

K_e 에 의한 차량 안전벨트 앵커의 점용접 피로수명 예측

김 남 호*·이 형 일**
(1999년 3월 19일 접수)

Spot Weld Fatigue Life Prediction of Auto Seat Belt Anchors Using K_e

Namho Kim and Hyungyil Lee

Key Words: Spot Welding(점용접), Multi-spot Welding(다점용접), Fatigue Failure(피로파단), Fatigue Life(피로수명), Panel Structure(박판구조), Equivalent Stress Intensity Factor(등가응력확대계수), Auto Seat Belt Anchor(차량 안전벨트 앵커)

Abstract

As the welding spot forms a singular geometry of an external crack type, fatigue failure of spot-welded specimens can be evaluated by means of a fracture parameter. Recasting the load vs. fatigue life relationships experimentally obtained, we predicted the fatigue life of spot-weld specimens with a single parameter denoted the equivalent stress intensity factor. This crack driving parameter is demonstrated to successfully describe the effects of specimen geometry and loading type in a comprehensive manner. The suggested fatigue life formula for a single spot weld can play a key role in the design and assessment of spot-welded panel structures, in that the fatigue strength of multi-spots is eventually determined by the fatigue strength of each single spot. We therefore attempt to evaluate the effectiveness and validity of K_e in predicting the fatigue life of auto seat belt anchor panel. We first establish finite element models reflecting the actual mechanical behavior of 3 types of seat belt anchor specimens. Using finite element models elaborately established, we then obtain the effective crack driving parameter K_e composed of its ductility-dependent modal components. It is confirmed that the K_e concept successfully predicts the fatigue life of multi-spot welded panel structures represented by auto seat belt anchors here.

1. 서 론

점용접은 용접과정 자동화에 따른 높은 생산성과 확보된 용접품질이 주는 내구성으로 인해, 자동차 차체는 물론 T-형, #-형 복합 서브프레임 등 차량내 주요 판형부품들, 그리고 철도차량과 가전제품

등의 구조용 압연강판들의 체결방법으로 광범위하게 사용되고 있다. 이러한 점용접 판형 구조물들의 전전성 평가나 충돌해석에 있어, 점용접점의 역학적 거동에 대한 이해가 판재자체의 역학적 거동에 대한 지식과 더불어 중요한 부분을 차지함은 자명하다. 특히 용접점의 개수와 위치 그리고 용접품질은 점용접 구조물의 성능을 결정짓는 중요한 설계변수들이다. 용접점은 그 자체가 리가먼트인 외부균열 형태의 기하적 특이부가 되어, 응력집중과

* 서강대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 서강대학교 기계공학과

E-mail : hylee@ccs.sogang.ac.kr

TEL : (02)705-8636 FAX : (02)712-0799

그에 수반되는 국부대변형을 겪게 된다. 따라서 점용접부의 체계적인 거동예측을 위해서는 엄격한 의미의 파괴역학적 접근이 요구된다. 이때 점용접 경계면에 일반적으로 인장과 전단의 혼합하중이 작용하여 본질적으로 “3차원” 파괴역학 문제가 되는데, 이로 인해 과도하중에 의한 순간파단이나 점진적 피로파단을 기술하는 균열선단 파괴변수를 구하는데 상당한 어려움이 있게 된다.⁽¹⁾

점용접의 파단해석은 크게 용접부에 작용하는 과부하 하중에 의한 준정적 순간파단해석과 임계 하중의 일부에 해당하는 저하중의 반복작용에 의한 피로파단해석으로 구분할 수 있다. 과부하 하중에 의한 순간파단 해석에서의 주안점은 혼합 임계 하중점들의 집합인 파단곡선⁽²⁾을 용접부 물성치와 너깃반경과 판재두께 등 기하변수들의 항으로 제시하여, 실용적 의미가 상대적으로 큰 차체 및 점용접 판형부품들의 충돌해석과 같은 거시적 유한요소해석⁽³⁾을 가능하게 만드는 것이다. 한편 준정적 과부하파단해석에 비해 보다 기본적인 설계자료들을 제공하는 피로파단해석은, 수 많은 점용접시편들에 반복하중실험을 통한 데이터 확보과정을 거쳐야 한다는 점에서 많은 시간과 노력을 요구한다. 그러나 일단 이와 같은 실험데이터가 확보되면, 피로파단예측도 하중형태와 기하형상의 복합영향을 포괄적으로 설명하는 균열선단 지배변수^(4~6)에 의해 시도될 수 있다는 점에서 과부하 순간파단 예측과 상통한다.

이상과 같은 재료·기하 특징을 갖는 점용접 구조(시편)의 피로해석에 대한 파괴역학적 접근은 Pook⁽⁴⁾에 의해, 점용접 시편형상이 외부균열형태의 구조임에 착안하여 시도되었다. Pook은 인장-전단 점용접 시편들에서 얻은 하중과 피로수명 사이의 관계를 응력확대계수 (K)와 피로수명 사이의 관계로 재구성함으로써, 실험 데이터가 훨씬 적게 분산되며 특히 피로한도가 보다 명확히 정의될 수 있음을 보였다. 그러나 Pook의 접근방법은, 인장-전단 점용접 시편이 모드 I과 II의 혼합하중을 받음에도 불구하고 단순히 인장모드 응력확대계수 K_I 만을 균열진전 구동변수로 선택했기 때문에, 가해진 하중크기가 매우 작은 Small Scale Yielding (SSY)의 경우로만 그 유효성이 제한된다. 즉 하중크기가 SSY 조건을 벗어나면, 점용접 시편의 피로파단은 소성변형률에 의해 지배되므로 전단모드의

영향을 고려하지 않을 수 없게 된다. 이러한 제한성을 극복하기 위하여 Wang과 Ewing^(5,6)은 선형탄성 응력확대계수 K 대신에 탄소성 파괴변수 J -integral을 피로균열진전 구동변수로 선택하여 다양한 점용접 시편들에서 얻은 피로실험 데이터를 분석하였다. Wang과 Ewing의 연구는 다양한 하중크기, 재료특성, 너깃형상 및 반경, 시편폭과 두께 등의 영향을 단일변수 J 를 사용하여 통합적으로 설명하였으나, 하중방식을 각각 인장-전단 혼합모드⁽⁵⁾ 그리고 순수인장 모드⁽⁶⁾ 형태로 구분한 결과, 일반성이 결여되어 축소된 실용적 의미를 갖는다고 볼 수 있다. 이에 이형일 등⁽⁷⁾은 점용접 시편들 (Coach-peel: CP, Cross-Tension: CT, Tensile-Shear: TS, Pure-Shear: PS)의 하중-피로수명 데이터를 각 모드별 K_I , K_{II} 의 함수형태로 주어지는 K_e 의 항으로 재구성하여 시편들의 하중방식과 기하형상에 대해 일반화된 피로수명 예측식을 제시하였다.

점용접은 실제의 경우 다점용접의 형태로 사용되지만, 다점용접의 피로강도는 종국적으로 분담하중을 받는 각 단점용접의 피로강도에 의해 결정되므로 단순화된 다양한 단점용접 시편들의 실험으로 피로강도를 예측하는 것은 점용접구조물 설계의 기본이 된다.

이상을 배경으로 본 연구에서는 이형일 등⁽⁷⁾이 제안한 단점용접시편들의 피로수명예측식을 실제 다점용접 구조물에 대한 피로수명예측에 적용함으로써 그 유용성을 검증한다. 이를 위해 먼저 차체용 냉간압연강판 SPRC3⁽⁷⁾를 2개, 3개, 4개의 용접점으로 채결한 판형구조물인 차량 안전벨트 앵커 (Seat Belt Anchor: SBA)의 준정적 과부하파단실험에서 얻어진 하중-변위곡선을 기준으로 하여, 다점용접시편들의 실제 역학적 거동을 반영하는 유한요소모델을 구축한다. 이어 단일 시편내 용접점을 중 대부분의 변형이 집중되어 파단이 먼저 발생하는 강체불력에 근접한 용접점의 너깃선단을 따라 최대 K_e 값을 구하게 된다. 이어 단점용접시편들로부터 통합적으로 얻어진 피로수명예측식⁽⁷⁾을 통해 차량 안전벨트앵커의 각 하중에 따른 피로수명을 예측한다. 또한 이 예측수명을 상용하는 앵커시편의 피로실험에서 얻은 피로파단수명과 비교하여 점용접시편 피로수명 예측식의 유용성과 타당성을 검증한다.

2. 단점용접시편의 피로수명예측

2.1 단점용접시편의 피로실험

본 장에서는 극한하중보다 매우 작은 하중을 반복적으로 가하는 피로실험으로 각 점용접시편들의 하중-피로수명 데이터를 확보하고, 이를 토대로 점용접시편의 하중방식과 하중범위 그리고 시편 형상이 점용접시편의 피로수명에 미치는 영향을 살펴본다. 피로실험은 하중비 ($P_{\min} / P =$ 최소하중/최대하중) 0, 반복진동수 2 Hz로 MTS를 이용하여 수행되었고, 시편과 지그사이의 미끄러짐을 최소화하기 위해 고정지그를 제작 사용하였다.

Fig. 1은 CP-CT 인장모드 시편들과 PS 전단모드 시편 그리고 TS 혼합모드 시편에 대한 하중-피로수명 데이터⁽⁷⁾를 나타내고 있다. 여기서 각각의 시편들은 동일한 하중모드에서 두께에 상관없이 유사한 하중-피로수명 관계를 가지지만, 하중모드에 따라서 서로 상이하게 다른 하중-피로수명 관계를 보인다. 따라서 점용접시편의 피로특성을 모드에 관계없이 통합적으로 기술하기 위해서는 직접적인 피로하중과는 다른 균열진전구동변수를 채택해야만 한다.

2.2 등가응력확대계수 K_e

점용접시편의 피로파단실험에서는 극한하중에 비해 훨씬 작은 반복하중이 작용하므로 시편변形이 거의 없다. 특히 저하중-장수명의 경우 점용접 너깃주위의 소성영역 크기가 비교적 작아 점용접시편의 피로수명평가에 선형탄성 응력확대계수 K 를 이용할 수 있다.

Fig. 2는 점용접시편의 너깃단면에 작용하는 하중들과 모멘트를 도시한 것으로 시편에 작용하는 하중 P 는 너깃단면에서의 인장력 P_n 과 전단력 P_s 로 분리된다. 또한 편심하중에 의한 모멘트 $M (= P_n l_m)$ 이 너깃단면 중심에 작용한다. 여기서 l_m 은 너깃단면의 중심에서 하중작용점까지의 편심거리이다. 한편 실제 점용접된 판형구조물의 용접점간의 간격이 충분히 넓으면, 각 용접점은 두무한평판을 연결하는 원형 접합부로 근사화될 수 있다. 이 경우 인장력과 모멘트 그리고 전단력에 의한 균열선단 응력확대계수 K_t , K_m , K_s 를 각각 아래와 같이 구할 수 있다.⁽⁸⁾

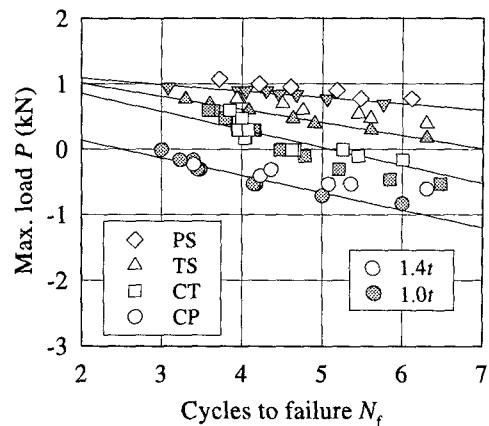


Fig. 1 Maximum load vs. cycle curves in mode I CP-CT, mode II PS and mixed mode TS specimens (log scale)

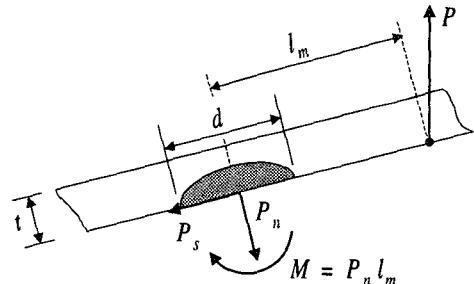


Fig. 2 Axial (P_n), shear (P_s) forces and bending moment (M) sustained by a spot weld

$$\begin{aligned} K_t &= \frac{P_n}{d\sqrt{\pi d/2}} \\ K_m &= \frac{6M}{d^2\sqrt{\pi d/2}} \cos \phi \\ K_s &= \frac{|P_s|}{d\sqrt{\pi d/2}} \cos(\phi_s - \phi) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 ϕ 는 너깃선단 중심부에서 원주방향으로의 각위치를 나타낸다 (Fig. 9 참조). 인장력에 의한 응력확대계수 K_t 는 너깃선단의 원주방향위치에 관계없이 일정한 반면 굽힘모멘트에 의한 응력확대계수 K_m 은 ϕ 의 함수이다. 또한 전단력에 의한 응력확대계수 K_s 도 너깃선단 원주의 수직방향으로 작용하는 전단력에 기인한 것이므로 ϕ 의 함수

형태이다. 여기서 ϕ_s 는 최대전단력이 작용하는 너깃선단의 각위치이며, 전단력에 의한 응력확대 계수 K_s 는 최대전단력의 성분분해를 통해 ϕ 의 함수로 표현된다. 용접점 균열선단에서의 K_I 과 K_{II} 는 중첩원리에 의해 아래와 같이 표현되며, 여기서 K_I 과 K_{II} 는 각각 너깃선단 중심부에서 원주 방향으로의 회전각 ϕ 의 함수이다.

$$K_I = K_t + K_m \quad ; \quad K_{II} = K_s \quad (2)$$

Broek⁽⁹⁾은 단순화된 등가응력확대계수와 상응하는 파단조건식을 아래와 같이 제안하였다.

$$K_e^2 = K_I^2 + \beta K_{II}^2 (= K_{IC}^2) ; \beta = \left(\frac{K_{IC}}{K_{HC}} \right)^2 \quad (3)$$

여기서 β 는 모드 II 방향 하중에 대한 재료의 민감도를 나타내는 재료상수로서, 재료의 연성과 밀접한 상관관계가 있다. 즉 K_{HC}/K_{IC} 비가 파단 모드를 결정짓는 물성치라는 점에서 K_{II}/K_{IC} ($= \beta^{-0.5}$)는 “모드 II 하중에 대한 재료의 민감도” 즉 “재료의 연성도”와 관련이 있다.

2.3 등가응력확대계수 K_e 와 피로수명관계

이형일 등⁽⁷⁾은 등가응력확대계수를 균열진전 구동변수로 채택하여 점용접시편의 피로수명을 예측하였다. 피로실험에서 얻은 하중-피로수명 데이터를 등가응력확대계수와 피로수명관계로 재구성하는 과정에서 재료상수 β 를 조율하여 피로수명 예측식으로부터의 데이터 분산을 최소화함으로써 보다 명확한 피로수명예측이 가능하다. 이를 위해 선형회귀곡선 $\log K_e = A_1 + A_2 \log N_f$ 의 계수 A, B 와 β 를 설계변수들로, 그리고 회기곡선식과 상응하는 데이터들 사이의 편차를 목적함수로 설정하여 이를 최소화하는 최적화기법을 사용하였다. 이때 등가응력확대계수 K_e 는 식 (3)의 정의에 따라 β 의 함수이므로 최적계수 A, B 를 구하는 것은 본질적으로 비선형 최적화문제가 된다. 목적함수인 편차의 변화율이 허용치 0.01보다 작을 때까지 설계변수 β, A, B 의 값들을 반복계산하여 얻은 최적 β 값은 4.3이다.⁽⁷⁾ 이 값은 위에서 언급한

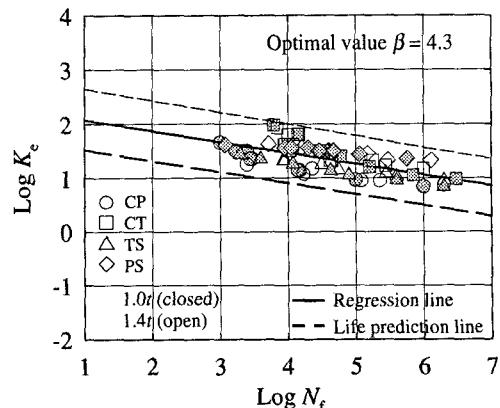


Fig. 3 Equivalent stress intensity factor vs. failure cycle in mode I & II and mixed mode for $\beta = 4.3$ (log scale)

대로 본 연구에서 사용된 SPRC35 판재의 연성도를 나타내는 재료상수로 볼 수 있다. Fig. 3의 등가응력확대계수와 피로수명 데이터들로부터 얻은 선형회기직선 $\log K_e = A_1 + A_2 \log N_f$ 의 계수들 (A_1, A_2) = (2.27, -0.2)이다. 또한 Fig. 3에서 나타난 점선들은 선형회기직선을 중심으로 99%의 데이터가 포함되는 상한선과 하한선을 의미한다. 피로수명예측식이 설계기준으로 사용되기 위해서는 모든 접용접시편에 적용가능해야 하므로, 안전성을 고려하여 Fig. 3에서 굵은 점선으로 표시된 하한선을 아래식 (4)와 같은 피로수명예측식으로 도출하였으며, 여기서 (B_1, B_2) = (1.7, -0.2)이다.

$$\Delta K_e [\text{MPa}\sqrt{\text{m}}] = 10^{B_1} N_f^{B_2} \quad (4)$$

3. 다점용접 구조물의 피로수명예측

점용접은 실제의 경우 다점용접의 형태로 사용되며, 다점용접의 피로강도는 종국적으로 분담하중을 받는 각 단점용접의 피로강도에 의해 결정되므로 단점용접시편의 하중방식과 기하형상을 포괄적으로 설명하는 피로수명예측식 (4)를 다점용접 구조물에 적용하여 구조물의 피로수명을 예측함으로써 등가응력확대계수를 이용한 점용접시편 피로수명예측식⁽⁷⁾의 유용성을 검증한다.

3.1 Seat Belt Anchor의 유한요소모델

Fig. 4는 자동차의 panel에 부착되어 인장하중을 받는 SBA와 유사한 하중상태를 재현하기 위해 고안된 다점용접 구조물의 형상과 치수를 나타내고 있다. 시편의 구조는 두 개의 판재를 점용접으로 연결하고, 인장하중 작용시 용접부에 복합하중이 작용하도록 강체블록으로 구조물의 중간을 구속하였다. Fig. 5는 용접부위의 용접점 패턴을 나타낸 것이며, 각 패턴의 SBA 시편은 1.0t와 1.4t 판재로 각각 제작되었다.

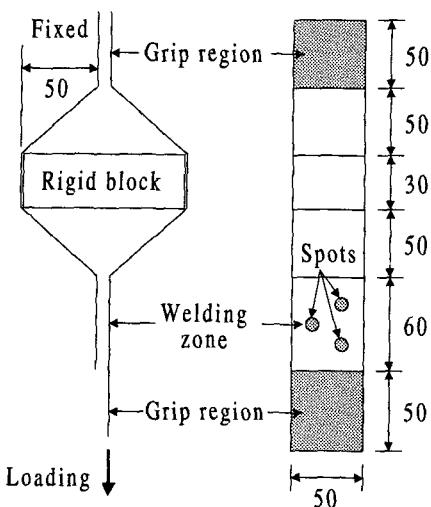


Fig. 4 Geometry and dimension of auto seat belt anchor specimen (unit: mm)

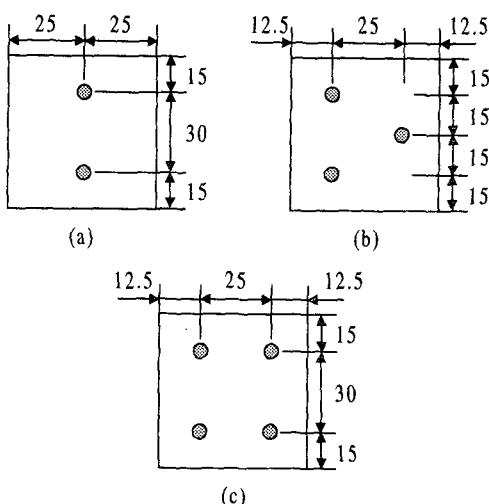


Fig. 5 Geometries of welding point of seat belt anchor specimens (unit: mm)

Fig. 6은 SBA 시편의 유한요소모델을 나타내고 있으며, 여기서 완전고정면(fixed end)은 그립에 의해 구속되는 면이므로 모든 자유도를 고정시켰다. 하중작용면/loading end은 그립으로 고정되어 y 방향 변위만 작용하므로 z 방향 변위를 고정시켰으며, x 방향 변위는 허용함으로써 폭방향 수축변형을 허용하였다. 강체블록으로 구속된 면은 z 방향 변위를 고정시켰다. 유한요소모델은 112개의 4절점 셀 유한요소들(S4R: ABAQUS Library, 1995)⁽¹⁰⁾로 구성되고, 용접점은 강체빔 (MPC: ABAQUS Library, 1995)⁽¹⁰⁾으로 연결된다.

3.2 SBA 시편의 하중-변위관계

다점용접 구조물 SBA 시편의 과도하중실험을 수행하여 SBA 시편의 유한요소해석과 실험의 하중-변위관계를 비교 검토함으로서 유한요소모델의 신뢰성을 검증하였다. SBA 시편은 판재두께가 각각 1.0, 1.4mm이며, 용접부위는 3가지 용접패턴으로 제작되었다. MTS의 cross head 속도를 0.5mm/s로 일정하게 하여 다점용접시편에 준정적하중을 가하였다. 다점용접시편은 단점용접시편의 최대하중보다 두 배 이상의 하중이 작용하므로 시편에 구멍을 뚫고 체결하는 그립을 사용할 수 없으므로 단점용접시편의 과도하중실험에서와는 다른 wedge 그립을 사용하였다. 실험에서 얻은 SBA 시편의

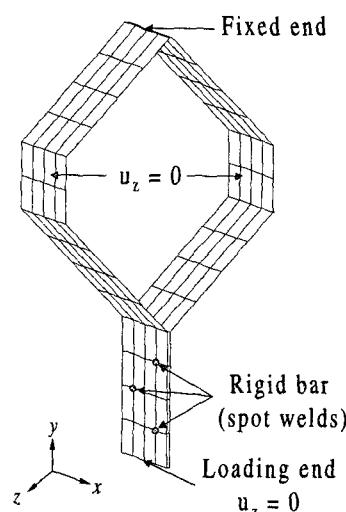


Fig. 6 Finite element model and boundary conditions of auto seat belt anchor specimen

준정적 하중-변위곡선은 그립의 미끄러짐 오차를 상당량 포함하고 있다. 이 오차는 wedge 그립의 특성에 의한 것으로 하중이 작용함에 따라 그립 면이 시편을 파고들게 되고, wedge 부위가 작은 각도의 경사면을 따라 미끄러짐에 따라 변위의 오차로 증폭된다. 이에 두께가 1.0, 1.4mm이고 폭과 길이가 각각 40, 50mm인 판재의 양끝단을 인장하여 두 그립 사이의 상대거리와 시편의 표점거리를 비교하여 하중에 따른 그립의 미끄러짐 변위를 계산함으로써 변위오차를 보정하였다.

Fig. 7은 다점용접시편 SBA의 준정적 하중-변위곡선들을 나타내고 있다. 실험에서 관찰된 SBA 시편의 파단양상은 용접부의 국부대변형에 의한 용접점 파단과 판재의 폭방향 네칭에 의한 모재 파단으로 양분되며, $1.4t$ 3점 및 4점 SBA 시편에서 모재 파단이 관찰되었다. 이에 반해 유한요소해석에서는 용접점을 강체빔으로 연결하였으므로 용접점의 파단은 발생하지 않고 모재 파단만 발생하며, 이로 인해 실험에서 관찰되는 것과 같이 용접점 파단 후 하중이 감소하는 현상을 모사할 수 없다. 그러나 용접점이 파단되기 전까지의 하중-변위곡선은 유한요소해석과 실험 데이터가 잘 일치한다. 특히 하중이 비교적 작은 영역(5kN 이하 영역)에서는 동일하중시 실험값과 유한요소해의 변위차가 5% 이내이다. 이는 유한요소해석이 실험결과를 잘 모사하는 것을 입증하는 것으로, 비교적 작은 크기의 하중을 반복적으로 가하는 피로실험에서 용접점에 작용하는 실제 인장력과 전단력 그리고 굽힘모멘트를 유한요소해석을 통해 산출할 수 있다는 것을 보여준다.

3.3 SBA 시편의 피로실험

SBA 시편의 준정적 하중-변위관계에서 유한요소해와 실험데이터가 거의 일치하는 범위내의 하중을 채택하여, 이를 반복적으로 가하는 피로실험을 수행하여 SBA 시편의 하중-피로수명 데이터를 확보하였다. 피로실험은 하중비 0, 반복진동수 2Hz로 MTS를 이용하여 수행되었고, 지그와 그립은 단점용접시편의 피로실험에와 같이 고정지그를 제작 사용하였다. SBA 시편의 피로수명은 여러 용접점 중에서 최초의 한 용접점이 파단되는 시기 까지의 반복횟수로 정의하였다.

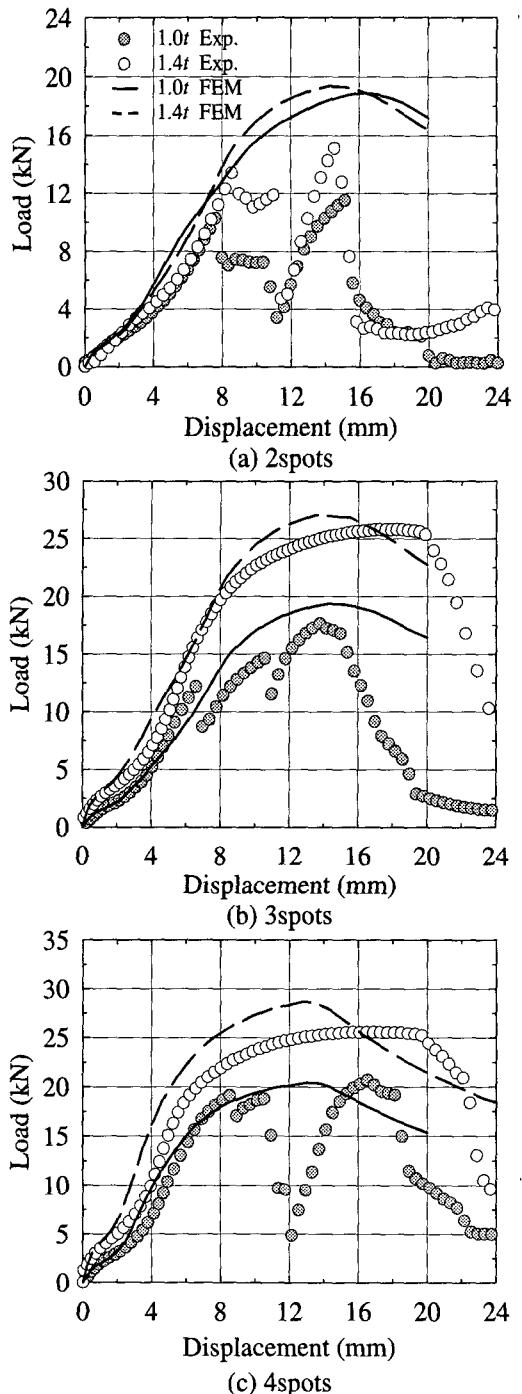


Fig. 7 Comparison of load-displacement curves of seat belt anchors FE analyses to those from experiment for (a) 2spots (b) 3spots (c) 4spots

4점 SBA 시편은 두께방향으로 성장한 균열이 너깃원주를 따라 성장하다가 시편 폭방향으로 진전하여 두 점에서만 피로파단이 일어난다. 반면에 3점 SBA 시편은 두께방향으로 성장한 균열이 가운데 위치한 용접점 방향으로 성장하고, 다시 나머지 용접점까지 성장하는 양상을 보여준다. 2점 SBA 시편은 두께방향 관통균열이 시편의 폭 방향으로 진전하며, 고하중-단수명영역에서는 폭 방향 균열성장없이 용접점이 분리되기도 한다.

3.4 SBA 시편의 피로수명예측

본 절에서는 유한요소해석에서 얻은 각 용접점에서의 반력과 모멘트를 이용하여 등가응력확대계수를 계산하고 앞서 제시한 피로수명예측식을 통해 다점용접된 SBA 시편의 피로수명을 예측하여, 본 연구에서 제시한 점용접시편의 피로수명예측식(4)의 유용성을 검증하고자 한다.

4점 SBA 시편은 대칭성을 고려할 경우 2점 SBA 시편과 유사하며, 2점 SBA 시편은 최대응력이 발생하는 용접점이 파단된 이후에 나머지 한 점이 파단된다는 것을 고려해 볼 때 단점시편인 coach-peel 시편에 전단력이 동시에 작용하는 것으로 단순화될 수 있다. 반면에 3점 용접된 SBA 시편은 용접점이 비대칭적으로 위치하는 형상의 특성으로 인해 최대전단력의 방향과 최대 굽힘모멘트의 방향이 일치하지 않으며, 이는 일반적인 다점용접 구조물의 특징이기도 하다. 본 절에서는 3점 SBA 시편의 피로수명예측과정을 기술하고, 동일한 과정을 2점 및 4점 SBA 시편에 적용하여 피로수명을 예측해본다.

Fig. 8은 3점 SBA 시편을 나타내고 있으며, 여기서 ϕ 는 너깃선단 중심부에서 원주방향으로의 각위치이다. 판재두께 1.0mm의 3점 용접된 SBA 시편에 785N의 하중을 반복적으로 작용할 때, 가장 먼저 피로파단이 발생하는 용접점 A에서 유한요소해석을 통해 계산된 반력과 굽힘모멘트의 성분들은 각각 (P_x, P_y, P_z) = (105.1, 107.8, 331.3) N, (M_1, M_2) = (1.41, 0.32) N·m이다. 너깃단면에 수직으로 작용하는 인장력 $P_n = P_z$ 이며, 최대전단력은 $P_s = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = 150.6$ N으로 y 축에서 반시계방향으로 약 44° 기울어진 방향으로 작용한다.

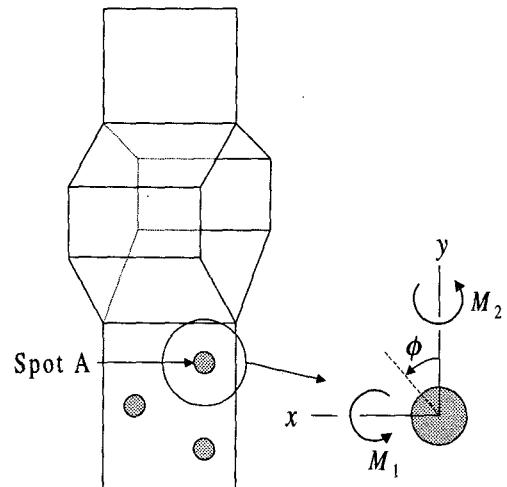


Fig. 8 Schematic figure of 3spots welded seat belt anchor

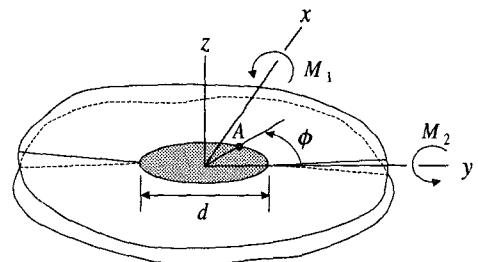


Fig. 9 Semi-infinite plate joined by a single spot weld

원형접합된 반무한체에서 굽힘모멘트 M 이 작용할 경우 균열선단에서의 응력확대계수 K_m 은 균열선단의 원주방향으로의 각위치 ϕ 에 따라 식 (1)과 같이 정의된다. Fig. 9에서와 같이 일반적인 용접점에는 굽힘모멘트 M_1, M_2 가 동시에 작용하며, 이때 M_1, M_2 에 의한 굽힘 응력확대계수를 $K_{m1}|_{M_1}$, $K_{m1}|_{M_2}$ 는 아래와 같다.

$$K_{m1}|_{M_1} = \frac{6M_1}{d^2\sqrt{\pi d/2}} \cos \phi \quad (5)$$

$$K_{m1}|_{M_2} = \frac{6M_2}{d^2\sqrt{\pi d/2}} \sin \phi$$

너깃선단 중심에서 원주방향으로 ϕ 만큼 회전된 위치의 균열선단 A점에 작용하는 굽힘모멘트에 의한 응력확대계수는 중첩원리에 따라 다음과 같이 정리된다.

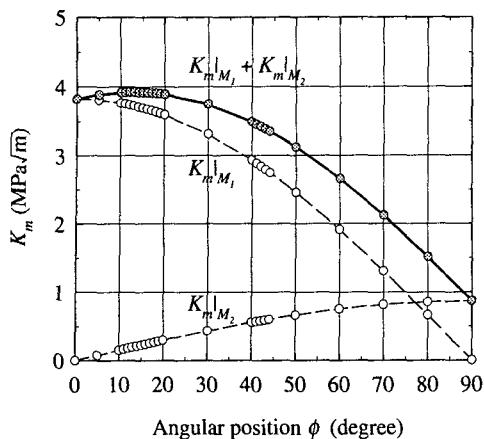


Fig. 10 Stress intensity factors of moment K_m vs. angular position ϕ along the crack front of a spot weld

$$K_m = K_m|_{M_1} + K_m|_{M_2} \quad (6)$$

Fig. 10은 용접점의 너깃선단 중심부에서 원주 방향의 각위치에 따른 모멘트에 의한 응력확대 계수값 분포를 보여주고 있으며, $\phi = 13^\circ$ 에서 K_m 값이 최대가 되는 것을 알 수 있다. 인장력 P_s 에 의한 등가응력확대계수 K_t 는 용접점의 원주 방향 회전각에 관계없이 일정하므로 K_m 이 최대인 각도에서 인장모드 응력확대계수 K_t 은 최대값을 가진다. 한편 최대전단력이 작용하는 너깃선단의 위치는 $\phi = 44^\circ$ (Fig. 11)이며 이 각도를 ϕ_s 라고 정의할 때, 원주방향 각위치 ϕ 에 따른 너깃선단에서의 전단모드 응력확대계수 K_H 는 최대전단력의 성분 분해를 통해 아래와 같이 표현된다.

$$K_H = \frac{|P_s|}{d\sqrt{\pi d/2}} \cos(\phi_s - \phi) \quad (7)$$

Fig. 11은 각위치 ϕ 에 따른 등가응력확대계수들의 분포를 나타내고 있으며, $\phi = 13^\circ$ 에서 등가응력 확대계수 K_e 는 최대값 $4.7 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ 를 가진다. 앞서 제시한 피로수명 예측식 (4)에 최대 등가응력확대계수를 대입하여 산출된 피로수명은 약 1.15×10^5 cycles이다 (Table 1의 *).

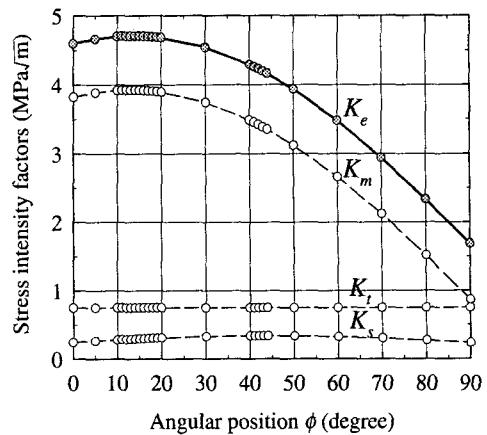


Fig. 11 Stress intensity factors vs. angular position ϕ along the crack front of a spot weld

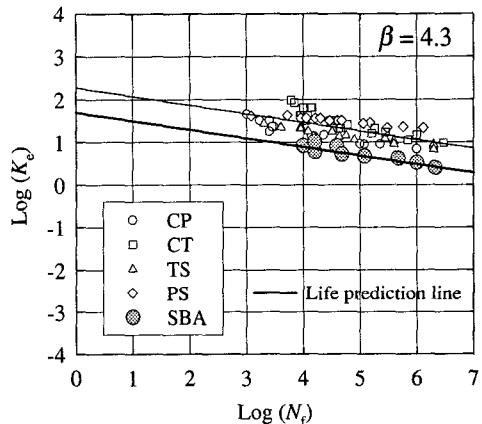


Fig. 12 Equivalent stress intensity factors vs. failure cycle in seat belt anchors for $\beta = 4.3$

뒤의 Table 1은 판재두께가 1.0, 1.4mm인 2점, 3점, 4점 SBA 시편에 대해 동일한 과정을 거쳐 얻은 최대 등가응력확대계수로부터 산출된 피로 수명들을 실험값과 비교하여 제시하고 있다. 여기서 ϕ_m 은 등가응력확대계수가 최대가 되는 원주방향으로의 각위치이다. 예측수명과 실험에서 얻어진 SBA 시편 피로수명이 거의 일치하는 것을 볼 수 있다. Fig. 12는 단점용접시편과 다점용접 SBA 시편의 등가응력확대계수와 피로수명관계를 나타내고 있으며, 피로수명예측식으로 사용된 하단경계선에 SBA 시편의 실험데이터가 분포하는 것을 알 수 있으며, 이를 통해 단점용접시편에서 얻은 피로수명예측식의 유용성을 확인할 수 있다.

Table 1 Experimental and predicted fatigue failure cycle of 2spots, 3spots, 4spots welded seat belt anchors

	Thickness (mm)	Load (kN)	K_e (MPa \sqrt{m})	ϕ_m (degree)	Fatigue life	
					Experiment	Prediction
2spots	1.0	1.96	6.03	0	1.6×10^4	3.39×10^4
	1.4	1.96	8.29	0	1.0×10^4	0.71×10^4
	1.4	0.98	4.23	0	4.7×10^5	1.94×10^5
3spots	1.4	1.96	8.16	13	3.9×10^4	0.76×10^4
	1.0	0.79	4.71	13	1.2×10^5	1.15×10^5 *
	1.4	0.79	3.35	14	1.0×10^6	0.62×10^6
4spots	1.4	3.92	10.26	10	1.6×10^4	0.25×10^4
	1.0	1.47	5.16	11	4.8×10^4	7.27×10^4
	1.4	0.98	2.52	11	2.1×10^6	2.49×10^6

4. 결 론

접용접은 실제의 경우 다접용접의 형태로 사용되며, 다접용접의 피로강도는 종국적으로 분담하중을 받는 각 단접용접의 피로강도에 의해 결정되므로 단순화된 다양한 단접용접 시편들의 실험으로 피로강도를 예측하는 것은 접용접구조물 설계의 기본이 된다. 단접용접 시편에서 얻은 피로수명예측식을 다접용접 구조물에 적용해 봄으로써 다음과 같은 결론들을 도출할 수 있다.

(1) 본 연구에서는 안전계수를 고려한 단접용접 시편의 피로수명예측식⁽⁷⁾을 이용하여 실제 사용되는 다접용접 구조물 seat belt anchor의 피로수명을 예측하였다.

(2) 이를 통해 등가응력확대계수를 이용한 접용접 피로수명예측식이 다접용접 구조물에 확대 적용될 수 있음을 검증하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 96 핵심전문연구(KOSEF 961-1004-031-2)의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) 이형일, 최진용, 1998, “접용접시편의 파부하 해석 및 유효 J-적분에 의한 피로수명 예측,”

대한기계학회 논문집 제24권, 3호, pp. 567~580.

(2) 이태수, 이형일, 신수정, 1998, “접 용접점 파단의 정량적 모델-1 파단조건식,” 한국자동차공학회 논문집, 제6권, 제6호, pp. 40~52.

(3) 신수정, 이형일, 이태수, 최양우, 1999, “접 용접점 파단의 정량적 모델-2 판형구조해석,” 한국자동차공학회 논문집, 제7권, 제1호, pp. 161~172.

(4) Pook, L. P., 1975, “Fracture Mechanics Analysis of the Fatigue Behavior of Spot Welds,” *International Journal of Fracture*, Vol. 11, pp. 173~176.

(5) Wang, P. C. and Ewing, K. W., 1988, “A J-integral Approach to Fatigue Resistance of a Tensile-Shear Spot Weld,” *SAE Paper 880373*.

(6) Wang, P. C. and Ewing, K. W., 1991, “Fracture Mechanics Analysis of Fatigue Resistance of Spot Welded Coach-Peel Joints,” *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 14, No. 9, pp. 915~930.

(7) 이형일, 김남호, 이태수, 2000, “접용접시편의 극한하중과 피로특성에 관한 실험적 고찰,” 대한기계학회논문집, 제24권, 제1호, pp. 38~51.

(8) Tada, H., Paris, P. C. and Irwin, G. R., 1985, *The Stress Analysis of Cracks Handbook*, 2nd Edition, Paris Production, Inc., St. Louis.

(9) Broek, D., 1986, *Elementary Engineering Fracture Mechanics*, 4th Edition, Martinus Nijhoff Publishers, Chapter 14.

(10) ABAQUS Version 5.5 User's Manual, 1995, Hibbit, Karlsson and Sorensen, Inc., Pawtucket, RI.