

## 차체 저항 점 용접부 피로수명 예측

손광재\* · 양영수\*\* · 조성규\* · 장상균\*

\*전남대학교 대학원 기계공학과

\*\*전남대학교 기계공학과

### Estimation of Fatigue Strength in Resistance Spot Weldment of the Vehicle Body

Kwang-Jae Son\*, Young-Soo Yang\*\*, Sung-Kyu Cho\* and Sang-Gyun Chang\*

\*Graduate Student, Chonnam National University, Kwangju 500-757, Korea

\*\*Dept. of Mechanical Engineering, Chonnam National University, Kwangju 500-757, Korea

#### Abstract

When the vehicle travels in an actual road, resistance spot weldments of the vehicle structure are exposed to complex loading state. Since the fatigue strength in resistance spot weldment of vehicle body can be determined by effect of residual stresses and loading state of driving, estimating actual loading state and considering residual stress effect are needed. In this study, Fatigue stress-fatigue life relation concerned residual stress effect was obtained by thermo elastic plastic finite element analysis. And applied loading in resistance spot weldments of vehicle body was calculated by dynamic analysis. Presumption of fatigue life was performed using proposed method

(Received August 6, 2001)

Key Words : Fatigue strength, Dynamic analysis, Resistance spot welding, VPG(Virtual Proving Ground)

#### 1. 서 론

승용차 설계에 있어서, 연비와 주행성능 향상, 제작 비용 절감을 위한 차체 구조의 경량화는 필수적인 추세이다. 이러한 경향에 따라 차체 구조물의 접합 공정으로 저항 점 용접이 널리 사용되고 있다. 저항 점 용접은 복잡한 요소들을 비교적 단순하고, 경제적으로 접합하는 공정인 반면, 이음부의 강도는 여러 가지 요인에 의해 저하된다. 특히 차량은 주행시 복잡한 반복하중에 노출되고 점 용접부의 형상에 의해 발생하는 노치효과 등 때문에 피로강도가 모재에 비하여 현저히 떨어지는 경향을 보인다. 따라서 차체 구조물의 강성과 강도는 저항 점 용접부의 피로강도에 의해 결정되는 경우가 많다. 그러므로 저항 점 용접부에 대한 피로강도를 평가하는 것은 매우 중요하다. 저항 점 용접부의 피로강도 평가는 오래 전부터 많은 연구자들에 의해 연구되어왔다<sup>1-6)</sup>. 그러나 너트의 크기와 미세조직 변화, 접합부의 형상 효과에 의한 응력집중 등을 피로강도평가의 주요

인자로 하는 연구가 대부분이며 용접부의 잔류응력 효과를 고려한 연구는 거의 없는 실정이다. 일반적으로 용접공정은 온도의 불균일한 분포에 의해 열응력이 생성되어, 용접후 잔류응력이 존재하며 그 크기는 모재의 항복응력 정도로 큰 응력이 작용되고 있다. 그러므로 잔류응력이 존재하는 저항 점 용접부는 피로강도에 매우 취약한 경향을 보인다. 따라서 잔류응력을 고려한 피로강도의 평가에 대한 연구가 필요하다. 점 용접으로 접합된 차체 구조물의 피로수명은 저항 점 용접부에 작용하는 잔류응력의 영향과 주행시 작용하는 하중상태에 의해서 결정되어 진다고 할 수 있으므로 차량의 주행시 작용하는 하중 상태를 정확히 추정해내는 것이 필수적이다.

본 연구에서는, 열탄소성 유한요소해석을 통하여 저항 점 용접부의 잔류응력을 계산하였고 잔류응력이 존재하는 상태에서 외부하중을 가해 등가의 피로하중을 얻어 저항 점 용접부의 하중-피로수명 곡선을 구하였다. 또한 차량의 주행해석을 실시하여 차체 점 용접부에 작용하는 하중을 계산하여 주행거리에 따른 피로과피 여부를 판정하였다. 열유동 및 잔류응력해석은 상용

코드 인 ABAQUS를 사용하였고 작용하중 예측을 위한 차량의 주행해석은 LS/DYNA950을 이용하였다

## 2. 잔류응력을 고려한 피로수명 계산

### 2.1 열유동 및 잔류응력 해석

저항 점 용접의 경우 열원은 접촉부에서 발생하는 전기 저항에 의한 발열이므로 온도분포해석을 위해 전기장 해석을 수행하였다. 전기장 해석시 사용된 전류와 통전시간은 Table 1에 나타난 바와 같고 이때 적용된 접촉부와 모재, 전극봉의 전기저항은 온도에 따라 변화하는 값을 적용하였고 비열, 열전도도등과 같은 재료의 열 물성치들도 온도변화에 따라 다른 값들을 사용하였다<sup>7)</sup>. 요소분할은 Fig. 1과 같이 대칭을 고려하여 반쪽을 해석영역으로 선정하였다. 전극봉의 종류는 자동차 조립공정에서 사용되는 Cu-Be계의 알루미늄 분산강화 동 전극을 사용하였다. 전극봉과 모재, 모재와 모재의 접촉부는 표면요소(surface element)를 사용하여 그 표면요소에 접촉부가 가지는 전기적 열적 특성을 해석을 실시하였다. 열유동 해석 결과에서 얻어진 열이력을 바탕으로 저항 점 용접부의 잔류응력 해석을 실시 하였다. 잔류응력 해석시 사용되는 탄성계수와 항복강도, 인장강도 등과 같은 재료의 기계적 물성치들 또한 온도 의존적인 값들을 가지므로 온도에 따른 값들을 고려하였다<sup>8)</sup>. 열유동 및 잔류응력해석결과 구해진 잔류응력의 분포양상은 x, z-방향의 잔류응력이 y-방향의 잔류응력보다 매우 크게 존재하였고 분포 양상은 Fig. 2에 나타

Table 1 Welding conditions of specimens

Welding Conditions	SHCP40(1t)-SAPH45(1.6t)-SHCP40(1t)
Current(A)	11,500
Time(cycles)	14
Force(kgf)	350

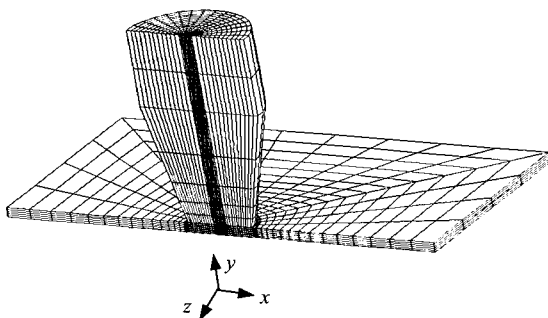


Fig. 1 Finite element mesh for resistance spot weldment

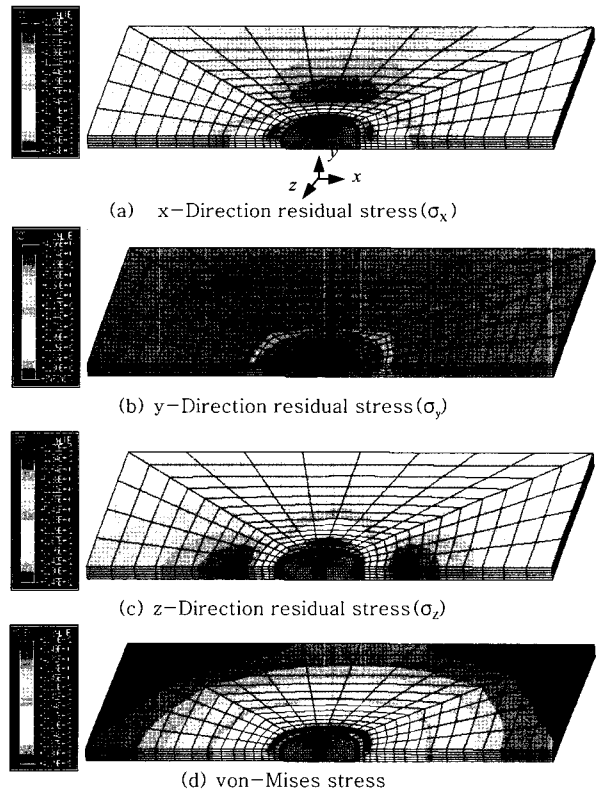


Fig. 2 Residual stress distribution after resistance spot welding of 2 layered welding(1t-1t)

낸 바와 같이 주로 피로균열이 발생하는 너깃 주변에 최대치를 가짐을 알 수 있다.

### 2.2 피로수명 예측

잔류응력 해석으로부터 구한, 잔류응력이 존재하는 상태에서 외부하중을 가하여 유한요소해석을 수행하면, 용접부에 작용되는 복합응력 상태를 구할 수 있다. 이러한 복합응력을 등가 단축피로하중으로 만들기 위하여 Sines Method를 사용하였다<sup>9)</sup>. 등가 하중을 구하기 위한 식은 다음과 같다.

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} + m(\sigma_{m1} + \sigma_{m2} + \sigma_{m3}) = \sqrt{2} \frac{S_N}{K} \quad (1)$$

여기서,  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 은 교변응력으로  $\sigma_i = 1/2(\sigma_{max} - \sigma_{min})$  과 같고,  $\sigma_{m1}, \sigma_{m2}, \sigma_{m3}$ 은 평균응력, m은 평균응력 영향계수, K는 피로 노치계수,  $S_N$ 은 다축응력 상태의 피로수명에 해당하는 단축 피로응력이다. 수치해석에 의하여  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_{m1}, \sigma_{m2}, \sigma_{m3}$ 을 구하고 식(1)에 대입하여  $S_N$ 값을 구한 후, 모재의 S-N 곡선에서  $S_N$  응력 상태에 해당하는 피로수명을 구하였다. 이때 m은

0.25를 사용하였으며 K값은 1.6을 사용하였다. 용접부의 잔류응력을 구한 후 피로하중의 최대값과 최소값을 작용한 응력상태를 계산하여 식(1)을 적용하였다. 일반적으로 연강의 경우 피로수명과 인장강도와의 관계는 다음과 같다<sup>10)</sup>.

$$S = 10^C N^b \quad (\text{for } 10^3 < N < 10^6) \quad (2)$$

여기서, S는 교변응력, N은 피로수명이고, 상수 C와 b는 다음과 같이 정의된다.

$$C = \log_{10} \frac{(S_{1000})^2}{S_e}, \quad b = -\frac{1}{3} \log_{10} \frac{S_{1000}}{S_e}$$

여기서,  $S_{1000} = 0.9S_u$ ,  $S_e = 0.5S_u$ ,  $S_u$ 는 재료의 인장강도 이고  $S_e$ 는 재료의 피로한도를 나타낸다. 모재의 인장강도를 알고 있으므로, 본 연구에서 사용된 재료인 SPHC40과 SAPH45의 피로수명은 (2)식에서 제안된 관계식을 사용하여 예측할 수 있다.

### 2.3 피로시험

용접은 3판 겹 용접으로 시편은 두께 1mm인 SHCP40 재질의 강판 2개 사이에 두께가 1.6mm인 SAPH45 강판 1개를 끼워 넣고 용접하여 제작하였다. 본 시험에서 사용된 시편들의 용접조건은 Table 1과 같은 조건을 사용하였고 시험장치는 INSTRON사의 2.5ton 전기 유압식 시험기를 사용하였다. 보강판이 중앙에 삽입된 형태의 3판 겹 용접의 경우는 실제 차량에서 점 용접부에 작용하는 하중이 축 방향 하중이기 때문에 이에 대한 피로수명을 예측하기 위하여 십자-인장 시험과 해석을 수행 하였다. 피로수명은 점 용접된 두 판이 완전

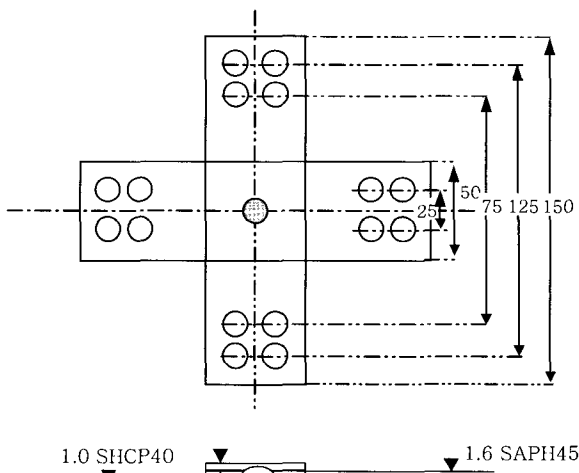


Fig. 3 Schematics of fatigue test specimens

히 분리 될 때의 cycle로 하였으며, 피로균열이 발생하지 않을 경우에는  $1.0 \times 10^6$  cycle을 피로한도로 하였다. 시편은 Fig. 3에 나타난 바와 같이 제작 하였고 시험방법은 하중제어 방식을 사용하였고, 하중비는 0(0/인장), 하중진동수는 15Hz의 정현파(sine)를 사용하였다.

### 2.4 하중-피로수명 곡선

열유동 해석의 결과로 구해진 열이력을 이용하여 잔류응력을 계산하였다. 잔류응력해석의 경우 x, z-방향의 잔류응력이 y-방향의 잔류응력보다 매우 크게 존재하였고 너깃 주변에 최대치를 가짐을 알 수 있었다. 용접부의 피로수명은 (1)식의 Sines' method와 (2)식을 이용하여 잔류응력을 고려한 피로수명과 잔류응력을 고려하지 않은 피로수명을 계산하였다. 피로하중을 가하였을 때 잔류응력을 고려하거나, 고려하지 않는 경우 모두 외부하중에 의한 응력의 분포는 너깃의 주변, 즉 열영향부에 집중되는 양상을 보인다. 본 연구에서 제안한 방법을 통해 구한 S-N관계는 Fig. 4에 나타내었다. 잔류응력을 고려하여 예측한 피로수명이 그렇지 않은 경우의 예측값 보다 같은 하중에서 더 낮은 피로수명을 가지고 실험치와 잘 근접함을 보이는데 이는 인장잔류응력이 너깃 주변에 매우 크게 존재하므로 외부하중과의 증폭작용을 일으켜 피로수명에 큰 영향을 주기 때문이다.

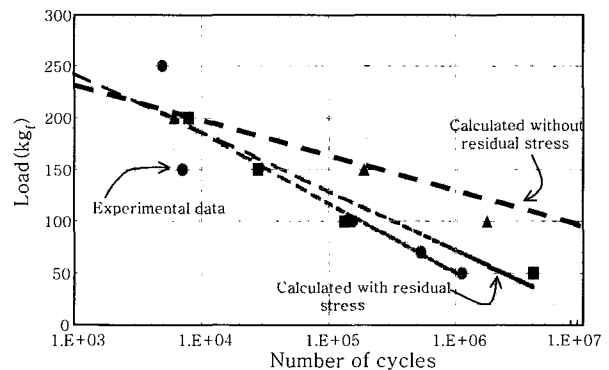


Fig. 4 Calculated fatigue life for cross-tension

## 3. 크로스멤버 작용하중 해석

### 3.1 VPG(Virtual Proving Ground) 해석

최근 들어 다물체 동력학해석 프로그램과 유한요소 해석 프로그램간에 데이터의 교환을 통해 강제로 표현되던 각 부품들의 유연성을 고려할 수 있는 유한다물체 동력학해석 방법이 제시되고 있다. 그러나 여전히 유한요소 해석모델과 동력학 해석모델은 서로 다른 프로그램에서 계산을 수행하게 되고, 2개의 서로 다른 특성을 지닌 수학적 모델이 존재하게 된다. 기존의 차량 동력

학해석과 준정적 응력 해석방법은 동력학 및 응력해석을 동일한 해석 소프트웨어를 활용하여 수행하는 것이 불가능하였다. 따라서 소프트웨어간의 데이터 인터페이스에 소요되는 시간과 비용이 많을 수밖에 없었다. VPG 해석기법에서는 동력학해석과 응력해석을 동일 소프트웨어에서 동시에 수행할 수 있으므로 해석에 소요되는 비용을 절감할 수 있다.

### 3.2 점 용접부의 모델링 방법

차량이 적차 상태에서 40km/h의 속도로 Fig. 5와 같은 벨지안로드(Belgian road)를 통과할 때 점 용접부에서의 축방향 및 전단방향의 하중을 계산하기 위하여 균열이 발생한 크로스멤버 용접점에 대하여 요소의 형상에 독립적인 점용접부 모델링 방법을 적용하였다. 이 방법의 장점은 용접점에 셸요소(shell element)의 절점이 위치하지 않아도 점용접부의 모델링이 가능하다는 것이다. 따라서 모델링에 소요되는 시간을 줄일 수 있을 뿐만 아니라 본 연구에서와 같이 짧은 시간에 기존 해석모델을 변경하여 해석을 수행하는 것도 가능하게 해준다. LS/DYNA에서 요소의 형상에 독립적인 점용접부의 모델링 방법은 먼저 셸요소와는 무관하게 용접점의 위치에 절점을 생성하고, 이 절점과 셸요소 사이에 LS/DYNA contact type 6 (\*CONTACT\_TIED\_NODES\_TO\_SURFACE)를 적용하였다. 그리고 대응하는 절점끼리는 보요소(beam element)의 material type 9, material type 100)로 연결하였다.

### 3.3 해석모델

해석이 시작되면서 중력, 현가 스프링의 초기 압축량, 그리고 타이어의 공기압 등에 의하여 차량의 모델이 불안정한 상태에 놓이게 되므로 충분한 시간동안 평탄한 도로 위를 주행하게 하거나 인위적으로 임계감쇄가 되도록 하여 빠른 시간 내에 해석모델이 안정한 상태에 도달하도록 하여야 한다(settling 해석). 그러나 본 연구에서는 1차적인 현상파악을 위하여 약 0.16초 동안 인위적인 감쇄력 없이 평지를 주행하다 벨지안로드를 통과 하게 하였다. Fig. 4는 노면을 포함한 전체 해석 모델의 형상이다. 계산에 소요되는 시간을 줄일 수 있는 방법으로는 여러 가지가 있을 수 있으나 본 연구에서는 식(3)과 같은 특성길이(characteristic length)가 짧은 셸요소의, 식(4)와 같이 정의되는 웨이브 속도(wave velocity)가 작은 값이 될 수 있도록 질량밀도를 조절하였다.

$$L_s = \frac{(1 + \beta)A_s}{\max(L_1, L_2, L_3, (1 - \beta)L_4)} \quad (3)$$

여기에서 사각형 셸 요소인 경우에  $\beta = 10$ 이고, 삼각형의 경우에는 1이다.  $L_i$ 는 변의 길이,  $A_s$ 는 면적이다. 웨이브 속도는 탄성계수와 밀도, 포아송비에 의해 다음과 같이 결정된다.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \nu^2)}} \quad (4)$$

여기서,  $E$ 는 탄성계수,  $\rho$ 는 질량밀도,  $\nu$ 는 포아송비이다. 식(5)와 같이 결정되는 LS/DYNA의 계산시간은 질량밀도를 증가 시키는 방법으로 시간간격을 크게 하여 모든계산을 완료하는데 필요한 CPU 타임이 단축 되도록 하였다.

$$\Delta t_e = \frac{L_s}{c} \quad (5)$$

시간단축으로 인하여 증가된 질량은 42.2kg으로 3.72% 증가된 것으로 나타나 질량의 증가가 계산결과에 결정적인 영향을 미치지 않을 것으로 판단된다.

### 3.4 용접점에서의 동하중 이력

차량이 벨지안로드를 통과할 때 각각의 용접부에 작용하는 축방향의 하중을 LS-DYNA를 이용하여 계산하였다. Fig. 5와 같이 차량이 벨지안로드를 40km/h의 속도로 통과할 때 발생하는 용접점에서의 동하중 이력은, Fig. 6에 보인 바와 같이 앞쪽 엔진 지지부의 각각의 용접점에 대하여 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. 축방향 하중의 최대값은 대략 1m 주행시 한번 정도로 모든 용접점에서 비슷한 위치에서 나타났으며, 그 크기는 각각의 용접점에서 다른 값을 가졌다. Fig. 6에 나

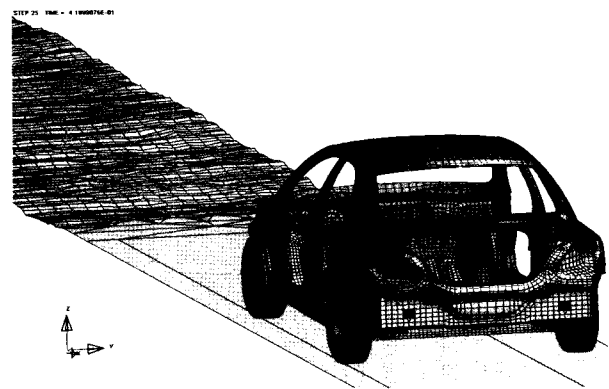


Fig. 5 Road and vehicle shape of belgian road simulation

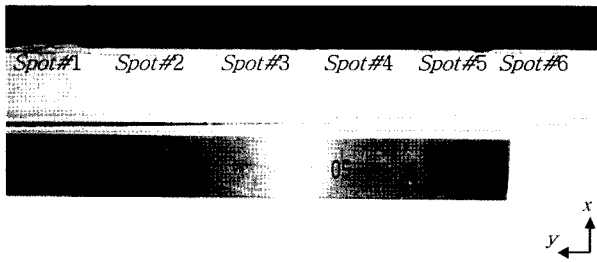


Fig. 6 Position of spot welds

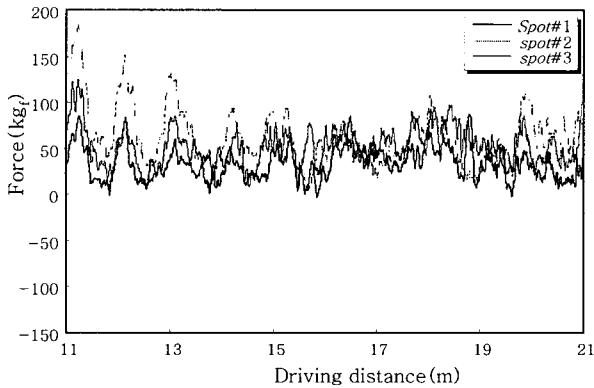


Fig. 7 Dynamic axial force history of spot#1, spot #2 and spot#3

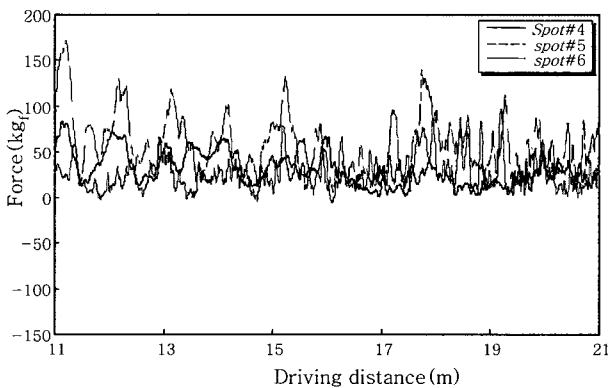


Fig. 8 Dynamic axial force history of spot#4, spot#5 and spot#6

타낸, 용접점 spot#2와 spot#5에서 120kgf 정도로 가장 큰 값을 가졌으며, 맨 가장자리에 위치하는 용접점인 spot#1과 spot#6은 80kgf, 가운데 위치하는 용접점인 spot#3에서는 90kgf 그리고 spot#4에서는 60kgf 정도로 가장 작은 값을 가졌다.

#### 4. 피로수명예측

벨지안로드 주행시 계산된 점용접점의 동하중 이력과 본 연구에서 구해진 S-N 곡선을 이용하여 각각의 용접점에서의 피로수명을 예측하였다. 계산된 동하중 이력은 하중값이 차량의 주행에 따라 각각 다른 값을 가지

므로 피로 수명을 예측하기 위하여 선형손상법칙(Linear Damage rule, Miner s rule)을 사용하였다<sup>11)</sup>. 선형 손상법칙은 변하는 하중상태에 노출된 부재의 손상정도를 합하여 하중-피로수명과 관련 짓는 방법으로 Miner에 의해 1945년에 제안되었으며, 수명비(cycle ratio)와 손상률(damage fraction)을 이용하여 정의 할 수 있다. 수명비는 임의의 작용하중 S의 작용 횟수인 n과 그 하중 S에서의 피로수명 N과의 비율로 다음과 같이 정의 된다.

$$\frac{n}{N} = \text{cycle ratio} \tag{6}$$

손상률 D는 작용된 하중 횟수와 피로수명과의 비율에 의해 정의 되고, 누적적인 손상 이론에서의 피로수명은 손상률의 합이 1이 될 때 발생한다고 가정할 수 있으며 다음과 같이 표현 된다.

$$\sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_i} \geq 1 \tag{7}$$

벨지안로드에 차량이 통과할 때, 각각의 용접점에서 축방향 하중의 이력에 대한 피로수명 예측은 Table 2에 나타낸 바와 같이 spot#1은 304.4km, spot#2는 30km, spot#3은 172.5km, spot#4는 555.6km, spot#5는 38.5km, spot#6는 253.5km 주행시 파손이 일어남을 예측할 수 있었다.

#### 5. 결 론

본 연구에서는, 저항 점 용접부에 대한 유한요소해석을 통하여 열이력과 잔류응력을 구하고, 이를 바탕으로 Sines' Method를 사용하여 용접부에 작용하는 피로하중을 도출하여 저항 점 용접부의 S-N곡선을 얻을 수 있

Table 2 Estimation of fatigue life of spot points

Sport point	Damage fraction	Driving distance (Estimation of failure)
spot#1	$3.28 \times 10^{-5}$	304.4km
spot#2	$3.33 \times 10^{-4}$	30.0km
spot#3	$5.80 \times 10^{-5}$	172.5km
spot#4	$1.80 \times 10^{-5}$	555.6km
spot#5	$2.59 \times 10^{-4}$	38.5km
spot#6	$3.94 \times 10^{-5}$	253.5km

었고 실험을 통하여 제안된 방법의 타당성을 확보 하였다. 실차에 적용시 피로파괴가 발생하는 부분의 하중상태를 차량의 동적해석을 통하여 구하고, 점 용접부의 피로수명을 예측한 결과 벨지안로드에서 크로스멤버의 용접부 파단은 30km 주행시부터 발생하기 시작하여 555.6km를 주행하면 모든 용접점에서 파단이 발생하였다. 따라서 용접부는 축방향의 하중이 피로한도인 50kgf 이하로 작용되게 설계되어야 함을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 2001년도 두뇌한국21 사업에 의하여 지원되었습니다.

## 참 고 문 헌

1. G.S.Choi, K.M.Han and S.H.Paik : Dynamic Stress Analysis of Vehicle Using Virtual Proving Ground Approach, SAE 2000 World Congress, Detroit, Michigan, **March 6-9** (2000/11/20)
2. Ch.Gaier, B.Unger and J.Vogler : Theory and Applications of Femfat-A-FE-Postprocessing Tool for Fatigue Analysis, Fatigue Conference Beijing (1999)
3. S.D.Sheppard and M. Strange : Fatigue Life Estimation in Resistance Spot Welds: Initiation and Early Growth Phase, *Fatigue Fract. Engng Master. Struct.*, **15-6**, (1992) 531-549
4. G.Steinwender, C.Gaier, B.Unger and D.Puch : Fatigue Simulation During the Design Process of Vehicle Structures, ISATA 99 CONFERENCE VIENNA PAPER 99SI011, (1999)
5. K.H.Mo, K.W.Suh and S.G.Hong : New Approach in Vehicle Durability Evaluation, Virtual Proving Ground, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, **June 12-15**, (2000)
6. R.Nagpal and E.Y.Kyo : A Time-Domain Fatigue Life Prediction Method for Vehicle Body Structures, (1996) 960567
7. B.Y.Ghoo and Y.T.Keum : Evaluation of mechanical properties of welded metal in tailored steel sheet welded by CO<sub>2</sub> laser, *J. Korean Society of Precision Engineering*(2001) 142-150 (in Korean)
8. J.P.Holaman : Heat Transfer, McGraw-Hill, 1986, 10-14
9. H.O.Fuchs and R.I.Stephens : Metal Fatigue in Engineering, John Wiley & Sons, 1980, 176-181
10. J.A.Bannantine, J.J.Comer and J.L.Handrock : Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, 1990, 1-6
11. H.O.Fuchs and R.I.Stephens : Metal Fatigue in Engineering, John Wiley & Sons, 1980, 190~192