰계수에 관계없이 길이 0.5 mm와 2.4 mm에서 두 개의 꼭지점이 나타나는데 왼쪽의 꼭지점은 참고점 B, 오른쪽 꼭지점은 참고점 A의 응력을 나타낸다. 핀의 성능을 좌우하는 이들 접촉 중앙부에서의 응력은 양단이 고정된 보의 지지조건과 유사하기 때문에 유연부 양 끝단에서만 큰 힘이 작용하고 핀 길이의 중앙부는 비교적 응력이 적게 나타나는데, 이는 핀의 입장에서는 바람직하지 못한 현상이다. 그러나 양 끝에서의 큰 응력은 실제로는 PTH 접촉부의 지름을 증가시켜 하중이 감소할 것이며, 따라서 핀 중앙부의 접촉하중이 증가하게 되어 사용기간이 길어질 때 크립으로 인한 응력이완이 생긴다 하더라도 핀의 성능을 유지할 수 있을 것으로 예측된다. 강체 PTH와 접촉하는 본 모델의 경우에는 핀의 길이방향의 중앙부가 PTH와 접촉은 유지하고 있으나 양끝단의 반경방향 접촉력에 의해 유연부가 전체적으로 핀중심을 향해 이동하는 병진운동이 발생하므로써 재료는 항복응력을 넘지 않는 탄성상태를 유지하고 있다고 볼 수 있다.

Fig. 10은 PTH 지름이 1.115 mm의 경우, 삽입 완료 후에 핀 유연부인 두 참고점 사이의 절점에서 발생하는 소성변형률을 도시한 것이다. 이들 절

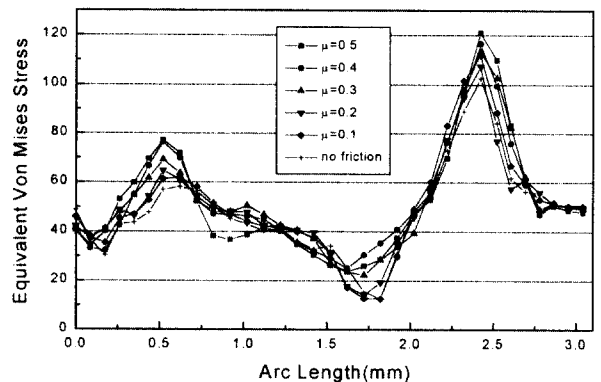


Fig. 9 Stress Distributions of the nodes between two reference points (d=1.095mm, unit : kg/mm^2)

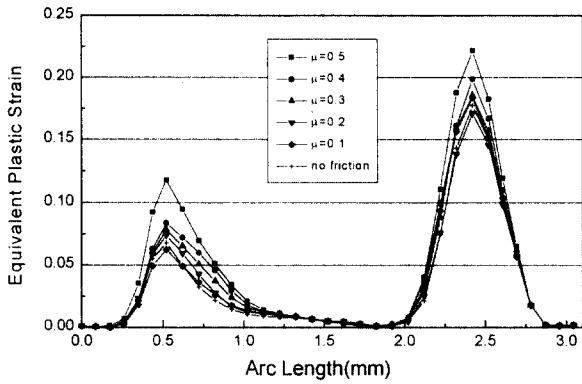


Fig. 10 Plastic strain distributions of the nodes between two reference points (d=1.115mm)

점에서 발생하는 응력의 크기에서도 예측할 수 있듯이 유연부의 양끝단에서 두 개의 꼭지점이 발생하며 상대적으로 핀 중앙부의 소성변형은 매우 작게 나타남을 알 수 있다. 이와 같이 삽입 완료된 후의 양끝단에서 응력과 소성변형률의 차이는 사용초기에는 바람직하지 못하나 약 70~80°C의 운전조건에서 장기간 사용하게 되면 핀과 PCB 재료에 크립이 발생하여 큰 응력이 발생하는 하부는 대각선 길이가 줄어들고 해당부분의 PTH 지름은 늘어나 이 부분의 접촉력이 감소하면서 윗부분의 하중이 증가하게 되어 어느 정도 균형을 이룰 것으로 기대된다.

4. 결론

본 연구에서는 지름이 다른 두 개의 강체성 PTH에 핀을 삽입하는 경우, 마찰계수와 접촉시간에 따른 접촉응력 특성을 유한요소법으로 해석하였다. 실제로 PCB의 PTH가 가변체이므로 핀에 발생하는 응력의 크기는 계산치보다 약간 감소할 것이나 전체적인 응력분포 양상은 유사할 것으로 예측된다. 응력과 소성변형률이 크게 발생하는 유연부의 양끝단은 주어진 운전조건하에서 시간이 지나면 응력이완이 발생하게 되며, 따라서 탄성상태에 있던 핀 중앙부는 현재보다 더 큰 접촉력을 받게 되어 장기간 안정된 접촉상태를 유지할 것으로 생각된다. 이와 같은 현상을 파악하기 위해서는 온도효과를 고려한 해석이 병행되어야 하며, 본 연구의 해석결과는 추후 실제상태를 상정한 핀과 PCB의 동시해석에서 유한요소모델의 구성 및 결과 검토를 위한 참고자료로 활용될 수 있을 것으로 사료된다. PTH와 접촉하는 핀의 슬리브 부분

의 반력은 현 제품의 경우 기대치에 미치지 못하였으나, 슬리브의 높이를 더 높일 수 있는 금형기술이 확보되면 현 제품보다 안정적인 접촉이 이루어 질 것으로 기대된다.

참고문헌

1. T. Kanai, Y. Ando and S. Inagaki, "Design of a Compliant Press-Fit Pin Connection", IEEE Trans. Vol. CHMT-8, No.1, pp. 40~45, 1985
2. K. Yasuda, S. Inagaki and K. Nakano, "A High-Density Multipin Connector with Newly Developed Miniature Compliant Press-In Pin Connection", IEEE(0569-5503/89/0121), pp. 121~126, 1989
3. T. G. Garu, "A Field Study of the Electrical Performance of Separable Connectors", IEEE, Vol. CHMT-1, No.3, pp. 286~296, 1978
4. P. J. Tamburro, "Press-Fit Pins in Printed Circuit Boards - Third, Fourth, Fifth and Sixth Test Series", Proc. 10th Connector Symposium, pp. 2~20, 1977
5. R. P. Goel and E. Guancial, "Stress Distributions Around an Interference-Fit Pin Connection in a Plated Through Hole", IEEE Trans. Vol. CHMT-3, No.3, pp. 392~402, 1980
6. R. P. Goel, "Analysis of an Interference-Fit Pin Connection", IEEE Trans. Vol. CHMT-1, No.3, pp. 248~251, 1978
7. O. C. Zienkiewicz, "The Finite Element Method", 3rd ed., McGraw-Hill, 1977
8. I. H. Shames and F. A. Cozzarelli, "Elastic and Inelastic Stress Analysis", Prentice Hall, 1992
9. Zhong Z. H., "Finite Element Procedures for Contact-Impact Problems", Oxford University Press, 1993
10. K. J. Bathe, "Finite Element Procedures in Engineering Analysis", Prentice Hall, 1982

강체성 PTH에 삽입되는 CPF 핀의 접촉응력에 대한 유한요소해석

Finite Element Analysis for the Contact Stress of CPF Pin Inserted into the Rigid PTH

김 병 탁

B. T. Kim

Key Words : Contact Stress(접촉응력), Finite Element Method(유한요소법), CPF(유연압축조립), PTH(도금관통구멍)

Abstract : The contact stress characteristics of the domestic CPF pin when inserted into the rigid PTH was analyzed using the finite element method. The model geometry was based on the shape of the existing pin and the two different PTH diameters were used in the analysis. The stress distributions with respect to the friction coefficients were compared and the stress variations of the compliant part of the pin, which have an influence on the performance, were displayed with the time and the arc length on complete connection.

1. 서론

CPF(compliant press-fit) 접속은 핀과 PCB(printed circuit board)의 PTH(plated through hole) 사이의 비납땜 간섭 맞춤(interference fit)^{1,2)}이다. 이 구조는 핀이 PTH에 압입으로 조립된 후에 큰 반경방향의 힘을 발생시키므로 접속 후 양호한 기계적, 전기적 특성을 얻을 수 있다. 또한 이 접속은 조립이 용이할 뿐 아니라 납땜에 관련된 용제에 의한 오염이나 PTH의 손상 등에 대한 문제가 적기 때문에 통신기나 컴퓨터 분야에 널리 사용되고 있으며, 그 소요량은 현재에도 계속 증가하는 추세에 있다. 따라서 국내에서도 핀접속에 대한 독자적인 기술확보를 위하여 외산 제품과는 형태가 다른 CPF 핀을 개발하여, 현재 양산 상태에 있다. 그러나 이 핀의 기하학적 형상의 복잡성 때문에 접속시의 응력 및 변형 특성에 대한 연구자료가 충분치 못한 상태이며, 개발 초기의 대부분의 연구가 여건상 접촉문제가 아닌 단순 탄소성 문제로 모델링하여 수행되므로써 실제와 동일한 환경의 경계조건 적용이 곤란하였다. 지금까지 CPF 핀에 대한 연구는 전기저항과 관련된 제반특성 연구^{3,4)}와 응력 및 변형 해석 중심의 기계적 거

동해석^{5,6)}의 두가지로 대별할 수 있다. 그 중 기계적 특성을 다룬 대부분의 논문은 하중의 작용점과 크기를 가정한 유효 마찰계수로부터 추정하여 2차원 탄소성 유한요소해석을 수행하였는데, 이는 N형 핀과 같이 PCB에 접속될 때 접촉점이 명확한 형상을 갖고 있는 경우에는 타당성이 있겠으나, 국산 핀과 같은 다점(multi-point) 접촉상태이면서 접촉부분이 접촉전에는 알려지지 않는 경우에는 적용하는데 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는 먼저 접촉부분의 응력과 전체적인 핀의 변형형상이 어떤 특성을 보일 것인가에 대해 PTH를 강체로 가정하고 핀의 상부에 강제변위를 주어 핀을 삽입하는 방법을 사용하여 접촉부의 응력상태와 스프링 작용에 의한 핀 중앙부의 변위 등을 접촉 문제로 모델링하여 해석하였다. 두가지의 PTH 지름에 대해 동일 치수의 핀을 삽입하여, 마찰계수의 변화에 따른 접촉응력의 변화와 접촉부의 응력분포를 파악하므로써, 이 결과는 추후 가변성 PTH에 대한 거동해석 수행시의 모델링의 단순화와 핀 성능이 요구조건에 부합하는지의 여부를 파악하기 위한 설계의 참고자료가 될 것으로 사료된다.

2. 수치해석

2.1 해석 모델

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 국산 CPF 핀 중앙

접수일 : 2000년 3월 15일

김병탁 : 부경대학교 기계공학부

부의 단면을 도시한 것으로 PTH를 벗어난 실선은 접촉전 핀의 상태이고, 안쪽의 얇은 실선은 접촉 후 단면의 예상 위치를 도시한 것이다. Fig.2는 해석에 사용된 핀의 유한요소 모델과 적용된 경계조건을 나타낸 것으로, 단면 중심면에 대해 대칭인 형태를 가지고 있으므로 전체 핀의 절반을 모델링하였다. 사용된 요소의 수는 1344개이며, 절점수는 2006개로서 범용 해석프로그램인 MARC를 사용하였다. 사용된 요소는 대부분 6면체 요소⁷⁾이나, 구석이나 형상이 바뀌는 부분에서는 6절점 프리즘요소를 사용하여 실제 형상과 근접하게 모델링하였다.

2.2 해석 방법

핀이 PTH에 삽입되는 전과정에서 접촉으로 인한 응력발생 특성을 살펴보기 위하여 강제 PTH의 표면모델의 위치는 초기에 핀과 접촉하지 않도록 분리하였으며, 핀의 높이 방향(z)의 강제운동을 방지하기 위하여 응력발생에 거의 영향을 미치지 않을 정도의 유연 스프링을 한 개의 절점에 부착하

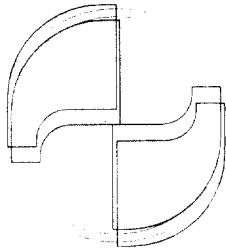


Fig. 1 The shape of the mid-section of the pin

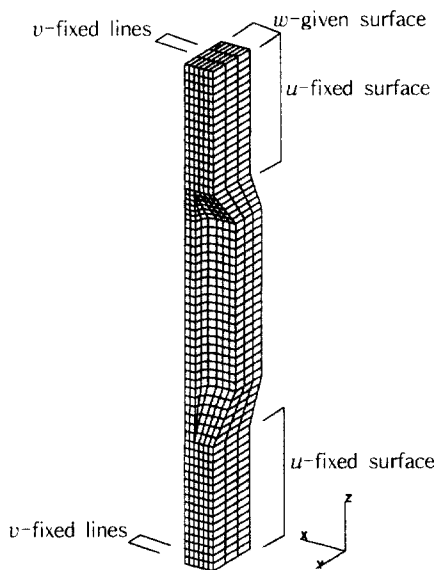


Fig. 2 The finite element model of the pin and applied boundary conditions

였다. 경계조건은 Fig. 2에 도시한 바와 같이 대칭면에서 x 방향 변위(u)를 고정하였으며, 핀의 랩포스트(wrappost)부의 중심면에서 y방향의 변위(v)를 구속하였으며, 핀이 PTH에 삽입된 후 두물체의 상하방향의 중심이 일치되도록 핀의 상부면에 아랫방향으로 4.635mm의 강제변위를 0.2초간 300 단계로 나누어 적용하였다.

핀 재료는 등방성 경화재료(isotropic hardening material)로 가정하였고, 그 물성치는 Fig. 3에 도시한 바와 같이 실험에 근거한 2중 선형(bilinear)

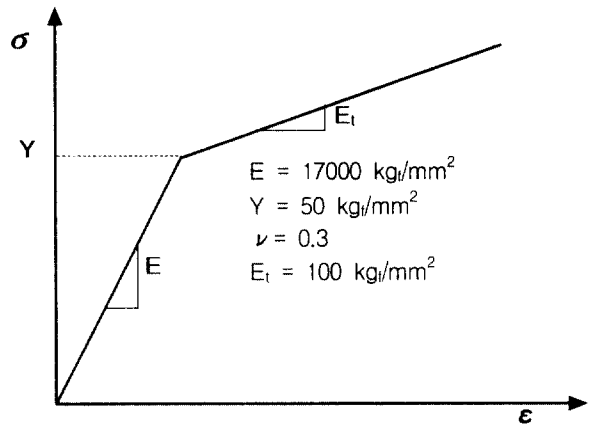


Fig. 3 Stress-strain relation for elasto-plastic model(bilinear isotropic hardening)

문제로 단순화하였으며, von Mises 항복조건⁸⁾을 사용하였다.

접촉문제는 일반 탄소성 해석의 지배방정식 뿐만 아니라, 다음 식과 같이 두 접촉물체의 경계(Γ_c)에서 비침투(non-penetration) 구속조건을 만족해야 한다.

$$g(\mathbf{x}, t) = g(\mathbf{x}) - u(\mathbf{x}, t) \cdot \mathbf{N} \geq 0 \quad \mathbf{x} \in \Gamma_c \quad (1)$$

$$q_1(\mathbf{x}, t) = q_c(\mathbf{x}, t) \cdot \mathbf{N} \leq 0 \quad \mathbf{x} \in \Gamma_c \quad (2)$$

여기서 $g(\mathbf{x}, t)$ 는 두 접촉물체 사이의 간격(gap)이고, $g(\mathbf{x})$ 는 $g(\mathbf{x}, t)$ 의 초기값이며, $q_1(\mathbf{x}, t)$ 는 접촉력(contact traction) $q_c(\mathbf{x}, t)$ 의 외향 수직방향의 성분, \mathbf{N} 은 외향 수직 단위벡터를 나타낸다.

위와 같은 구속조건을 갖는 문제를 풀기 위해 적용된 방법은 접촉위치를 사전에 알 수 없는 경우에 적합한 직접법(direct approach)법⁹⁾이며, 비선형 문제를 풀기 위해서는 강성 행렬이 매 반복(iteration)마다 재구성되는 뉴턴라프슨(Newton-

Raphson)법¹⁰⁾을 사용하였다. 접촉과 관련한 마찰은 다음 식과 같이 전단 마찰(shear friction) 모델을 사용하였다.

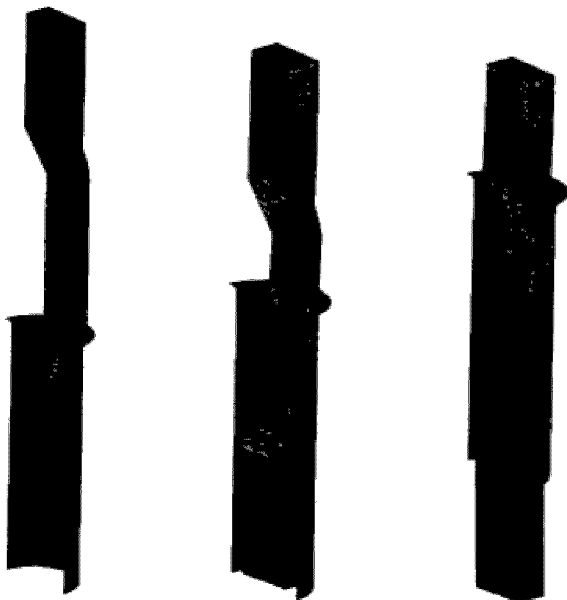
$$f_t = -m \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} t \quad (3)$$

여기서 f_t 는 작용 접선력이며, σ_y 는 흐름응력(flow stress), m 은 마찰계수, t 는 상대속도 방향의 접선 단위벡터이다.

본 연구에서는 접촉면의 마찰계수에 따른 핀의 응력변화를 살펴보기 위하여, 그 값을 0에서 0.1 간격으로 0.5까지 변화시키면서 PTH 지름 1.115, 1.095 mm에 대하여 해석을 수행하였다.

3. 해석결과 및 고찰

Fig. 4는 PTH의 지름 $d = 1.115$ mm인 경우 마찰계수를 0.5로 가정하고, 핀이 PTH에 삽입된 후 접촉 시작 시점인 $t=0.002$ sec와 중간정도 삽입된 $t=0.1$ sec, 삽입완료 상태인 $t=0.2$ sec에서 응력 분포 상태를 PTH와 동시에 도시한 것이다. 핀이 PTH와 접촉하기 시작하는 그림 (a)는 랩포스트에서 분기하는 접촉점에서 이미 항복응력과 거의 동일한 50.72 kgf/mm^2 의 높은 응력이 발생하는 것을 알 수 있으며, 삽입 중간 시점인 (b)에서는 하부 접촉부에서 상부까지 복잡한 분포양상을 보일 뿐



(a) $t = 0.01s$ (b) $t = 0.1s$ (c) $t = 0.2s$

Fig. 4 Stress distributions according to the inserted time($d=1.115$ mm, $\mu=0.5$)

아니라 핀 하부 접촉부에서 발생하는 최대응력이 80 kgf/mm^2 를 넘어서고 있다. 그림 (c)의 삽입 완료 후의 응력분포 형태는 중간 이상 삽입된 경우와 별차이가 없었으며, 발생 최대응력은 80 kgf/mm^2 정도였고, 그 위치도 그림 (b)와 동일한 하부 접촉 중심부로 나타났다. 따라서 핀이 PTH에 삽입되는 경우 최대발생응력은 하부 접촉 중앙점인 랩포스트 분기부분이며, 그 크기는 삽입 후 0.04 sec 이후에는 $80\sim 83 \text{ kgf/mm}^2$ 를 정도로 일정한 값을 나타냄을 알 수 있었다.

Fig. 5는 PTH의 지름이 1.095 mm이고, 마찰계수가 0.5일 때, 삽입이 완료된 시점에서 핀에 발생하는 응력분포를 도시한 것으로, 전체적인 분포양상은 $d = 1.115$ mm와 유사하게 하부 접촉 중앙점에서 최대응력이 발생하고 상부 랩포스트 분기부분에서 비교적 높은 응력이 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나 최대응력의 크기는 약 118 kgf/mm^2 를 정도로 PTH의 지름이 0.02 mm 작아졌을 때 최대 응력은 약 45% 정도 증가한다는 것을 알 수 있었다.

Fig. 6은 삽입 완료후 유연부(compliant part)의 응력발생특성을 파악하기 위하여, 다른 부분보다 현저하게 큰 값을 나타내는 상하 접촉 단면과 핀의 중앙 단면의 응력분포를 도시한 그림이다. 하부 접촉 단면에서의 응력을 나타내는 그림 (a)를 살펴보면, PTH와 접촉점을 중심으로 반경방향으로 비교적 규칙적인 응력의 감소를 관찰할 수 있으며, 이는 상부 접촉부 단면의 그림(b)에서도 유사하게

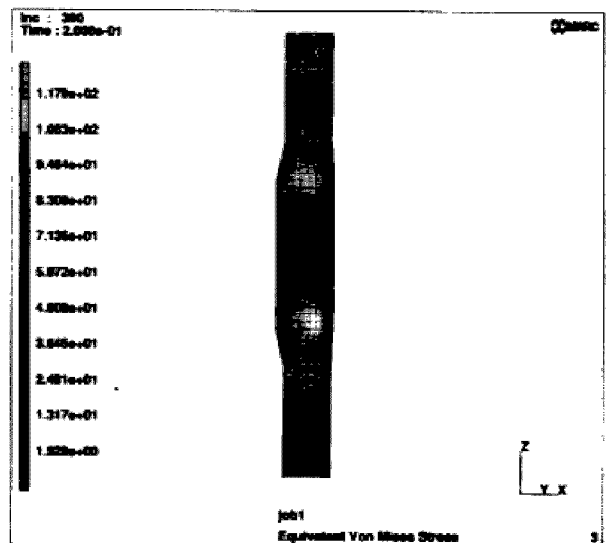
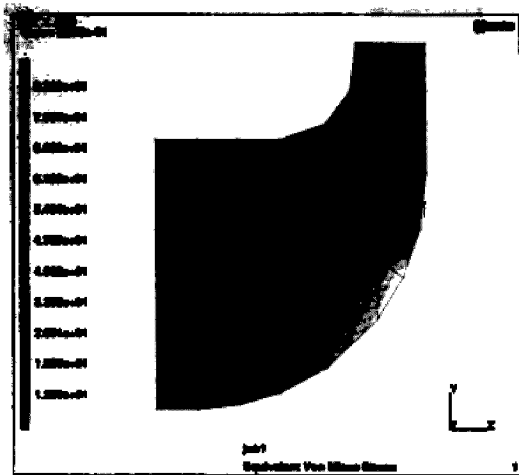
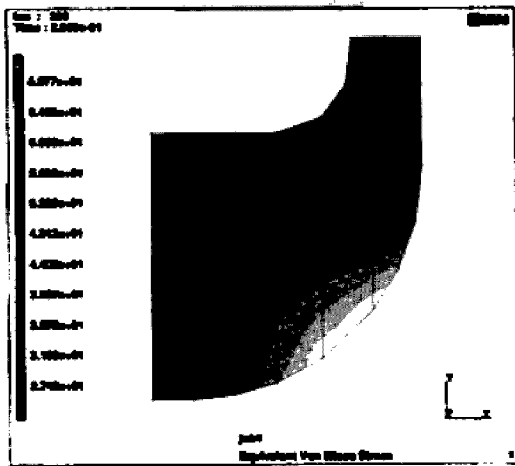


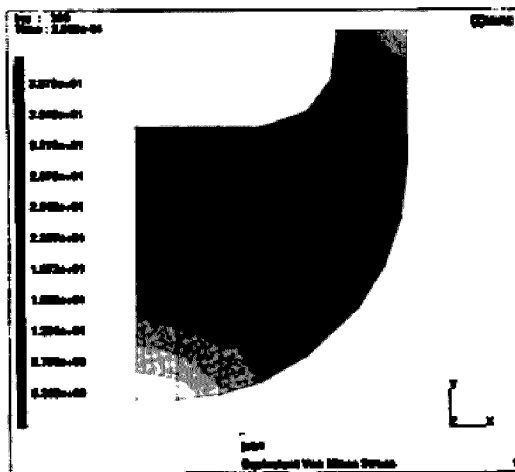
Fig. 5 Stress distributions of the pin after insertion($d=1.095$ mm, $\mu=0.5$)



(a) lower contact section



(b) upper contact section



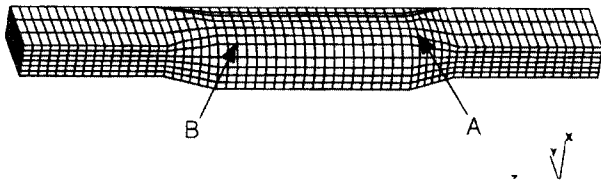
(c) mid-section(/w original shape)

Fig. 6 Stress distributions of the section of the compliant part($d=1.115$ mm, $\mu=0.5$)

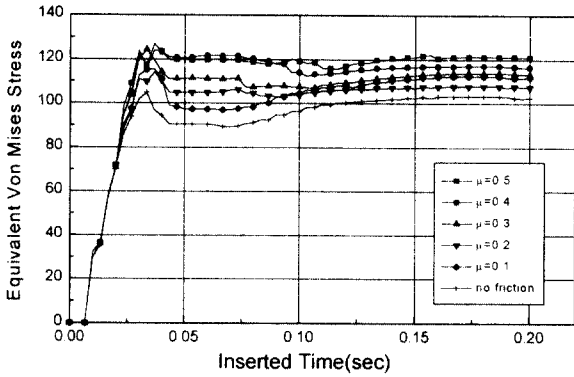
나타났다. 응력의 크기는 접촉을 미리 시작하는 하부 접촉 단면에서의 값이 상부보다 14 kg/mm^2 정도 더 크게 나타나 핀의 성능에 큰 영향을 미치는 반경방향의 보유력(retention force)이 하부 접촉점에서 더 크다는 것을 알 수 있었다. 그림 (c)의 핀의 중앙 단면에서의 응력은 상하 접촉부와는 달리 좌하 코너부에서 큰 값을 나타내는데, 이는 슬리브(sleeve)의 끝부분과 상하접촉부에서 작용하는 반경방향의 하중이 핀의 이 부분에 큰 굽힘응력을 발생시키기 때문으로 풀이된다. 또한 다른 단면과는 달리 접촉 중앙부의 응력이 작게 나타나는 이유는 상하 접촉점에서 큰 반경방향의 힘이 작용하므로, 중앙부분은 핀의 중심쪽으로 단지 병진운동을 하기 때문으로 사료되며, 이는 그림에 중첩되어 도시된 변형 이전의 핀 단면 위치를 고려해 보면 어느 정도 예측할 수 있는 현상이다.

Fig. 7은 PTH 지름이 1.095 mm인 경우에 삽입 시간에 따른 하부 접촉 중심점의 응력 변화를 마찰계수별로 도시한 그래프이다. 그림 (a)는 응력이 가장 크게 나타나는 접촉 중심부의 참고점이며, 그림 (b)는 절점 A, 그림 (c)는 절점 B의 응력변화 상태를 각각 도시한 것이다. 그림 (a)를 살펴보면 마찰계수와 관계없이 삽입 후 접촉을 시작하면서 응력이 급격히 증가하다가 안정된 접촉상태를 유지하면서 응력이 거의 일정하게 되는 것을 볼 수 있다. 또한 마찰계수가 증가하면서 접촉하중이 커지기 때문에 거의 전구간에서 응력값이 일정한 차이를 나타내고 있으며, 마찰계수가 0.5 인 경우가 무마찰의 경우보다 약 20 kg/mm^2 정도 큰 것을 알 수 있다. PTH의 지름이 1.115 mm의 경우에도 전체적인 응력변화 양상은 유사하나, 마찰계수에 따른 응력차이가 지름 1.095 mm보다 작아지므로 PTH의 지름이 증가하면 마찰계수가 핀의 발생응력에 미치는 영향이 감소함을 알 수 있었다. 그림 (c)의 절점 B는 핀의 삽입 초기에는 접촉하지 않으나 외팔보의 고정부에 해당하므로 굽힘응력이 발생하게 된다. 따라서 유연부가 PTH 속으로 미끄러져 들어가 핀 중심 쪽으로 병진운동을 하는 동안에는 응력이 약 40 kg/mm^2 정도 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있으며, 접촉이 시작되는 0.125 sec 이후에는 응력이 크게 증가하다가 삽입 완료 시점에서는 거의 일정한 값을 나타내고 있다.

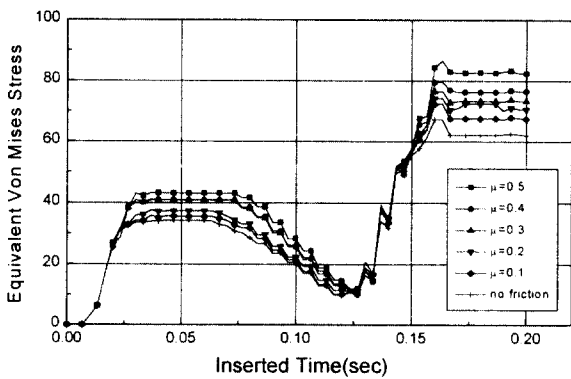
Fig. 8은 두 PTH 지름에 대하여 마찰계수가 0.5 일 때 참고점 A, B의 응력 변화를 비교, 도시한 것이다. 삽입 후 기하적으로 유사한 두 점 사이의 응력차는 1.095 mm는 40 kg/mm^2 , 1.115 mm는 17 kg/mm^2 내외로 나타나 PTH의 지름이 감소할



(a) The reference points



(b) Point A(d=1.095mm, unit : kg/mm²)



(c) Point B(d=1.095mm, unit : kg/mm²)

Fig. 7 Stress variations of the reference points according to the inserted time

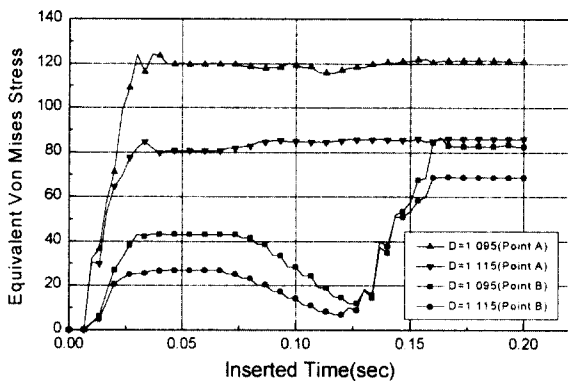


Fig. 8 Comparison of the stress variations at two reference points ($\mu=0.5$, unit : kg/mm²)

수록 하부접촉부에서 하중 부담율이 크다는 것을 알 수 있다. 그러나 인쇄회로기판(PCB)이 가변체이므로 실제의 경우에는 하부 접촉 부위의 PTH도 변형이 발생하여 핀의 절점 A에 발생하는 응력은 이보다 다소 감소할 것으로 사료된다.

Fig. 9는 PTH와 접촉이 발생하는 유연부(평행부)에서 하중 작용 상태를 파악하기 위하여, PTH 지름 1.095 mm에 대하여 삽입 완료 후 참고점 A와 B 사이의 절점들의 응력을 도시한 것이다. 그림에서 마찰계수에 관계없이 길이 0.5 mm와 2.4 mm에서 두 개의 꼭지점이 나타나는데 왼쪽의 꼭지점은 참고점 B, 오른쪽 꼭지점은 참고점 A의 응력을 나타낸다. 핀의 성능을 좌우하는 이들 접촉 중앙부에서의 응력은 양단이 고정된 보의 지지조건과 유사하기 때문에 유연부 양 끝단에서만 큰 힘이 작용하고 핀 길이의 중앙부는 비교적 응력이 적게 나타나는데, 이는 핀의 입장에서는 바람직하지 못한 현상이다. 그러나 양 끝에서의 큰 응력은 실제로는 PTH 접촉부의 지름을 증가시켜 하중이 감소할 것이며, 따라서 핀 중앙부의 접촉하중이 증가하게 되어 사용기간이 길어질 때 크립으로 인한 응력이완이 생긴다 하더라도 핀의 성능을 유지할 수 있을 것으로 예측된다. 강체 PTH와 접촉하는 본 모델의 경우에는 핀의 길이방향의 중앙부가 PTH와 접촉은 유지하고 있으나 양끝단의 반경방향 접촉력에 의해 유연부가 전체적으로 핀중심을 향해 이동하는 병진운동이 발생하므로써 재료는 항복응력을 넘지 않는 탄성상태를 유지하고 있다고 볼 수 있다.

Fig. 10은 PTH 지름이 1.115 mm의 경우, 삽입 완료 후에 핀 유연부인 두 참고점 사이의 절점에서 발생하는 소성변형률을 도시한 것이다. 이들 절

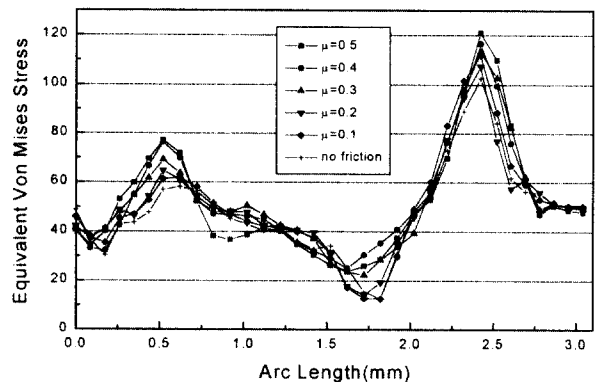


Fig. 9 Stress Distributions of the nodes between two reference points (d=1.095mm, unit : kg/mm²)

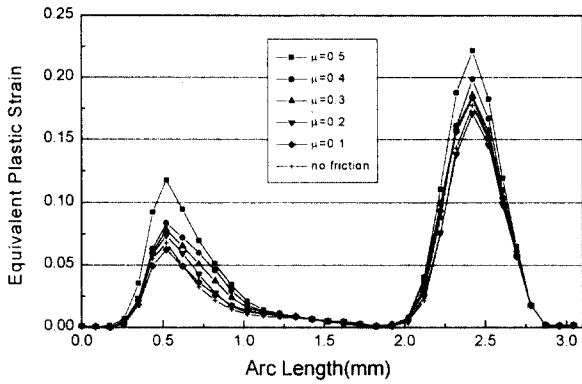


Fig. 10 Plastic strain distributions of the nodes between two reference points (d=1.115mm)

점에서 발생하는 응력의 크기에서도 예측할 수 있듯이 유연부의 양끝단에서 두 개의 꼭지점이 발생하며 상대적으로 핀 중앙부의 소성변형은 매우 작게 나타남을 알 수 있다. 이와 같이 삽입 완료된 후의 양끝단에서 응력과 소성변형률의 차이는 사용초기에는 바람직하지 못하나 약 70~80°C의 운전조건에서 장기간 사용하게 되면 핀과 PCB 재료에 크립이 발생하여 큰 응력이 발생하는 하부는 대각선 길이가 줄어들고 해당부분의 PTH 지름은 늘어나 이 부분의 접촉력이 감소하면서 윗부분의 하중이 증가하게 되어 어느 정도 균형을 이룰 것으로 기대된다.

4. 결론

본 연구에서는 지름이 다른 두 개의 강체성 PTH에 핀을 삽입하는 경우, 마찰계수와 접촉시간에 따른 접촉응력 특성을 유한요소법으로 해석하였다. 실제로 PCB의 PTH가 가변체이므로 핀에 발생하는 응력의 크기는 계산치보다 약간 감소할 것이나 전체적인 응력분포 양상은 유사할 것으로 예측된다. 응력과 소성변형률이 크게 발생하는 유연부의 양끝단은 주어진 운전조건하에서 시간이 지나면 응력이완이 발생하게 되며, 따라서 탄성상태에 있던 핀 중앙부는 현재보다 더 큰 접촉력을 받게 되어 장기간 안정된 접촉상태를 유지할 것으로 생각된다. 이와 같은 현상을 파악하기 위해서는 온도효과를 고려한 해석이 병행되어야 하며, 본 연구의 해석결과는 추후 실제상태를 상정한 핀과 PCB의 동시해석에서 유한요소모델의 구성 및 결과 검토를 위한 참고자료로 활용될 수 있을 것으로 사료된다. PTH와 접촉하는 핀의 슬리브 부분

의 반력은 현 제품의 경우 기대치에 미치지 못하였으나, 슬리브의 높이를 더 높일 수 있는 금형기술이 확보되면 현 제품보다 안정적인 접촉이 이루어 질 것으로 기대된다.

참고문헌

1. T. Kanai, Y. Ando and S. Inagaki, "Design of a Compliant Press-Fit Pin Connection", IEEE Trans. Vol. CHMT-8, No.1, pp. 40~45, 1985
2. K. Yasuda, S. Inagaki and K. Nakano, "A High-Density Multipin Connector with Newly Developed Miniature Compliant Press-In Pin Connection", IEEE(0569-5503/89/0121), pp. 121~126, 1989
3. T. G. Garu, "A Field Study of the Electrical Performance of Separable Connectors", IEEE, Vol. CHMT-1, No.3, pp. 286~296, 1978
4. P. J. Tamburro, "Press-Fit Pins in Printed Circuit Boards - Third, Fourth, Fifth and Sixth Test Series", Proc. 10th Connector Symposium, pp. 2~20, 1977
5. R. P. Goel and E. Guancial, "Stress Distributions Around an Interference-Fit Pin Connection in a Plated Through Hole", IEEE Trans. Vol. CHMT-3, No.3, pp. 392~402, 1980
6. R. P. Goel, "Analysis of an Interference-Fit Pin Connection", IEEE Trans. Vol. CHMT-1, No.3, pp. 248~251, 1978
7. O. C. Zienkiewicz, "The Finite Element Method", 3rd ed., McGraw-Hill, 1977
8. I. H. Shames and F. A. Cozzarelli, "Elastic and Inelastic Stress Analysis", Prentice Hall, 1992
9. Zhong Z. H., "Finite Element Procedures for Contact-Impact Problems", Oxford University Press, 1993
10. K. J. Bathe, "Finite Element Procedures in Engineering Analysis", Prentice Hall, 1982