

점용접된 차량 안전벨트 앵커의 과부하해석 및 J_e 에 의한 피로수명예측

최진용* · 이형일†
(2000년 9월 1일 접수, 2001년 1월 8일 심사완료)

Overload Analysis and J_e Based Fatigue Life Prediction of Spot-Welded Auto Seat Belt Anchors

Jinyoung Choi and Hyungyil Lee

Key Words: Spot-Weld (점용접), Crack Driving Parameter J_e (균열구동변수 J_e), J_e -Fatigue Life Relationship (J_e -피로수명 관계), Finite Element Analysis (유한요소해석), Panel Structures (판형구조물), Auto Seat Belt Anchor (차량 안전벨트 앵커)

Abstract

We evaluate the effectiveness and validity of J_e , which comprehensively describes the effects of specimen geometry and loading type, in predicting the fatigue life of auto seat belt anchor panel. We first simplify the heat affected zone model to reduce the number of finite elements. We then establish finite element models reflecting the actual overload behavior of 3 types of seat belt anchor specimens. Using finite element models elaborately established, we obtain the effective crack driving parameter J_e composed of its ductility-dependent modal components. It is confirmed that the J_e concept successfully predicts the fatigue life of multi-spot welded panel structures represented by auto seat belt anchors here.

1. 서론

점용접은 2장 이상의 강판들을 별도 부재 없이 전기저항으로 생성되는 고열을 이용하여 연결함으로써 차체 및 각종 차량 판형부품들의, 차량 경량화 측면에서 매우 효과적인, 체결방법으로 자리잡고 있다. 또한 뛰어난 내구성과 균질한 용접품질 및 자동화에 따른 높은 생산성으로 인해, 현재 자동차 이외에도 철도차량, 가전제품 등의

구조용 판재 체결에 널리 사용되고 있다. 이러한 점용접으로 체결된 구조물의 구조강도나 충돌 해석에 있어, 피로나 과도하중하에서 판재내 점용접점 거동에 대한 이해는 판재 자체의 역학적 거동에 대한 지식과 더불어 중요한 의미를 갖는다.

점용접부의 준정적 파단예측과 피로파단예측은 고체역학에서도 매우 난해한 문제로 알려져 있다. 먼저 점용접이 이루어지는 자동차 구조용 고장력 강판 같은 연성재료의 파단에는 대부분 기하학적 형상이 많이 바뀌는 대변형이 선행한다. 따라서 정확한 변형해석을 위해서는 각 점용접점 주위에 상당히 많은 수의 3차원 연속체 유한요소를 사용해야 한다. 또한 두 판재를 연결한 용접점이 기하학적 특이부로 작용하는 외부균열형태이기 때문에, 해석이 보다 체계적이기 위해서는 엄격한

* 서강대학교 대학원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 서강대학교 기계공학과

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

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

의미의 파괴역학으로 접근되어야 한다.^(1~7) 뿐만 아니라 점용접시편의 파단해석은 용접시의 온도 변화에 따른 용접부 근처의 기계적 성질 변화로 인해, 너깃주위에서의 재료강도 분포를 추가적으로 고려해야 하는 어려움을 지니고 있다.^(5~9) 그러나 최근에는 컴퓨터 계산속도의 향상과 유한요소 해석 프로그램의 발달로 이와 같이 미시적으로 복잡한 문제에 대한 연구진전이 있었다.^(10,11)

점용접시의 파단해석은 크게 연결부에 걸리는 과부하에 의한 준정적 순간파단과 임계하중보다 작은 하중의 반복작용에 의한 점진적 피로파단의 경우로 나누어 생각할 수 있다. 과부하에 의한 파단해석에서 가장 중요한 것은 임계하중을 재료강도와 판재두께, 너깃반경 등의 기하변수들의 향으로 나타내는 것이다. 즉 과부하 파단해석은 파단조건 정량화 및 그에 따른 파단조건식⁽¹⁰⁾을 제시함으로써 거시적인 접근방법⁽¹¹⁾을 구현화시키는 중요한 의미를 갖는다. 한편 순간파단해석에 비해 보다 기본적인 설계자료들을 제공하는 피로파단은, 과도하중에 의한 순간파단과는 달리 광범위한 하중상태에서 수많은 반복하중에 의해 발생하므로, 그 예측에 있어서 과도하중 파단해석보다 훨씬 많은 시간과 노력을 요구한다. 그러나 데이터 확보시간과 노력의 차이는 있을지라도, 피로파단 역시 너깃반경이나 시편두께 등의 기하변수와 하중방식의 향으로 예측된다는 점에서 준정적 과도하중 파단해석과 맥을 같이하고 있다. 또한 실제 다점용접의 형태로 사용되는 점용접의 피로강도는 종국적으로 분담하중을 받는 각 단점용접의 피로강도에 의해 결정되므로 단순화된 다양한 단점용접시편들에 대한 피로해석도 본질적으로는 일반성을 갖는다.

이에 Pook^(1,2)은 점용접시편의 구조가 외부균열 형태입에 착안하여, 점용접시편의 피로수명을 파괴역학적으로 설명하였다. Pook은 인장-전단 점용접시편들에서 얻은 하중과 피로수명 사이의 관계를 응력확대계수-피로수명 관계로 재구성함으로써, 실험 데이터가 훨씬 적게 분산되며 특히 피로한도가 보다 명확히 정의될 수 있음을 보였다. 그러나 Pook의 접근방법은, 인장-전단 점용접시편이 인장하중과 전단하중을 동시에 받음에도 불구하고 단순히 인장모우드 응력확대계수 K_I 만을 피로균열진전 구동변수로 선택함으로써 가해진

하중크기가 매우 작은 Small Scale Yielding (SSY)의 경우로만 그 유효성이 제한된다. 즉 하중크기가 SSY 조건을 벗어나면, 점용접시편의 피로파단은 소성변형률에 의해 지배되는데, 이 경우 전단 모우드의 영향을 고려하지 않을 수 없게 된다.

이러한 응력확대계수 K_I 의 제한성을 극복하기 위해 Wang과 Ewing^(3,4)은 선형탄성 응력확대계수 K 대신에 탄소성 파괴변수 J -integral을 피로균열진전 구동변수로 선택하여 다양한 점용접시편들에서 얻은 피로실험 데이터를 분석하였다. Wang과 Ewing의 연구는 하중크기와 재료강도 그리고 너깃형상 및 반경, 시편폭과 두께 등 기하변수들의 영향을 단일변수 J 를 통해 통합적으로 설명하였으나, 파괴변수-피로수명관계를 인장-전단시편⁽³⁾과 순수인장시편⁽⁴⁾에 대해 각각 하중방식별로 제시하였기 때문에 완전한 일반성을 갖지는 않는다. 이에 이형일과 최진용⁽⁵⁾은 점용접시편들 (Coach-Peel: CP, Cross-Tension: CT, Tensile-Shear: TS, Pure-Shear: PS)의 하중-피로수명 데이터를 각 모우드별 J_I, J_{II}, J_{III} 의 함수형태로 주어지는 J_e 의 향으로 재구성하여 시편들의 하중방식과 기하형상에 대해 일반화된 피로수명예측식을 제시하였다.

한편 김남호와 이형일⁽⁷⁾은 차량 안전벨트 앵커 (seat belt anchor: SBA) 형상의 다점용접시편에 대한 준정적 과부하 파단실험과 피로실험을 수행하였다. 본 연구에서는 이 SBA⁽⁷⁾를 해석모델로 채택하여 위의 이형일과 최진용⁽⁵⁾이 제안한 피로수명 예측식의 다점용접 구조물에 대한 적용가능성을 확인한다. 먼저 SBA 다점용접구조의 준정적 과부하 파단실험⁽⁷⁾에서 얻어진 하중-변위곡선에 준해, SBA의 실제 역학적 거동을 반영하는 유한요소 모델을 구축한다. 다점용접 시편의 파단은 일반적으로 용접점들 중 하중이 가장 크게 집중되는 한 용접점에서 시작된다. 따라서 파단시작 용접점의 너깃선단을 따른 J 값의 분포를 구한 후, 여기서의 최대 J 값으로부터 균열진전구동변수 J_e 를 구한다. 이어 J_e 와 단점용접시편들로부터 도출되었던 피로수명관계식⁽⁵⁾을 통해 다점 SBA의 각 하중에 따른 피로수명을 예측한다. 최종적으로 이 차량앵커 시편의 예측수명들과 실험수명들⁽⁷⁾을 비교하여 점용접시편 피로수명예측식의 유용성과 타당성을 검증한다.

2. 점용접시편의 유한요소모델

2.1 열영향부의 재료특성

점용접 과정에서 시편내 발생하는 고열은 용접부 주변 모재의 기계적 성질을 변화시켜 용접부 주변은 비균질구조가 된다.^(8,9) 따라서 점용접부의 역학적 거동을 실제적으로 구현하기 위해서는 이러한 용접 열영향부 재료특성이 유한요소모델에 반영되어야 한다. 이에 이형일과 최진용⁽⁵⁾은 보다 실제적인 유한요소모델 확립을 위해, 열영향부를 접합판재수 (2-3중)에 따라 모델2 [Fig. 1(a)]와 모델3으로 나누어 모델링하였다. 이때 SPRC35⁽⁶⁾ 1.0t 시편 모델2의 각 세부영역내 소성 물성치는, 너깅단면 각 위치에서의 경도값들을 측정한 후 Zuniga⁽⁹⁾가 제안한 경도-인장강도 관계를 이용하여 Fig. 1(b)와 같이 결정하였다.

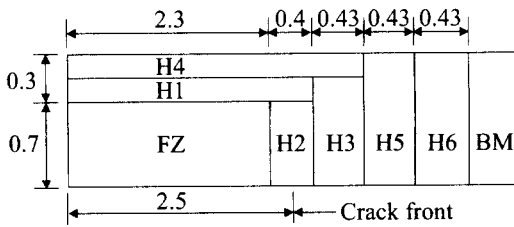


Fig. 1(a) The detailed HAZ Model 2 of 1.0t specimens⁽⁵⁾

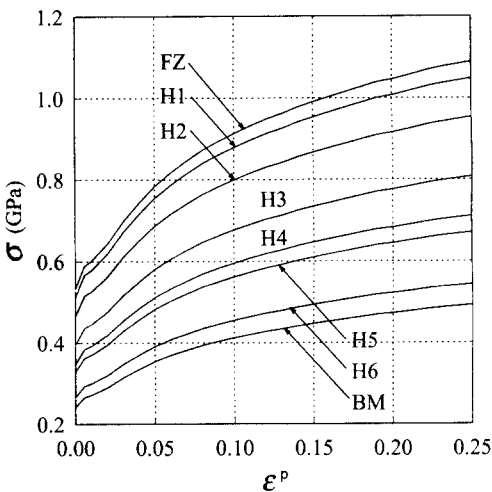


Fig. 1(b) Flow stress-plastic strain curves of the detailed HAZ Model 2 of SPRC35 1.0t specimen⁽⁵⁾

이형일과 최진용이 제안한 열영향부모델들은 점용접부의 역학적 거동을 실제적으로 구현하는 반면, 차량 안전벨트 앵커의 유한요소모델과 같이 많은 요소개수가 모델링에 요구되는 경우에는 실용적이지 못한 한계를 지니고 있다. 이에 본 연구에서는 유한요소해석의 효율성을 높이기 위해 Fig. 1(a)의 열영향부모델 모델2를 Fig. 2(a)와 같이 두께방향으로 단순화하여 전체 모델에 소요되는 요소개수를 최소화하였다. 즉 열영향부 영역 H1과 H4를 하나의 영역으로 묶어 두께방향 세부영역의 개수를 줄이고, H1과 H4의 영역별 물성치들을 평균내, Fig. 2(b)와 같이 SPRC35 1.0t 시편의 단순화된 열영향부모델의 영역별 물성치들을 새로 결정하였다. 이어 모델2와 판형구조해석을 목적으로 단순화한 모델을 Fig. 3(a)와 같은 형상의 단점용접시편 (TS시편⁽⁵⁾)에 각각 적용하였다. Fig. 3(b)는

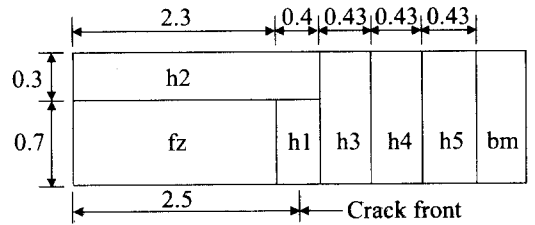


Fig. 2(a) A simplified HAZ Model of 1.0t specimen

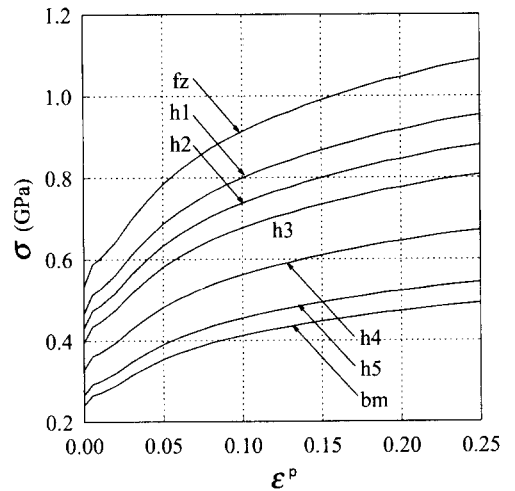


Fig. 2(b) Flow stress-plastic strain curves of the simplified HAZ model of SPRC35 1.0t specimen

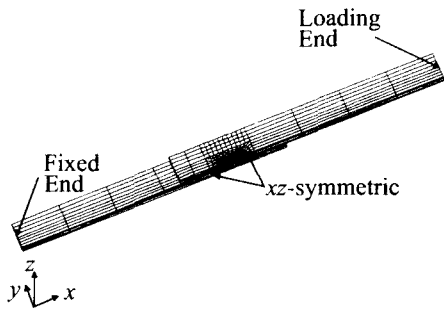


Fig. 3(a) Boundary conditions of TS specimen

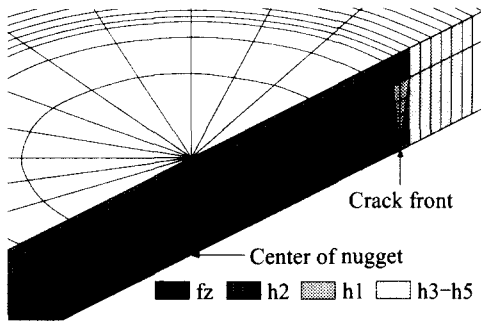


Fig. 3(b) The detailed shape of mesh around nugget

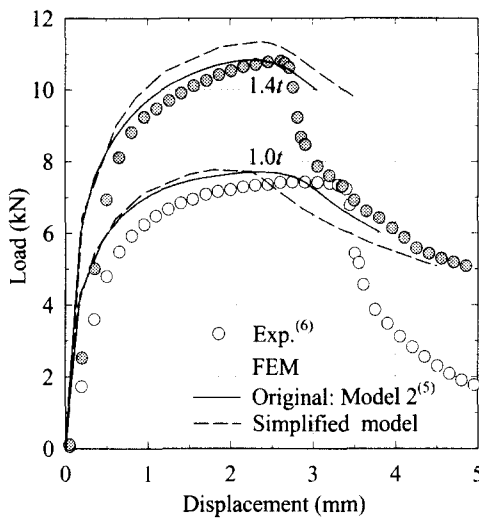


Fig. 3(c) Comparison of load-deflection curves of TS specimens from FE analyses of the Model 2 and the simplified model to those from experiments

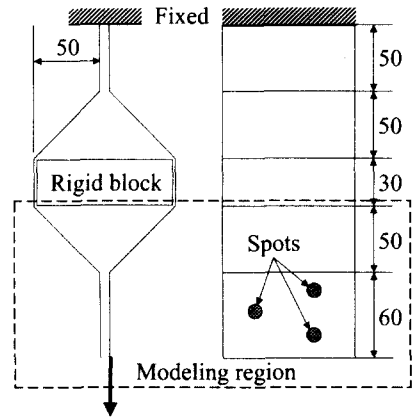
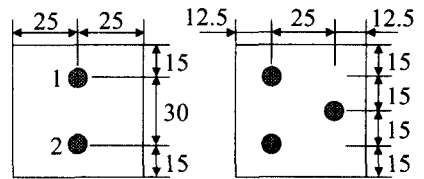
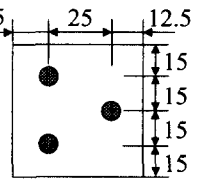


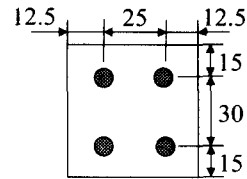
Fig. 4 Geometry of auto seat belt anchor specimens (unit: mm)



(a) 2 spots



(b) 3 spots



(c) 4 spots

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

너깃주위 열영향부의 요소형상으로, 대변형을 수반하는 너깃선단에 많은 요소를 배치시켜 변형해석의 정확성을 높였다. 두 경우 모두 실제 TS시편과 유사한 파단거동을 보이지만, 단순화한 모델을 적용한 경우 열영향부의 재료특성을 상세하게 반영한 모델2를 적용한 경우에 비해 상대적으로 고하중범위에서 실제파단거동을 따라가지 못하는 한계를 보인다 [Fig. 3(c)]. 그러나 모델2를 적용한 TS시편의 유한요소망에는 약 2600개의 20절점 연속체 유한요소들 (C3D20R)⁽¹²⁾이 소요되는 반면, 새롭게 단순화한 열영향부모델을 적용한 유한요소

망에는 약 1500개의 요소만이 소요되어 단순화된 열영향부모델을 적용한 유한요소 해석모델이 계산상 강점을 지니게 된다. 저하중범위에서의 반복하중에 의한 피로파단에 중점을 둔 본 연구에서는 단순화된 열영향부모델이 지니는 고하중하에서의 해석상 한계를 감수한 채, 계산상 경제성에 가치를 두어 이를 채택한다.

2.2 SBA 다점 용접시편들의 유한요소모델링

본 연구는 앞서 기술된 바와 같이 실제의 판형 구조물에 대한 피로파단해석을 통해 파괴변수 J 의 모우드별 성분들로 구성된 J_e 의 유효성과 타당성을 검증하는 것을 목적으로 한다. 따라서 본 연구에서는 실제 차량 안전벨트 앵커 (seat belt anchor: SBA)에 작용하는 하중과 비슷한 하중형태를 재현하기 위해 고안된 Fig. 4와 같은 실험시편들⁽⁷⁾의 형상을 그대로 유한요소 해석모델로 설정하였다. 이때 실제 피로파단실험의 경우 용접부에 혼합하중이 걸리게 할 목적으로 강체블럭으로 중간을 구속하였는데, 이를 고려하여 Fig. 4의 점선부와 같이 전체 시편의 일부 형상만을 모델링에 사용하였다. 점용접점의 개수와 위치 그리고 그에 따른 다양한 하중조건들을 구현하기 위해 판재두께가 $1.0t$ 와 $1.4t$ 인 경우에 대해 상·하단 판재를 연결하는 용접점이 2개, 3개, 4개인 세 가지 형태의 모델들을 설정하였다 (Fig. 5). 여기서 판재두께 $1.0t$ 와 $1.4t$ 에 대한 너깃지름은 각각 5mm 와 6mm 이다.

Figs. 6(a)~(c)는 각각 2, 3, 4점 SBA시편들의 유한요소모델들을 나타내고 있다. 2점 SBA시편의 유한요소망은 각각 2000개와 9600개, 3점은 4600개와 22000개, 그리고 4점은 3600개와 18000개의 3차원 20절점 연속체 유한요소들 (C3D20R)과 절점들로 구성되어 있다. 이때 상·하단 두 판재의 너깃부는 강체블 (ABAQUS Library, 1998)⁽¹²⁾으로 연결되어 있다. 또한 고하중시 너깃주위 대변형 소성역내에서 발생할 수 있는 비압축성과 관련된 수치적 문제를 피하기 위해 감차적분을 사용하였다. Figs. 6(a)~(c)와 같이 완전고정면 (fixed end)들의 x 방향 변위를 고정하고 y 방향 변위를 허용하였다. 또한 (Fig. 4 강체블럭의 모서리에 접하는) 유한요소모델 고정면의 안쪽 경계선들은 z 방향 변위를 고정시켰다. 하중면 (loading end)은 실제 그림 하중조건을 고려해 y 방향 변위를 고정하고 x 방향 하중변위를 가하였다. 강체운동을 막기 위해 하중면

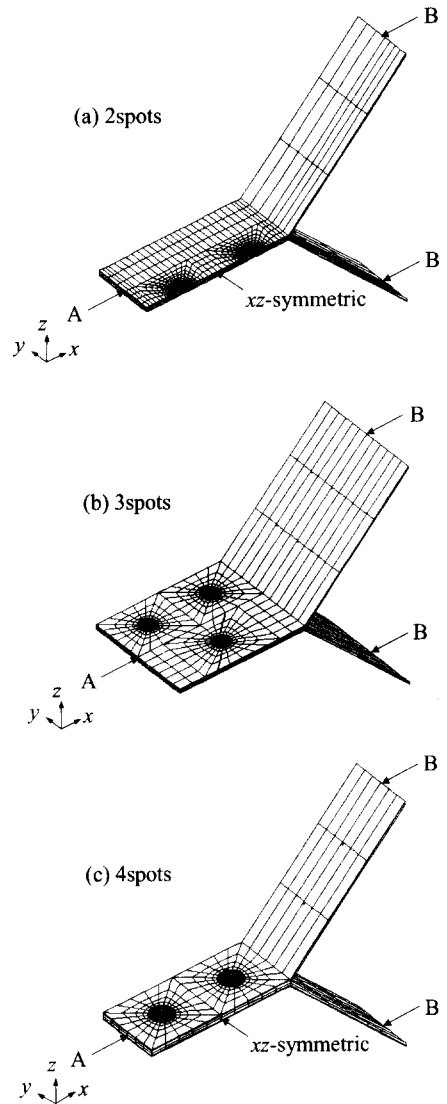


Fig. 6 FE models and boundary conditions of SBA [A: Loading end (top plate) and free end (bottom plate), B: Fixed end]

아래쪽 경계선의 z 방향 변위를 고정시켰다. 2점과 4점 안전벨트 앵커시편 [Figs. 5(a), (c)]은 하중과 형상의 대칭성을 고려해 Fig. 4 점선영역의 1/2을 모델링하였다. 이를 만족시키기 위해 Figs. 6(a), (c)와 같이 xz 대칭 평면에 있는 y 방향 변위를 고정시켰다. 이상의 경계조건 설정시 3차원 연속체 유한요소의 자유도 특성상 대칭면에서의 회전 자유도는 고려되지 않았다.

3. 준정적 순간파단해석

Figs. 7(a)~(c)에는 앞서 기술한 시편형상, 경계조건 그리고 열영향부모델을 적용한 SBA시편들의 유한요소해석과 준정적 파단실험에서 얻은 하중-변위 곡선이 두께별로 비교되어 있다. 여기서 실선은 유한요소해이며, 원은 준정적 과부하 파단실험 데이터이다. 이때 상·하단부 판재를 강체빔으로 연결한 유한요소모델들은 안전벨트 앵커의 파단 실험⁽⁷⁾에서와 같은 단계적인 용접점들의 파단과정을 구현할 수 없는 한계를 지닌다. 그러나 안전벨트 앵커의 유한요소모델들은 Figs. 7(a)~(c)와 같이 파단 이전의 저하중 (3kN 이하) 범위에서는 실제 하중-변위관계와 유사한 변형거동을 보인다. 이는 계산상 강점으로 인해 채택된 단순화된 열영향부 모델이 다점용접시편의 실제 파단거동을 반영하는데 효과적인 역할을 하고 있음을 보여준다. 따라서 저하중 범위에서의 반복하중에 의한 피로파단 예측을 궁극적인 목표로 하는 본 연구에서는 단순화된 열영향부 모델이 적용된 이들 유한요소망을 사용하였다.

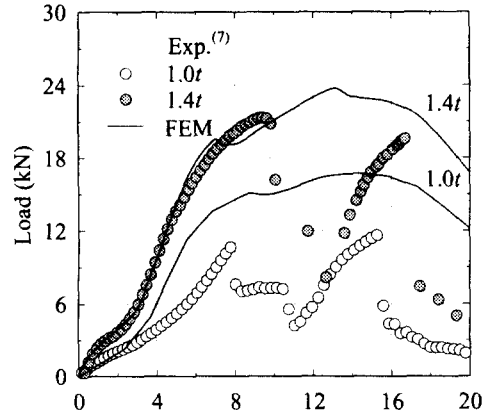
4. 피로파단해석

4.1 J_e -피로수명관계

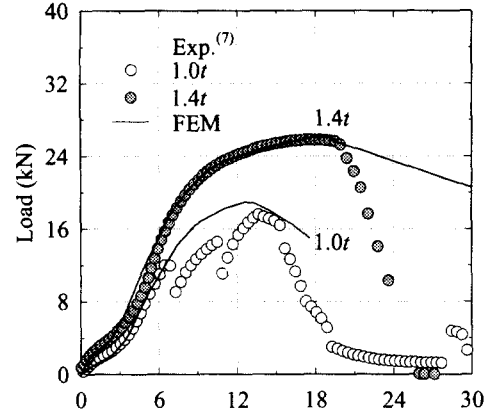
점용접시편들의 피로수명은 하중크기 이외에도 하중방식과 너깃반경, 시편두께, 시편폭 등의 기하변수에 의해 추가적 지배를 받는다. 이러한 추가적 지배인자들을 고려하지 않고 단순히 안전벨트 앵커 시편들에 가해지는 하중크기 (N)와 피로수명에만 초점을 맞추면 Fig. 8과 같이 전혀 의미를 찾을 수 없는 하중-피로수명관계에 도달한다. 따라서 하중크기는 물론 하중방식과 기하형상들의 피로수명에 대한 영향을 종합적으로 정량화할 수 있는 균열진전 구동변수가 요구된다. 이에 이형일과 최진용⁽⁵⁾은 단점용접시편들 (CP, CT, TS, PS)에 대한 피로파단 해석을 통해 식 (1)과 같이 J 의 모우드성분으로 구성되는 새로운 변수 J_e 를 제안하였다. 이때 J_e 는 균열진전 방향과는 무관하며 너깃선단 재료의 손상 정도를 나타내는 척도로 간주된다.

$$J_e = J_I + \beta J_N + (1 - \nu) \gamma J_M \quad (1)$$

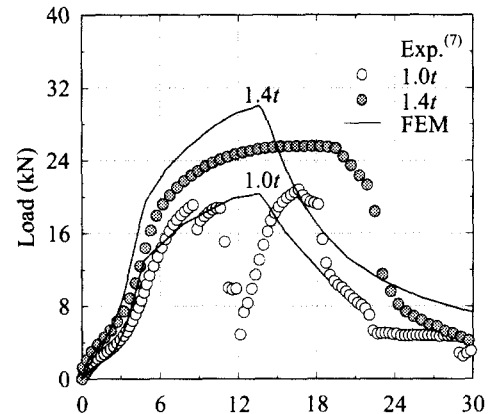
여기서 β , γ 는 재료의 모우드 민감도를 나타내는 재료상수들 (SPRC35 강판의 경우 $\beta, \gamma = 4.3^{(5,6)}$) 이고, ν 는 푸아송비이다. 한편 모우드 성분 J_I ,



(a) 2spots



(b) 3spots



(c) 4spots

Fig. 7 Load-deflection curves from FE analyses of multi spot-welded seat belt anchors vs. those from experiments

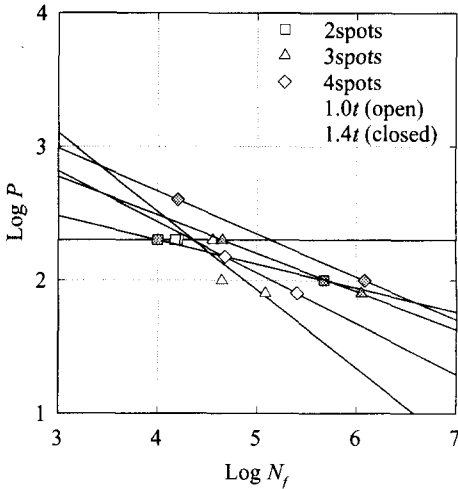


Fig. 8 Correlation between load ($P: N$) and fatigue life (N_f) for 3 types of SBA⁽⁷⁾

J_{II}, J_{III} 는 Knowles와 Sternberg⁽¹³⁾가 제안한 J -벡터 방법과 Matos 등⁽¹⁴⁾의 균열표면변위법을 통해 모드 I-II 하중이 동시에 작용하는 경우 아래식 (2a)로, 모드 I-III 하중이 동시에 작용하는 경우 아래식 (2b)로 각각 표현된다.⁽⁵⁾

$$J_I = \sqrt{\frac{K_I^4}{K_I^4 + K_{II}^4} J_{max}^2} \tag{2a}$$

$$J_{II} = \sqrt{\frac{K_{II}^4}{K_I^4 + K_{II}^4} J_{max}^2}$$

$$J_I = \sqrt{\frac{4G^2 K_I^4}{4G^2 K_I^4 + H^2 K_{III}^4} J_{max}^2} \tag{2b}$$

$$J_{III} = \sqrt{\frac{H^2 K_{III}^4}{4G^2 K_I^4 + H^2 K_{III}^4} J_{max}^2}$$

여기서 K_i ($i = I, II, III$)는 모드별 응력확대 계수, G 는 재료의 전단계수, $H = E/(1-\nu^2)$, E 는 영률, ν 는 푸아송비, J_{max} 는 시편내 취약부에서의 J 값⁽⁵⁾이다. 이러한 J_e 는 SPRC35 강판으로 이루어진 단점용접시편들의 하중에 따른 균열진전 구동변수로서 Fig. 8과 같이 분산된 하중-피로수명관계를 식 (3)과 같이 단일화된 J_e -피로수명관계⁽⁵⁾로 통합해 준다.

$$J_e = 10^{-A_1} N_f^{A_2} ; (A_1, A_2 = 5.9, -0.5) \tag{3}$$

4.2 안전벨트 앵커의 피로수명예측

본 연구에서는 이형일과 최진용⁽⁵⁾이 제안한 단점용접시편들의 피로수명예측식을 통해 실제 차량 안전벨트 앵커의 피로수명을 예측하고 실험 데이터와 비교하여 J_e -피로수명관계의 타당성과 유용성을 검증한다. Fig. 9은 두 개의 용접점으로 체결된 차량 안전벨트 앵커의 강체블럭에 근접한 용접부 (너깃1)와 하중면에 근접한 용접부 (너깃2)의 너깃선단을 따른 J 의 분포를 차례로 나타내고 있다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 단일시편내 너깃1에서의 J 값이 너깃2에 비해 상당히 큰 값을 갖고, 이는 피로파단실험에서 너깃1이 먼저 파단됨을 통해 하중의 영향이 너깃1에 집중됨을 확인할 수 있다. 이에 다수의 용접점 중 강체블럭에 가장 근접한 너깃선단에서 J 값이 최대인 영역들을 각 시편들의 반복 가하중시 파단이 야기되는 취약부로 간주하고, 이 영역에서 구한 J_e 를 차량 안전벨트 앵커시편에 가해지는 하중에 상응하는 균열진전 구동변수로 채택하였다.

Fig. 10은 단점용접시편과 차량 안전벨트 앵커시편내 강체블럭과 근접한 용접부 (파단시작 용접부)에서 구한 J_e 와 피로수명과의 관계를 나타내고 있다. 여기서 J_e 는 기하변수와 용접점 개수에 따른 파단시작 용접부의 손상정도를 통합적으로 나타내는 척도임을 재삼 주목할 필요가 있다. 이러한 J_e 를 통해 SBA시편의 심히 분산된 하중-피로수명 데이터들 (Fig. 8)은 Fig. 10에서 확인되듯이 하나의 실선 [식 (3)]주위에 모이게 된다. Table 1에는 다점용접시편들의 J_e 와 식 (3)으로부터 산출된 피로예측수명들이 그에 상응하는 시편들의 실험값과 비교되어 있다. 예측수명과 실제 피로 실험을 통해 얻은 SBA시편의 피로실험수명들 사이의 평균오차는 약 25%에 불과해, 식 (3)은 기하변수와 용접점 개수와는 무관한 일반적 하중-피로수명관계로 볼 수 있다. 따라서 단점용접시편에 대한 피로파단해석을 통해 얻은 피로수명예측식은 SBA시편으로 대표되는 다점용접 박판구조의 피로수명예측에 적용 가능하다. 또한 피로수명예측식을 통해 얻은 피로수명이 실제 피로파단에서 얻은 실험치보다 다소 작기 때문에, J_e 로 표현된 피로수명예측식은 설계나 내구평가에 있어 보수적 안정성을 포함하고 있다.

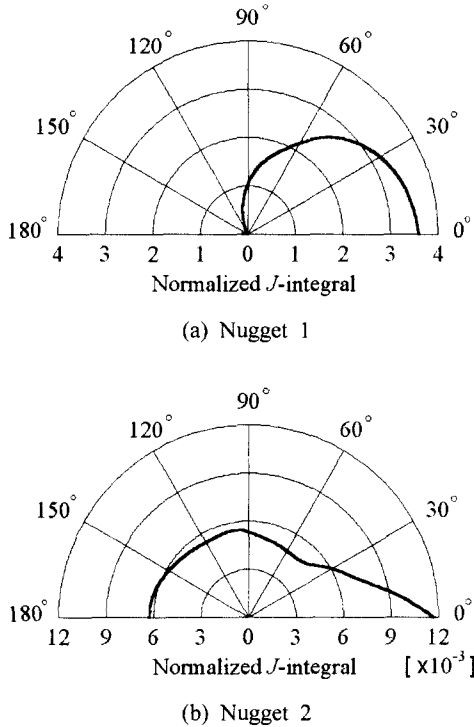


Fig. 9 Variations of normalized $J (= Et^3 J/P^2)$ with angular position for nuggets of 2spots seat belt anchor, see Fig. 5(a)

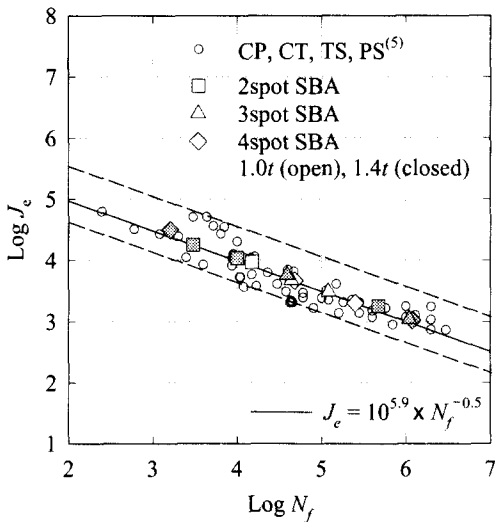


Fig. 10 Correlation between J_e (J/m^2) and fatigue life (N_f) for 3 types of seat belt anchor

Table 1 Experimental and predicted fatigue life of 3 types of seat belt anchor

	Thick- ness (mm)	Load (kN)	Fatigue life		Error (%)
			Experiment ⁽⁷⁾	Prediction	
2spots	1.0	1.96	1.6×10^4	1.1×10^4	31
	1.4	0.98	4.7×10^5	3.8×10^5	19
	1.4	3.92	3.0×10^3	2.3×10^3	23
3spots	1.0	0.79	1.2×10^5	1.0×10^5	17
	1.0	0.98	4.4×10^4	4.4×10^4	0
	1.4	0.79	1.0×10^6	0.5×10^6	50
4spots	1.4	1.96	3.9×10^4	3.3×10^4	15
	1.0	0.79	2.5×10^5	2.1×10^5	16
	1.0	1.47	4.8×10^4	4.4×10^4	8
	1.4	0.98	2.1×10^6	0.9×10^6	57
	1.4	3.92	1.6×10^3	1.0×10^3	37

5. 결론

본 연구에서는 단점용접시편에 대한 피로파단 해석을 통해 얻은 피로수명예측식⁽⁵⁾을 차량 안전벨트 앵커에 적용해 그 타당성과 유효성을 검증하였다. 이를 위해 먼저 앵커시편들의 준정적 파단실험⁽⁷⁾에서 얻어진 하중-변위곡선을 기준으로 하여, 앵커시편의 실제 역학적 거동을 반영하는 유한요소모델을 구축하였다. 이어 안전벨트 앵커 시편들에 대해 각각 독립적인 하중-피로수명 관계⁽⁷⁾를 균열진전 구동변수 J_e 와 피로수명의 관계로 재구성하였다. 이상으로부터 다음과 같은 결론들을 도출할 수 있다.

(1) 단순화한 열영향부모델들은 실제 시편의 파단 거동을 구현함과 동시에 유한요소 개수를 줄여주는 장점을 지닌다.

(2) 단일변수 J_e 로 표현되는 점용접시편의 피로수명 예측식 (3)은 실제 다점용접 관형구조물의 피로수명을 정확히 예측해 주며, 이에 따라 설계 및 내구 평가에 매우 유용하게 사용될 수 있다.

후기

본 연구는 한국과학재단의 97 특정기초연구 (KOSEF 97-0200-0501-3)의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Pook, L. P., 1975, "Fracture Mechanics Analysis of the Fatigue Behaviour of Spot Welds," *International Journal of Fracture*, Vol. 11, pp. 173~176.
- (2) Pook, L. P., 1975, "Approximate Stress Intensity Factors for Spot and Similar Welds," *NEL Report* No. 588, National Engineering Laboratory, Glasgow.
- (3) Wang, P. C. and Ewing, K. W., 1988, "A J -integral Approach to Fatigue Resistance of a Tensile-Shear Spot Weld," *SAE Paper* 880373.
- (4) 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.
- (5) 이형일, 최진용, 2000, "점용접시편의 과부하 해석 및 유효 J -적분에 의한 피로수명예측," 대한기계학회 논문집, 제24권, 제3호, pp. 567~580.
- (6) 이형일, 김남호, 이태수, 2000, "점용접시편의 극한하중과 피로특성에 관한 실험적 고찰," 대한기계학회 논문집, 제24권, 제1호, pp. 38~51.
- (7) 김남호, 이형일, 2000, " K_c 에 의한 차량 안전 벨트 앵커의 점용접 피로수명예측," 대한기계학회 논문집, 제24권, 제3호, pp. 701~709.
- (8) Shepard, S. D., 1993, "Estimation of Fatigue Propagation Life in Resistance Spot Welds," *Advances in Fatigue Lifetime Predictive Techniques: ASTM STP 1211*, Vol. 2, Mitchell, M. R. and Landgraf, R. W. (Eds), ASTM, pp. 169~185.
- (9) Zuniga, S. M., 1994, *Predicting Overload Pull-Out Failure in Resistance Spot Welded Joints*, Chapters 3~6, Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, CA.
- (10) 이태수, 이형일, 신수정, 1998, "점 용접점 파단의 정량적 모델—1. 파단조건식," 한국자동차공학회 논문집, 제6권, 제6호, pp. 40~52.
- (11) 신수정, 이형일, 이태수, 최양욱, 1999, "점 용접점 파단의 정량적 모델—2. 판형구조해석," 한국자동차공학회 논문집, 제7권, 제1호, pp. 161~172.
- (12) ABAQUS *Version 5.8 User's Manual*, 1998, Hibbit, Karlsson and Sorensen, Inc., Pawtucket, RI.
- (13) Knowles, J. K. and Sternburg, E., 1972, "On a Class of Conservation Laws in Linearized and Finite Elastostatics," *Archive for Rational Mechanics and Analysis*, Vol. 44, No. 3, pp. 187~211.
- (14) Matos, P. P. L., McMeeking, R. M., Charalambides, P. G. and Drory, M. D., 1989, "A Method for Calculating Stress Intensities in Bimaterial Fracture," *International Journal of Fracture*, Vol. 40, pp. 235~254.