

〈論 文〉

택트 스프링 타발과 택트 스위치 작동의 유한요소해석

엄경근* · 이세형** · 오규환* · 이동녕*

Finite Element Analyses of Stamping Tact Spring and Operation of Tact Switch

Kyung-Keun Um, Se-Hyeong Lee, Kyu Hwan Oh and Dong Nyung Lee

Abstract

The tact switch is widely used in electric and electronic products. The dome type tact spring is produced by stamping. Stamping of the tact spring and operation of the tact switch have been simulated by the elasto-plastic finite element method. The operating characteristics of the switch may be given by the relation between the operating force and stroke. For a given material, this is affected by two main factors. One is the geometry of dome spring which is determined by the geometry of stamping dies and the stamping pressure, and another one is the dimension of switch. From the calculation, it was possible to obtain the stamping conditions and switch dimension for a predetermined force-stroke relation. And, the hoop stresses and effective strains distributions due to the stamping and during the operation of the switch indicate a possibility of cracking in the center and rim of dome spring.

Key Words : Tact Switch(택트 스위치), Dome Spring(돔형 스프링), Stamping Pressure(타발 압력), Operating Force And Stroke(작동힘과 거리), Hoop Stress(원주방향응력), Effective Strain(유효변형률)

1. 서 론

리모트 콘트롤러 등에 쓰이는 정밀 택트 스위치(Fig. 1)는 스프링 특성이 우수한 박판을 타발, 조립하여 제조한다. 타발 조건이 같을 경우에도 재료의 항복 강도, 인장

강도, 연신율, 탄성계수 등에 따라 최종 제품의 특성들이 달라지게 된다. 따라서 재료에 따라 가공 공정에 있어서 타발 금형의 치수 변화, 타발 압력, 최종 스위치의 치수 변화가 필요하게 된다. 이러한 변화 조건을 찾는 방법으로 실제 작업하는 기술자의 경험에 의한 반복 시행착오의 방법이 있을 수 있으나, 비경제적이며 경험에 의존할 수밖에 없으므로 수치적이고 통계적인 자료의

*서울대학교 금속공학과 및 신소재 공동연구소

**삼성전자(주) 반도체연구소

축적이 어렵다. 이의 대안으로 컴퓨터를 이용한 수치 해석적인 모의 계산으로 재료의 여러 가지 물성에 따라, 여러 가지 작업 조건 즉, 금형 치수, 타발 압력, 스위치 치수를 변화시켜 최종 제품의 최적 조건을 구할 수 있다.

이 연구에서는 택트 스위치의 특성을 모의 계산하여 타발 금형의 형상과 타발 압력에 따른 변형 특성과 택트 스위치의 동작을 해석하였다. 택트 스위치의 핵심 부품인, 돔형 접점 스프링의 타발에 있어서 금형 치수에 따른 응력과 변형률, 타발 후의 형상에 대해서 계산하였다. 또한, 타발 압력에 따른 스프링백, 접점 스프링 최고 높이를 계산하였다.

택트 스위치의 사용에 있어서, 작동 힘과 거리의 관계가 가장 중요하다. 이는 작동 힘과 작동 거리가 스위치의 사용에 있어서 사용자의 느낌과 편리에 큰 영향을 준다. 즉, 작동 거리가 길수록, 힘이 많이 걸릴수록 사용자가 불편하고, 투박한 느낌을 주기 때문이다. 그러나 너무 작은 작동 힘과 거리는 스위치의 특성인 단속성을 나쁘게 하므로 오히려 피해야 한다. 따라서 실제 제품의 작동 힘-작동 거리 관계 그래프와 수치 해석으로 얻어진 결과를 비교하여, 우수한 특성을 갖는 택트 스위치의 치수를 설계하는 것이 이 연구의 주목적이다.

2. 유한요소해석⁽¹⁾

외부로부터 힘이 작용하고 있는 물체에 대해 범함수 Π 는 다음 식으로 주어진다.

$$\Pi = \int_V \sigma_{ij} \epsilon_{ij} dV - \int_S f_j u_j dS \quad (1)$$

여기서 σ_{ij} 는 응력텐서, ϵ_{ij} 는 변형률 텐서, f_j 는 외력벡터, u_j 는 변위이고 S 는 응력이 작용하는 표면이다. 식(1)을 행렬식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\Pi = \int_V \epsilon^T \tau dV - \int_S U^{ST} f^s dS \quad (2)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \epsilon^T &= [\epsilon_x \ \epsilon_y \ \epsilon_z \ \epsilon_{xy} \ \epsilon_{yz} \ \epsilon_{zx}] \\ \tau^T &= [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \sigma_{xy} \ \sigma_{yz} \ \sigma_{zx}] \\ U^{ST} &= [u \ v \ w] \\ f^{sT} &= [f_x \ f_y \ f_z] \end{aligned}$$

또, $\tau = C\epsilon$ 으로 쓸 수 있으며 이 때 C 는 응력과 변형률을 관계짓는 행렬이다. 범함수 Π 가 극대값을 갖는 조건으로부터 식(2)는 다음과 같이 주어진다.

$$\int_V \delta \epsilon^T C \epsilon dV - \int_S \epsilon U^{ST} f^s dS = 0 \quad (3)$$

변형률과 변위의 변분 $\delta \epsilon^T$ 와 δU^{ST} 를 각각 가상 변형률 $\bar{\epsilon}^T$ 와 가상변위 \bar{U}^{ST} 로 치환하면 다음과 같다.

$$\int_V \bar{\epsilon}^T \tau dV = \int_S \bar{U}^{ST} f^s dS \quad (4)$$

유한요소 해석에서는 전체 계를 요소들의 집합으로 구성하므로 위의 적분식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \sum_m \int_{V^{(m)}} \bar{\epsilon}^{(m)T} \tau^{(m)} dV^{(m)} \\ = \sum_m \int_S \bar{U}^{S(m)T} f^{S(m)} dS^{(m)} \end{aligned} \quad (5)$$

요소 내의 임의의 점에서 변위는 요소를 이루는 각 절점에서의 변위로부터 근사될 수 있다.

$$U^{(m)} = H^{(m)} \bar{U} \quad (6)$$

여기서 $U^{(m)}$ 는 형상함수의 행렬이고 \bar{U} 는 각 절점에서의 변위를 나타내는 행렬이다.

$$\begin{aligned} \epsilon^{(m)} &= B^{(m)} \bar{U} \\ \tau^{(m)} &= C^{(m)} \epsilon^{(m)} + \tau_o^{(m)} \end{aligned} \quad (7)$$

로 쓸 수 있다. 여기서, $B^{(m)}$ 은 변형률 변위 행렬, $\tau_o^{(m)}$ 은 초기응력이다. 따라서 식(6)은

$$\bar{U}^T \left[\sum_m \int_{V^{(m)}} B^{(m)T} C^{(m)} B^{(m)} dV^{(m)} \right] \bar{U}$$

$$= \hat{U}^T \left[\sum_m \int_{S^{(m)}} H^{S^{(m)T}} f^{S^{(m)}} dS^{(m)} - \sum_m \int_{V^{(m)}} B^{(m)T} \tau_0^{(m)} dV^{(m)} \right] \quad (8)$$

\hat{U} 를 U 로 쓰면 다음과 같이 된다.

$$KU = R \quad (9)$$

여기서

$$K = \sum_m \int_{V^{(m)}} B^{(m)T} C^{(m)} B^{(m)} dV^{(m)} \quad (10)$$

$$R = \sum_m \int_{S^{(m)}} H^{S^{(m)T}} f^{S^{(m)}} dS^{(m)} - \sum_m \int_{V^{(m)}} B^{(m)T} \tau_0^{(m)} dV^{(m)} \quad (11)$$

이고, $H^{S^{(m)}}$ 은 표면에 대한 형상 함수의 행렬이다.

3. 실험 방법

재료는 은적층인청동판을 사용하였다. 적층된 은의 두께는 $0.2 \mu\text{m}$ 이고, 전체 두께는 0.06 mm 이다. 재료의 기계적 물성을 구하기 위해 인장 시험을 하여, 그 결과를 Table 1에 나타내었다. 타발 후의 돔형 접점 스프링의 치수를 측정하기 위하여 표면 조도기를 사용하였고, 보조적인 방법으로 접점 스프링을 수직으로 세워서 마운팅하여 중앙 단면을 광학현미경으로 관찰하였다.

연구에 사용한 접점 스위치는 2종류이다. 제1종과 제2종의 재료는 동일한 은적층판이다. Fig. 1은 제1종의 타발 금형에 따라 만들어진 접점 스프링이다. 택트 스위치에 쓰이는 돔형 접점 스프링은 Fig. 1(f)에서 보듯이 구형셸(spherical shell, A부분)과 잘

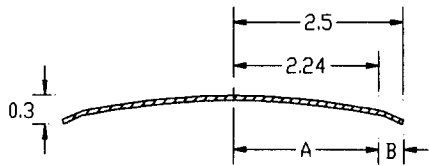
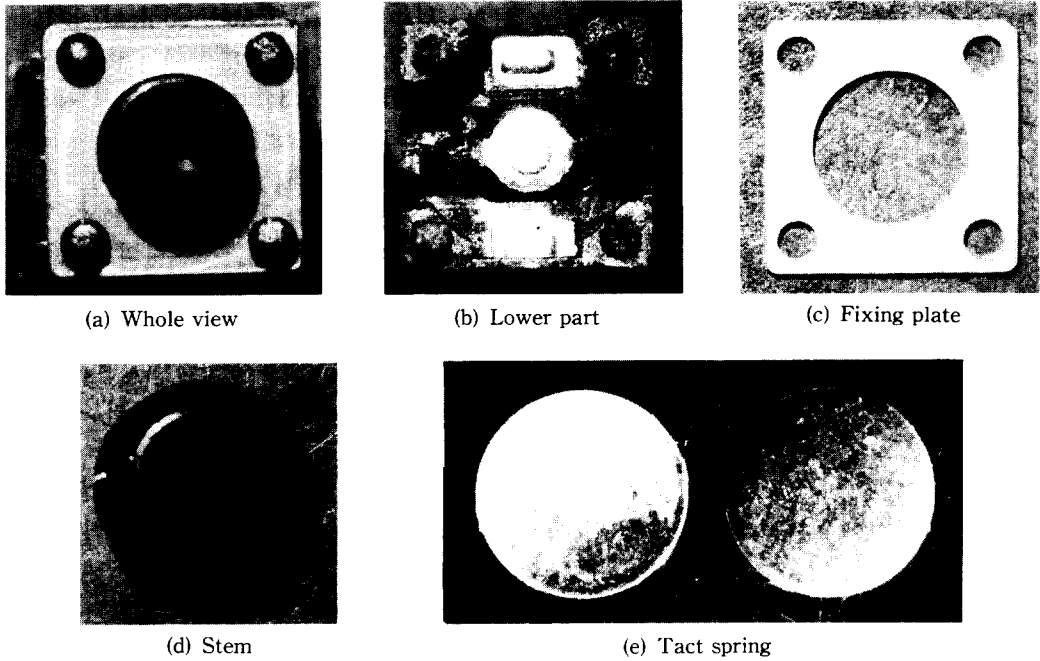
려진 원추형셸(truncated conical shell, B부분)이 붙어 있는 모양이다. 접점 스프링의 최고 높이는 0.3 mm 이다. 실제 제품 생산에 쓰이고 있는 금형에서의 돔의 최고 높이는 0.35 mm 이고, 원추형 셸의 각도는 22° 이며, 길이는 0.3 mm 이다. 또한 Fig. 1(g)는 제2종 돔형 접점 스프링의 단면이다. 접점 스프링의 돔의 최고 높이는 약 0.25 mm 이다. 그러나, 제2종 제품의 금형 치수는 알 수 없으므로, 본 계산에서는 제2종 접점 스프링의 형상과 치수로부터 유추하였다.

타발의 경우에 있어서, 최종접점스프링의 치수를 결정하는 중요한 조건은 타발 금형의 모양과 치수, 타발 압력이다. 이 때, 타발 금형의 모양과 치수에서 중요한 인자는 돔의 높이와 두께의 비, 구형 셸의 곡률 반경 그리고 구형 셸과 원추형 셸의 각도 등이다. 일반적으로 사용하는 재료의 두께는 0.06 mm 이므로, 구형 셸의 높이와 두께의 비에서는 구형 셸의 높이만이 변수가 된다. 또, 돔의 높이는 타발 금형에서의 돔의 높이와 타발 압력에 의해 정해진다. 이 연구에서는 금형의 돔 높이를 0.35 mm 로, 구형 셸의 곡률 반경을 $R=10.88 \text{ mm}$ 로 고정하였다. 그리고, 타발 금형에서 셸의 각도와 길이는 22° , 0.3 mm (제1종)와 17° , 0.6 mm (제2종)로 계산하였다(Fig. 2). 타발 압력은 $300 \sim 700 \text{ MPa}$ 에 대해서 해석하였다. 타발 과정에서 생기는 잔류응력이 스위치동작에 미치는 영향을 고려하기 위해 타발 공정과 스위치 작동을 연속적으로 모의 계산하였다. 이 연구에는 본 실험실에서 개발한

Table 1 Mechanical properties of material

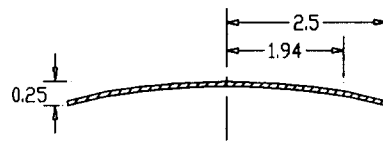
Material	Yield strength(MPa)	Young's modulus(GPa)*	Hardening modulus(MPa)	Poisson's ratio
Phosphor-Bronze(C52100)	660	110	83.7	0.33

* Metal Handbook, 10th ed. Vol. 2, pp. 322~323. ASTM, 1990



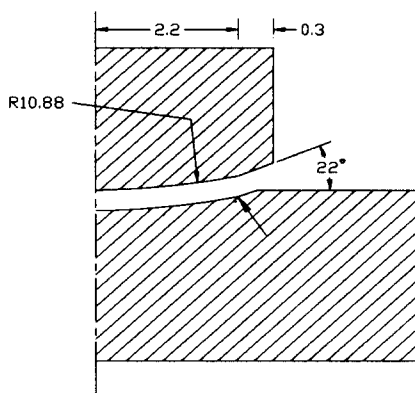
unit : mm

(f) Cross-section of 1st kind spring



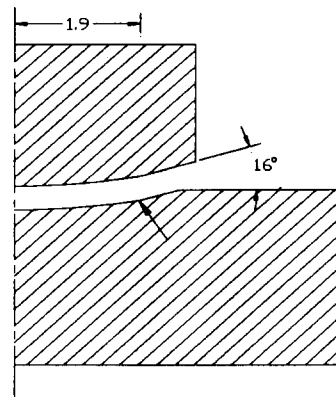
(g) Cross-section of 2nd kind spring

Fig. 1 Tact switch and its parts



unit : mm

(a) 1st kind



(b) 2nd kind

Fig. 2 Dimension of stamping die

유한 요소 해석 프로그램(MFC2D)⁽²⁾을 사용하였다. Fig. 3에는 타발에 대한 유한 요소망을 나타내었는데, 금형 유한 요소의 수는 244개이며, 스프링 재료의 요소수는 153개이다. 또한 각각의 절점의 수는 309개, 208개이다. 이 공정에서의 경계조건은 하부 금형을 고정시키고 상부 금형을 일정 시간 동안 일정 거리를 누른 후 다시 뒤로 후진시켰다. 이 때 상부 금형에 작용하는 힘을 구하였다. 타발에서 스프링용 재료와 타발 금형과의 마찰계수는 0.3으로 계산하였다. Fig. 4에는 스위치 동작에 대한 유한 요소

망을 나타내었는데, 누름판과 전기 접점의 요소수는 각각 250개와 36개이고, 절점의 수는 각각 276개와 56개이다. 경계조건은 타발공정과 마찬가지로 하부 전기접점을 고정시키고 누름판을 변위시킨다. 이 때 작용하는 힘을 계산한다. 이는 실제 실험에서의 과정과 같다. 또한 스위치 동작에서도 마찰계수는 0.3이다.

4. 해석 결과 및 고찰

Fig. 5는 제1종 돔형 접점 스프링의 제조과정의 계산 결과이다. 타발 압력에 따른 제1종과 제2종 돔형 접점 스프링의 최고 높이를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6에서 보듯이 타발 압력이 증가함에 따라 돔형 접점 스프링의 높이가 선형적으로 증가한다. 또한 금형의 돔 최고 높이(0.35 mm)와 타발 후 접점 스프링의 높이의 차가 타발에 있어서 스프링백이 된다. 타발 압력이 증가할수록 스프링백은 줄어든다. 이는 타발 압력에 따라 접점 스프링 재료의 소성변형량이 증가하여 금형의 치수에 가까워지기 때문이다. 또한, 같은 타발 압력에 대해서 제2종 접점 스프링의 높이가 더 높는데 이는 제2종의 스프링의 원추형셀이 제1종보다 약 2배 정도 길기 때문이다. 이것은 작은 작동 힘과 동시에 안정된 단속성을 얻기 위함이다. 즉, 원추형 셀이 접점 스프링과 중앙 접점과의 안정적인 거리를 갖게 하고, 곡률반경이 큰 구형셀이 작동 힘을 작게 하는 것이다. 타발 압력에 따라 각각의 타발압력이 최대일 때, 표면에 생기는 응력과 변형률의 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 접점 스프링의 형상이 돔형이므로 타발 공정 중의 원주 방향의 응력이 재료의 파괴에 있어서 가장 중요하다. Fig. 7에서 보듯이 원주 방향의 응력은 가장자리와 중앙에서 압축으로 크게 걸리고 있고, 또한 타발압력에 따라 더욱 큰 압축응력이 된다. 그리고, 유효변

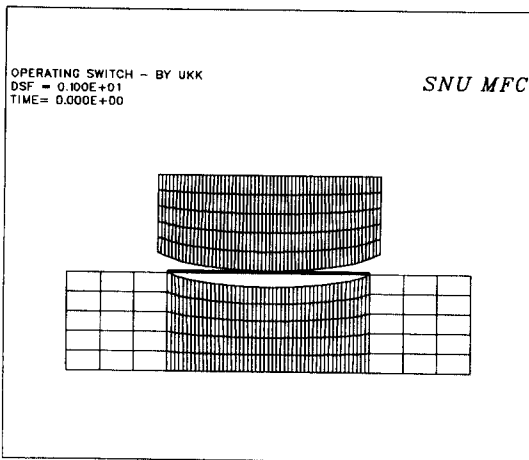


Fig. 3 Initial mesh for stamping

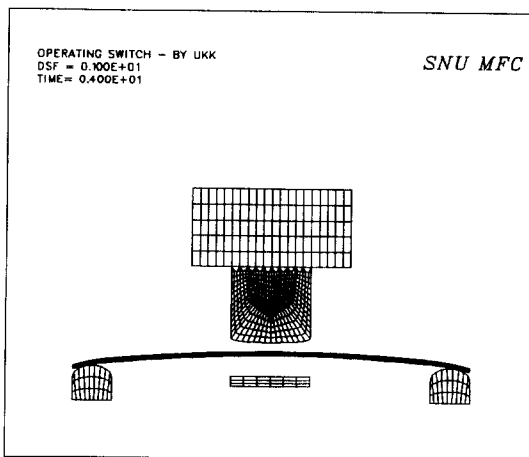
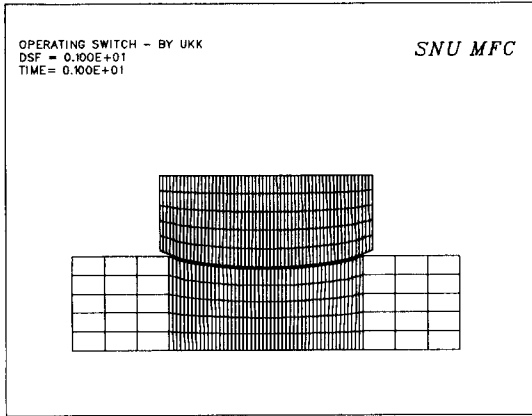
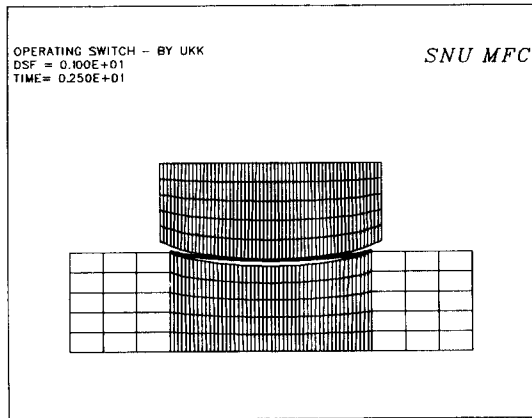


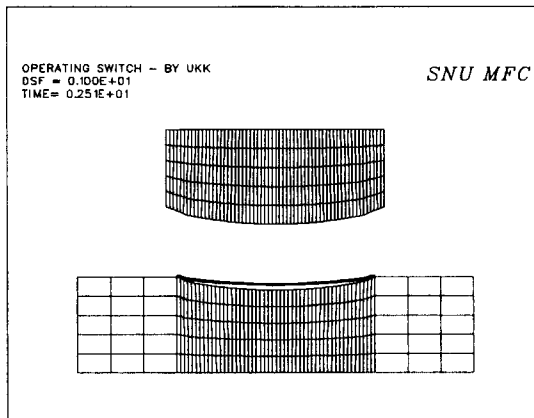
Fig. 4 Initial mesh for switch operation



(a) At maximum pressure



(b) Backward moving of upper die



(c) After stamping

Fig. 5 FEM meshes for stamping

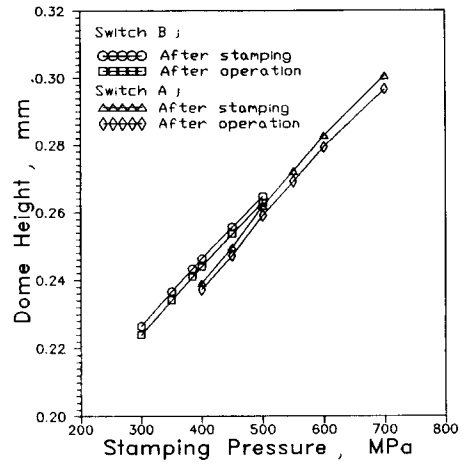
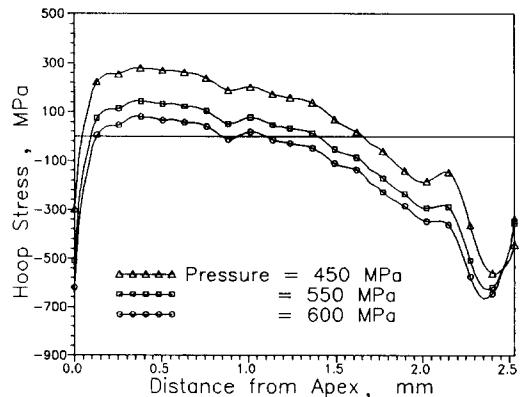
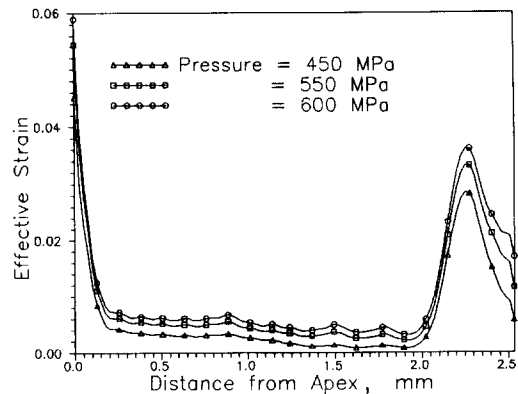


Fig. 6 Heights of dome spring after stamping and first operation of switch



(a) Hoop stress



(b) Effective strain

Fig. 7 Effect of stamping pressure on the stress and strain at the upper surface of 1st kind spring under maximum die pressure

형률도 중앙과 가장자리에 집중되고 있고, 타발 압력에 따라 증가한다.

스위치 작동의 모의 계산 결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8(a)는 스프링이 버클링이 일어난 직후의 변형양상이고, Fig. 8(b)는 누름판이 최대로 눌러졌을 때이다. 스위치가 작동되는 동안에 점점 스프링에 가해지는 힘과 작동 거리와의 관계를 실제 제품으로 측정된 값과 수치 해석으로 구한 값을 Fig. 9에 나타내었다. 유한요소법으로 계산한 결과와 실험으로 측정된 결과가 비교적 잘 일치하고 있다. 누름판이 눌러지기 시작하면 작동 거리에 따라 걸리는 힘이 증

가하고 임계값에 도달하면 다시 힘이 감소하는데 이는 버클링현상^(3,4)에 의한 것이다. 작동 거리가 계속 증가하면 점점 스프링이 스위치 아래 부분의 접점에 닿는데 이때, 힘이 급격히 증가한다.

제1종과 제2종의 타발 압력에 따른 버클링힘과 작동 거리의 관계를 Fig. 10에 나타냈는데, 측정값과 비교해 보면, 제1종 스프링의 타발 압력은 550 MPa, 제2종 스프링은 385 MPa정도가 적절하다고 할 수 있다.

Fig. 9에서 제2종 제품의 버클링후에 접점 스프링이 아래 접점에 닿는 순간의 작동 거리에서 제1종 제품과 많은 차이가 있음을

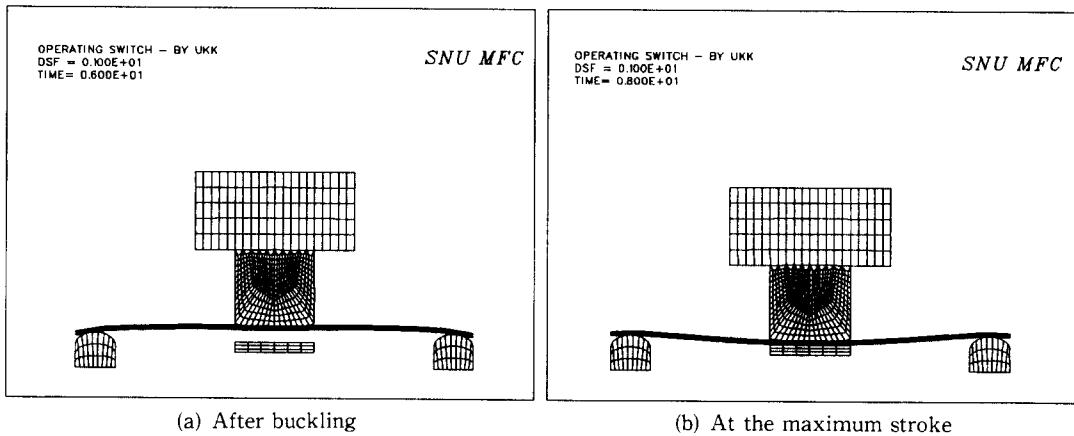


Fig. 8 FEM meshes for switch operation

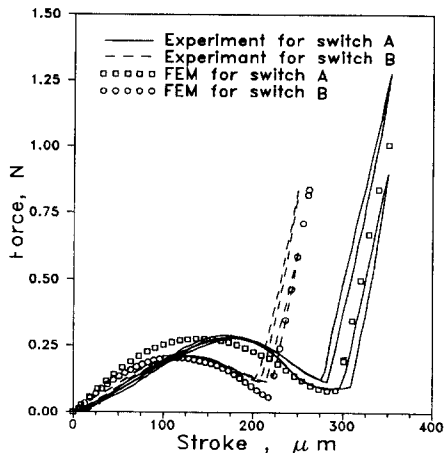


Fig. 9 Calculated and measured operating force vs. stroke

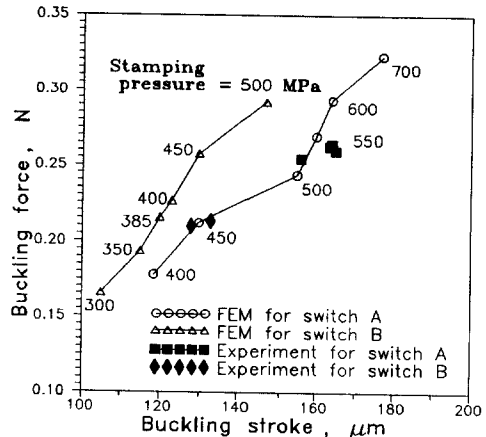


Fig. 10 Effect of stamping pressure on buckling force vs. stroke relation

알 수 있다. 즉, 제2종 스위치의 두 접점간의 높이가 차가 제1종 제품보다 작음을 알 수 있다. 이 때의 작동 거리는 접점 스프링의 높이보다는, 접점 스프링 아래의 접점의 높낮이에 의해서 결정된다. 따라서, 제1종 접점스프링의 타발 압력을 실험값과 잘 일치하는 550 MPa로 고정하고, 중앙 접점의 위치를 지지 접점으로부터 아래 0.04~0.12 mm로 변화시켜 실험과 일치하는 조건을 찾았다. 제1종 스위치의 접점간의 상대 높이는 0.12 mm인 것을 알았다. 마찬가지로 제2종 접점 스프링에 대해서 타발 압력이

385 MPa일 때는 스위치의 접점간의 상대 높이는 0.063 mm인 것을 알았다. 또한, 제1종의 접점스프링의 타발압력이 450 MPa일 때의 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 따라서, 제1종 타발 금형의 유한요소망으로 제2종 특성을 얻을 수 있는 타발압력과 접점간의 상대 높이를 구할 수 있게 된다. 즉, Fig. 10과 11의 결과를 종합해 보면, 타발압력이 450 MPa이고 두 접점의 높이 차를 0.063 mm으로 하면 된다. (Fig. 12)

Fig. 13에 누름판이 최대로 눌러졌을 때의 타발 압력에 따른 접점 스프링 표면에

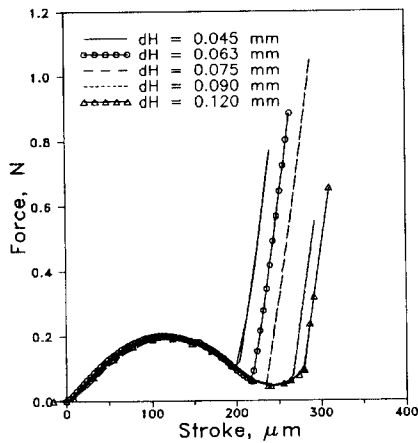


Fig. 11 Calculated operating force vs. contact stroke depending on distance between two electric terminals (P=450 MPa)

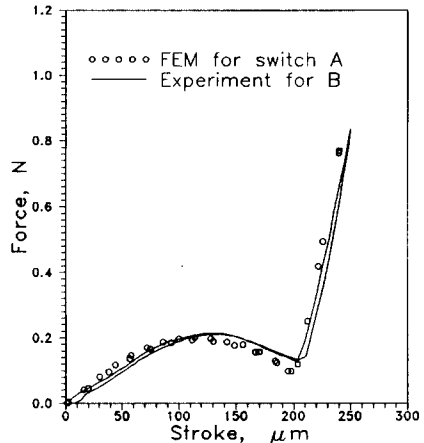


Fig. 12 Operation force vs. stroke of 1st kind switch (P=450 MPa)

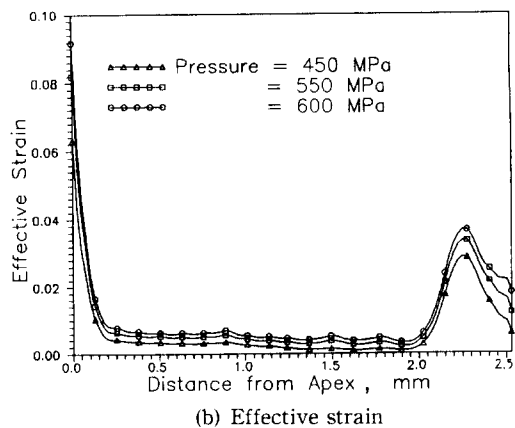
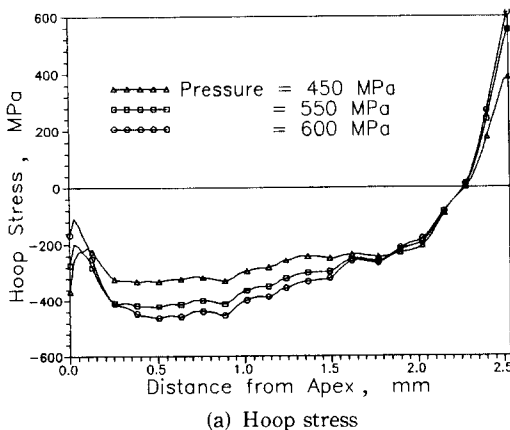


Fig. 13 Effect of stamping pressure on the stress and strain at the upper surface of 1st kind spring at maximum stroke

생기는 응력과 변형률의 분포를 나타내었다. Fig. 13(a)의 원주방향응력은 가장자리에서는 인장으로 증가하고 중앙에서는 압축으로 증가한다. 또한 스프링이 꺾이는 곳(구형셀과 원추형셀의 경계점)이 인장과 압축의 경계점이 된다. 이는 타발에서 생긴 변형에 의해서 재료가 가공경화되어 스프링 작동 때에는 변형이 구속되기 때문이다. 그리고, 유효 변형률도 타발압력에 따라 증가한다. (Fig. 13(b)) Fig. 13에서 제1종의 타발 금형으로 제2종 제품의 특성을 얻을 수 있는 공정 조건인, 타발 압력이 550 MPa에

서 450 MPa로 줄어듦에 따라 응력과 변형률이 감소하여 균열의 발생 가능성도 줄어든다. 따라서, 타발 압력을 조절하여 점점 스프링 작동 특성도 개선되고, 균열의 발생도 줄일 수 있다.

Fig. 14에 제1종의 타발 공정과 스위치 작동에서 타발 압력이 550 MPa일 때, 돔형 점점 스프링의 바깥 표면에서의 원주방향응력과 유효 변형률을 점점 스프링 중심에서부터 나타내었다. Fig. 14(a)에서 보듯이 원주방향응력은 가장자리에서 인장과 압축이 번갈아 생기고, 중앙에는 압축이 생긴

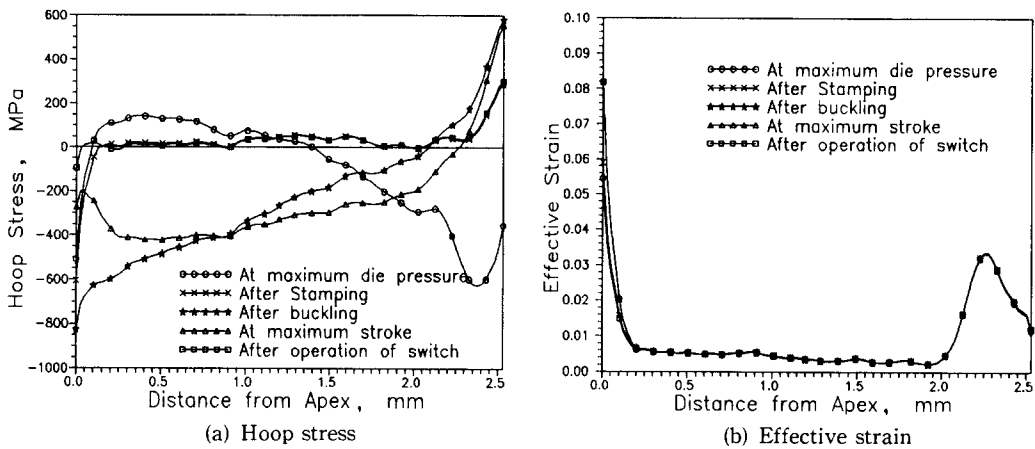


Fig. 14 Distributions of stress and strain at upper surface of 1st kind spring during the stamping and operation of switch

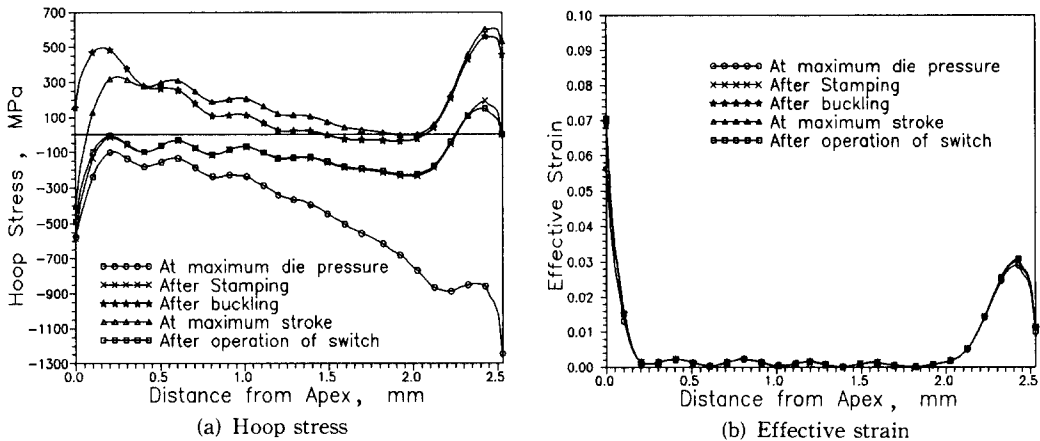


Fig. 15 Distributions of stress and strain at lower surface of 1st kind spring during the stamping and operation of switch

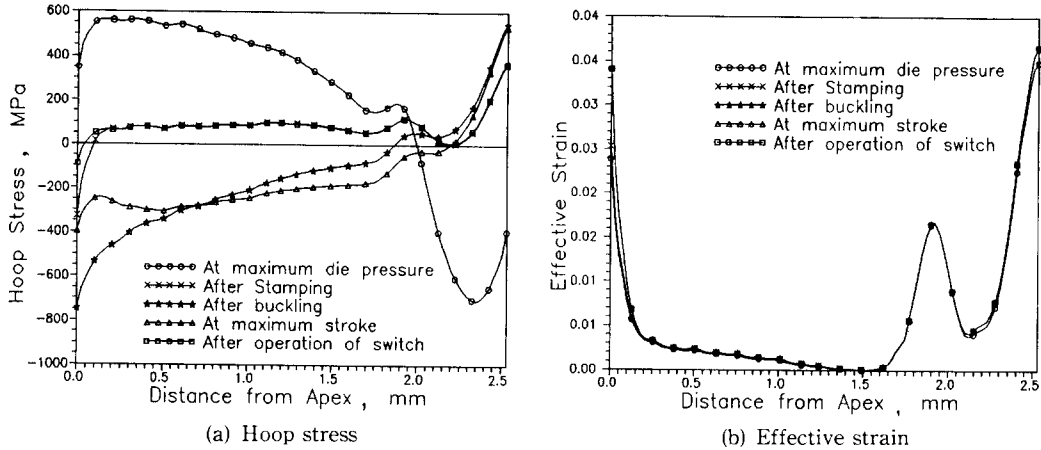


Fig. 16 Distributions of stress and strain at upper surface of 2nd kind spring during the stamping and operation of switch

다. 또한 접점 스프링 재료의 유효 변형률 (Fig. 14(b))은 스위치 작동에 의해서 특히 가장자리와 중앙에서 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 실제 이 스위치의 사용에 있어서 원주방향응력과 소성 변형이 가장자리와 중앙에서 상당히 존재하여 이곳에서 균열이 잘 발생하는 것과 일치한다. 또한 제1종의 아래표면에서의 원주방향응력과 유효 변형률을 Fig. 15에 스프링 중심에서부터 나타내었다. 윗 표면과 마찬가지로 원주방향의 응력이 중앙과 가장자리에서 최대타발 압력일 때는 압축이 걸리고 스위치 작동 중에는 인장이 생김을 알 수 있다. 유효 변형률은 가장자리에서 약간 바깥쪽으로 이동했다.

또한, Fig. 14, 15(b)에서 스위치 동작 중의 스프링의 유효 변형률이 타발에서보다 크므로 그 증가만큼의 소성 변형이 발생하는 것을 알 수 있다. 이 소성 변형은 스프링 타발후 처음 스위치 동작에서만 생기는 것이다. 이는 Fig. 9, 11, 12에서 볼 수 있듯이 누름판이 눌러질 때보다 다시 후퇴할 때의 작동 힘이 작다는 것을 보면 알 수 있다. 또한 계산으로 스위치 작동을 연속적으로 하였을 때의 작동 거리-힘 관계는 처음 작동에서 누름판 후퇴 때의 것과 일치한다. 즉, 한 번의 스위치 작동으로 스프링은 약

간 소성 변형되고, 가공경화되어 다음의 작동에서는 더 이상의 소성 변형은 없다.

제2종에 대해 타발 압력이 385 MPa일 때, 접점 스프링 바깥 표면에서의 원주방향 응력과 변형률을 Fig. 16에 나타내었다. 제1종과 마찬가지로 접점 스프링의 가장자리와 중앙에 압축과 인장이 반복되어 걸리고 있다. 그러나 최대타발압력하에서 중앙에서는 인장이 제1종보다 크게 생긴다. 또한, 제2종 스프링에서는 제1종보다는 작은 변형이 생기는데, 스프링의 끝에서는 중앙보다 큰 변형이 생긴다.

5. 결 론

2종류의 은적층인칭동 택트 스위치의 치수, 작동특성 등을 연구하였다. 제1종과 제2종의 타발과 동작의 모의 계산에 의해서, 각각의 작동 특성이 실험값과 같은 조건을 찾았다. 즉, 제1종의 타발압력은 550 MPa, 아래 두 접점간의 높이차는 0.12 mm이고, 제2종의 타발압력은 385 MPa, 아래 두 접점간의 높이차는 0.063 mm임을 알 수 있었다. 또한 제1종에 비해 제2종이 작동 거리가 짧고, 버클링힘도 작다는 것은 접점 스프링의 재료의 가공이나 특성에 의한 차이

보다는 스위치의 치수(특히, 아래 두 접점의 높이 차)와 접점 스프링의 형상과 치수 차이에서 비롯됨을 알았다. 따라서, 제1종과 제2종의 접점 스프링의 근본적인 치수 차이(원추형 셸의 길이와 각도)는 다르지만, 타발시에 타발 압력을 조절하여 돔 높이와, 스위치의 접점 높이를 조절하여 제2종의 특성과 같도록 할 수 있었다. 제1종의 접점 스프링 모양을 유지하면서 보다 짧은 작동 힘과 거리를 갖는 조건은, 타발 압력은 450 MPa, 두 접점의 상대높이차는 0.063 mm이었다. 이 조건으로 접점 스프링 작동 힘과 거리의 관계를 계산하여 제2종의 실험값과 잘 일치하는 결과를 얻었다. 또한 이 조건으로 스프링에 생기는 응력과 변형을 줄임으로써 균열의 발생 가능성도 줄일 수 있다.

후 기

이 연구는 상공부가 시행하고, (주)창성

에서 수행한 공업기술개발사업의 지원에 의해서 이루어졌다. 또한 시편과 자료를 제공해 준 (주)제일물산의 이 충구씨에게 감사드린다.

참고문헌

- (1) Bathe, K. J., 1982, Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice Hall.
- (2) 이 용기, 한 홍남, 오 규환, 이 동녕, 1994, "열전달과 열탄소성 연결 해석", 한국소성가공학회 '94춘계 학술대회논문집, pp. 47~54.
- (3) Köller, L., Buckling of Shells For Engineering, John Wiley & Sons, 1984.
- (4) Ramm, E., 1982, Buckling of Shells, Proceedings of State-of-the-Art Colloquium, Universitat Stuttgart, Germany, May 5~6.