

## 인장-굽힘을 받는 점용접부의 피로수명예측

이용복(홍익대), 조주환\* · 정진성(홍익대 대학원), 조현억(기아자동차)

### Fatigue Life Prediction of Spot Welds under Tensile-Bending Load

Y. B. Lee(Hong-ik Univ.), J. H. Cho\* · C. S. Chung(Graduate school, Hong-ik Univ.)  
and H. E. Cho(Kia Motors)

**Key words** : coach-peel(코치필), tail effect(점용접부 뒷부분의 접촉)

#### Abstract

Spot welding has been used in the sheet metal joining processes because of its high productivity and convenience. In this study, predicting methods of fatigue life of spot welded joint have been studied. Fatigue life of coach-peel spot welded joint was influenced by tail effect. Fatigue life was estimated by stress index parameter considering multiaxial stresses and tail effect. Fatigue tests were conducted with the coach-peel specimens using SPCC.

#### 1. 서론

점용접은 작업이 간단하고 극히 짧은 시간에 이루어지므로 자동화, 대량생산 등이 쉽기 때문에 자동차 차체, 철도 차량 등의 구조물에 널리 사용되고 있다. 그러나 점용접부의 피로 균열은 재료적, 용접적, 역학적 인자의 영향을 받으며 3차원적으로 균열이 성장하므로 균열변형모드는 항상 혼합모드이고, 피로균열의 발생·성장의 검출이 곤란하여 균열성장의 해석 및 예측이 어렵다.<sup>(1)</sup> 따라서 피로 강도 및 내구성 평가의 정밀도 향상은 구조 경량화추세에 따른 안전대책을 수립하는데 중요한 요인이 되며 피로수명을 체계적으로 평가하기 위한 몇몇 연구가 진행되어 왔다.

Kitagawa 등<sup>(2)</sup>, Mizui 등<sup>(3)</sup>은 스트레인 게이지를 사용하여 내외면 변형률을 측정하여 변형률 변화범위를 이용한 피로수명 예측에 대해 연구하였다. 또한 Findley<sup>(4)</sup>는 점용접부에 작용하는 다축응력에 대하여 연구하였고, Kurath<sup>(5)</sup>등은 응력 지수 파라미터에 기하학적인 형상과 응력비에 의한 영향을 고려하여 점용접부의 피로수명 예측을 시도하였다.

본 연구에서는 코치필 시험편(coach-peel specimen)을 사용하여 피로 실험을 수행하고, 점용접부의 다축응력과 테일 이펙트(tail-effect)를 고려하여 응력 지수 파라미터를 수정하고 그 수명을 예측하였다.

#### 2. 기초 이론

일반적으로 점용접부에 작용하는 하중은 Fig. 1과 같이 너겟(nugget)에 수직인 방향으로 작용하는 수직력  $F$ , 너겟을 통과하는 방향으로 작용하는 전단력  $Q$ , 그리고 작용 하중의 편심에 의하여 발생하는 모멘트  $M$ 의 세 가지 성분으로 나뉘어 진다.

실제로 양호한 접합의 경우 균열은 너겟을 통과하는 방향으로 진전하지 않으며 인장-굽힘을 동시에 받는 점용접부의 경우 작용응력은 다음과 같이 계산된다.

$$M = Pe = P \frac{t}{2}, \quad Q = 0, \quad F = P \quad (1)$$

$$\sigma_n = \frac{F}{\pi r^2}, \quad \sigma_m = \frac{Mc}{I} = \frac{P \cdot e}{Z} \quad (2)$$

$$\sigma_T = \sigma_n + \sigma_m, \quad \tau = 0 \quad (3)$$

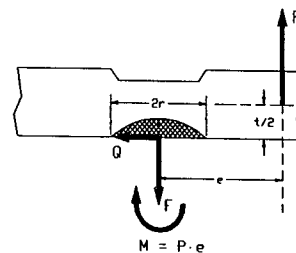


Fig. 1 Generalized loading for a spot welds

점용접부에 작용하는 세가지 하중성분에 의한 응력확대계수는 다음과 같다.

$$K_F = \frac{F}{2r\sqrt{\pi r}} \quad (4)$$

$$K_M = \frac{3M}{2r^2\sqrt{\pi r}} \quad (5)$$

$$K_Q = \frac{Q}{2r\sqrt{\pi r}} \quad (6)$$

$$K_I = K_F + K_M, \quad K_{II} = K_Q \quad (7)$$

단순화한 모드 I의 상당응력확대계수를 이용한 응력 지수 파라미터는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K_i = \sqrt{K_I^2 + \beta K_{II}^2} \quad (8)$$

여기에서  $\beta$ 는  $K_I$ 과  $K_{II}$ 의 상호작용을 정량화한 상수이다.

시험편의 기하학적인 형상과 응력비의 영향을 고려하면 수정된 응력 지수 파라미터<sup>(6)</sup>는 다음과 같다.

$$K_i = K_{i_m} (1-R)^{0.85} \quad (9)$$

$$= \sqrt{\frac{K_I^2 + \beta K_{II}^2}{\frac{t^2 W}{r^3} \left( \frac{9t^2}{4r^2} + 1 \right)}} (1-R)^{0.85}$$

### 3. 실험

실험에 사용한 재료는 자동차 차체로 많이 이용되고 있는 냉간압연강판(SPCC)으로 재료의 기계적 성질은 Table 1에, 화학적 성분은 Table 2에 각각 나타내었다.

코치필 시험편(coach-peel specimen)은 JIS Z3136에 의거하여 제작하였으며 Fig. 2에 시험편의 형상과 치수를 나타내었다. Table 3은 실험에 사용된 용접조건을 나타낸다.

피로실험은 5 ton 용량의 전기 유압식 만능재료 시험기(Instron 8511)를 사용하여 응력비가 0.3~0.5인 인장하중을 주어 진동수 10Hz로 실험하였다.

Table 1. Mechanical properties of the base metal

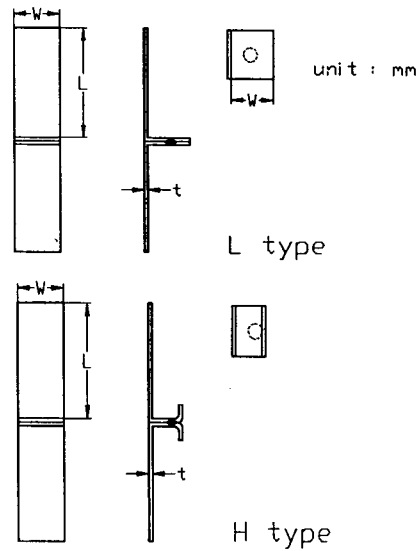
Material	$\sigma_u$ (MPa)	$\sigma_y$ (MPa)	E (GPa)	Elongation (%)
SPCC	374.7	222.1	$2.09 \times 10^2$	40

Table 2. Chemical compositions of the base metal (Wt. %)

Material	C	Mn	P	Al
SPCC	0.04	0.25	0.01	0.005

Table 3. Conditions for spot welding

Thickness (mm)	Current (kA)	Force (kgf)	Time (cycle)
1	10	250	12
2.3	12	380	18



t(mm)	w(mm)	L(mm)	D(mm)	e(mm)
1	30	100	6.29	15.14
2.3	40	125	7.32	20.26

Fig. 2 Configuration of coach-peel specimen

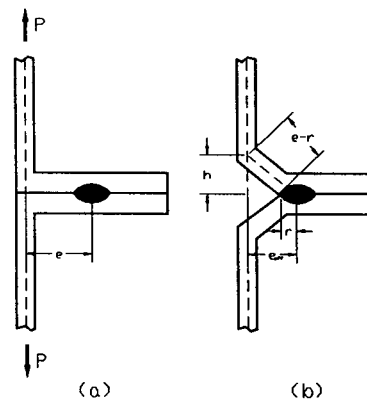


Fig. 3 Change in geometry after initial loading

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 정적 강도로 평가

두께가 다른 L-type 시험편과 H-type 시험편의 인장실험 결과를 Fig.4와 5에 나타내었다. Fig.4에서 초기에는 하중이 증가함에 따라 직선적인 기울기로 변위가 증가하다 시험편에 작용하는 굽힘응력으로 인해 겹쳐져 있던 두판이 벌어지게 되어 변위는 완만한 곡선의 형태로 증가하고 너겟중심과 하중방향과의 유효편심거리( $e_{eff}$ )는 감소하게 된다. 두께가 다른 Fig.5의 경우도 하중과 변위가 같은 경향을 보이나 점용접부 뒷부분을 제거한 H-type의 경우 인장강도와 유효편심거리( $e_{eff}$ )가 L-type에 비해 증가하는 경향을 나타낸다. L-type의 경우 하중선 반대편의 점용접부 뒷부분이 서로 접촉하여 작용하중을 구속하는 역할을 하여 지렛대의 원리처럼 같은 하중에서 H-type에 비해 상대적으로 두 판 사이의 변위를 증가시키고 결과적으로 유효 편심거리( $e_{eff}$ )를 감소시키며, 또한, 인장강도도 낮은 경향을 갖는다.

##### 4.2 피로수명 평가

Fig.6은 두께와 응력비를 달리하여 L-type과 H-type로 피로실험을 수행한 하중범위-수명선도를 나타낸 것이다. 동일한 조건으로 응력비만을 달리한 경우에 응력비가 증가할수록 수명이 증가하는데 이것은 최대 하중을 고정한 상태에서 응력비를 증가시킬 경우 최소 하중의 증가로 하중범위가 작아지기 때문이다.

동일한 하중 조건으로 실험한 L-type의 경우 수명이 증가하는데 이는 정적강도에서와는 달리 반복하중이 가해질 때 L-type에서 점용접부 뒷부분 접촉(tail-effect)이 작용력을 분산시키고 결과적으로 응력집중을 약화시켜 피로균열진전을 지연시키는 역할을 한다.

Fig.7은 응력범위-수명선도를 나타낸 것으로 Fig.6과 마찬가지로 피로수명을 통일적으로 예측하기에는 적합하지 않은 것을 알 수 있다.

점용접부의 통일적인 피로수명을 평가하기 위해서는 너겟직경, 시험편 두께, 폭과 같은 기하학적 형상의 고려가 필요하며<sup>(6)</sup> 특히 Fig.3에서와 같이 초기 하중이 작용할 때 형상의 변화를 고려하여야 한다. Fig.8은 초기 형상 변화를 고려하고 Kurath의 응력지수 파라미터를 수정하여 피로수명을 평가한 것으로 형상, 응력비에 상관없이 수명이 일관된 경향을 보이고 있다.

여기서 편심거리( $e_{eff}$ )는 정적 실험에서 얻은 변위( $h$ )의 연속적인 변화를 식(10)으로 평가하였다.

$$e_{eff} = r + \sqrt{(e-r)^2 - h^2} \quad (10)$$

#### 5. 결 론

연구결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 정적 실험에서는 H-type의 인장강도와 유효 편심거리( $e_{eff}$ )가 L-type에 비해 증가하며, 이는 L-type에서 점용접부 테일 이펙트(tail-effect)의 영향이다.
2. 초기 형상의 변화에 의한 유효 편심거리( $e_{eff}$ )를 구한후 Kurath의 응력지수 파라미터를 수정하여, 인장-굽힘 점용접 시험편에 대하여 피로수명을 평가한 결과 응력비와 형상의 영향을 고려한 예측이 가능하였다.

#### 참고문헌

- (1) 김상필, 홍태민, 장희석, 1994, "알루미늄 합금의 저항점 용접에 관한 연구(I)," 대한용접학회지, 제 12권, 제 4호, pp. 127 ~ 141.
- (2) Kitagawa, H., Satoh, T. and Fujimoto, M., 1985, "Fatigue Strength of Single Spot-Welded Joints of Rephosphorized High-Strength and Low-Carbon Steel Sheets," SAE Paper 850371, pp. 114~126.
- (3) Mizui, M., Sekine, T., Tsujimura, A., Takishima, T. and Shimazaki, Y., 1988, "An Evaluation of Fatigue Strength for Various Kinds of Spot-Welded Test Specimens," SAE Paper 880375, pp. 382~391.
- (4) Findley, W. N., 1959, "A Theory for the Effect of Mean Stress on Fatigue of Metals under Combined Torsion and Axial Loading or Bending," Journal of Engineering for Industry, pp. 301~306.
- (5) Kurath, P., 1992, "Multiaxial Fatigue Criteria for Spot Welds," SAE Paper 920668, pp. 143~153.
- (6) 이용복, 김영훈, 정진성, 조주환, 1997, "SPCC 점용접부의 피로수명예측에 관한 연구," 대한기계학회 '97 춘계 학술대회 논문집 (I), pp. 29~34.

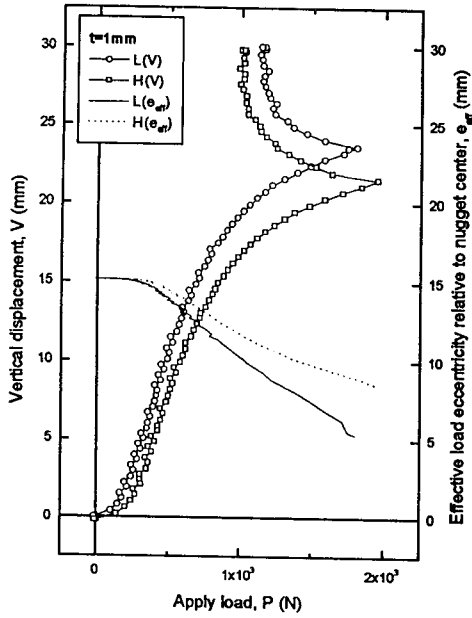


Fig. 4 Applied load vs. vertical displacement and effective load eccentricity ( $t=1\text{mm}$ )

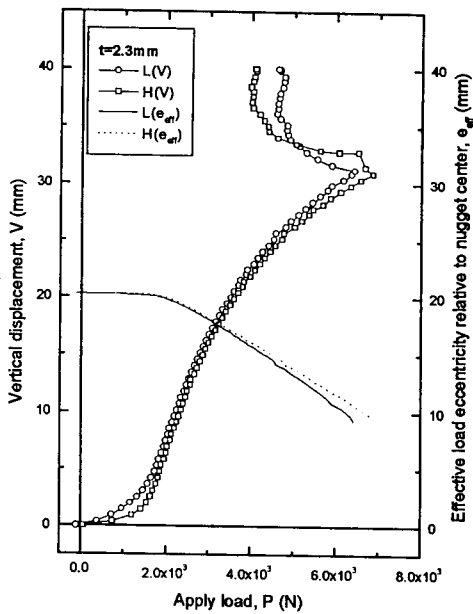


Fig. 5 Applied load vs. vertical displacement and effective load eccentricity ( $t=2.3\text{mm}$ )

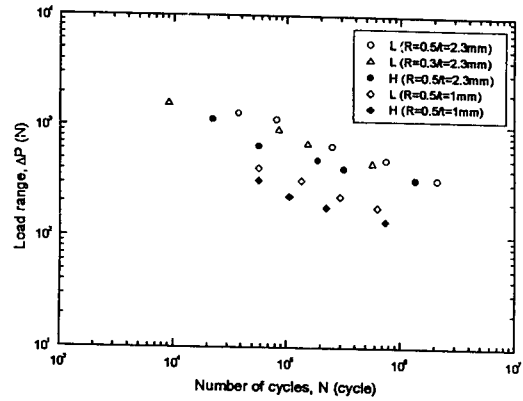


Fig. 6 Load range vs. total life

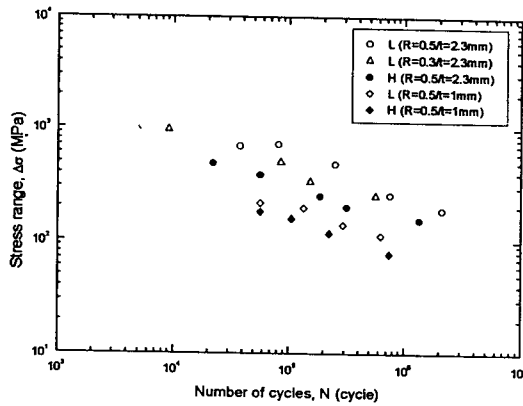


Fig. 7 Stress range vs. total life

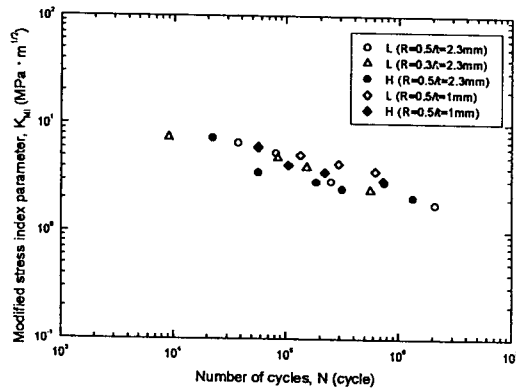


Fig. 8 Modified stress index parameter vs. total life