

## 자동차 시트 프레임 구조의 내구성 향상 설계에 관한 연구

우 창 수<sup>1)</sup> · 조 현 직<sup>2)</sup> · 구 정 서<sup>2)</sup> · 권 재 도<sup>3)</sup>

한국기계연구원<sup>1)</sup> · 한국철도기술연구원<sup>2)</sup> · 영남대학교<sup>3)</sup>

### A Study on the Durability Design of an Automotive Seat Frame

Chang Su Woo<sup>\*1)</sup> · Hyun Jik Cho<sup>2)</sup> · Jeong Seo Koo<sup>2)</sup> · Jae Do Kwon<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Structural System Engineering Department, Korea Institute of Machinery & Materials, 171 Jang-Dong, Yusong-Gu, Daejeon 305-343, Korea

<sup>2)</sup>Rolling Stock Research Department, Korea Railroad Research Institute, 374-1 Woulam-Dong, Uiwang-City, Gyeonggi-do 437-050, Korea

<sup>3)</sup>Department of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Gyeongbuk 712-749, Korea

(Received 19 February 2004 / Accepted 28 May 2004)

**Abstract** : Structural analysis and fatigue tests have been performed to develop design and evaluation technologies of automotive seat frames. Under the back moment loading condition, the numerical simulation unveiled the maximum stress up to the yield strength at the side frame bracket. To measure the stresses under the test condition, strain gauges were attached to some weakest points of the side frames. the measured strains are in good agreements with the CAE results. On the other hand, some fatigue tests have been performed using the side frame bracket specimens made of various welding types to evaluate their durabilities. From the fatigue tests and the numerical analyses, it was recommended that the bracket welding position should be moved upward.

**Key words** : Fatigue test(피로시험), CAE(Computer Aided Engineering, 컴퓨터응용공학), Seat frame(시트프레임), FEM(Finite Element Method, 유한요소법), Strain gauge(스트레인게이지), Specimen(시험편), Welding(용접)

#### Nomenclature

$\sigma$  : stress, kgf/mm<sup>2</sup>  
 $M$  : torque, kgf · m  
 $F$  : force, kgf  
 $Z$  : section modulus, m<sup>3</sup>  
 $\theta$  : degree of an angle, °  
 $E$  : Young's modulus, kgf/mm<sup>2</sup>  
 $\epsilon$  : strain  
 $\nu$  : Poisson ratio

#### Subscripts

1, 2, 3, 4 : stain gauge indices  
 $x, y, z$  : x axis, y axis, z axis  
 $a, b, c$  : gauge direction

#### 1. 서 론

자동차의 연비 개선을 위해 시트의 경량화 설계는 매우 중요한 문제로 대두되고 있다. 이와 더불어 충돌안전도, 고 내구성 등과 같은 시트 프레임의 구조적 안전성에 대한 설계 요구사항도 동시에 강화되고 있다.<sup>1,2)</sup>

\*To whom correspondence should be addressed.  
cswoo@kim.re.kr

자동차 시트 프레임 구조의 강도와 안전도를 저하시키지 않는 조건 하에서 경량화 설계를 구현하기 위해서는 설계 최적화 기법이 적용되어야 한다. 우선 시트 프레임의 초기 개념설계 단계에서부터 작용하중의 특성과 경계조건을 고려한 배열 및 치수설계의 최적화가 이루어져야 하며, 이러한 최적화 기법에 의한 경량화 설계를 위하여 무엇보다 재료의 기계적 특성시험, 피로시험 등에 의한 정확한 물성데이터가 확보 되어야한다. 아울러 이러한 기초 자료들을 효율적으로 활용하여 기본설계를 도출하는 이론적 접근 방법과 도출된 설계에 대한 건전성 여부를 평가하는 수치적 접근 방법이 동시에 수행되어야 한다. 이렇게 이루어진 기본설계에 대한 수치적 평가 결과는 상세 설계단계에 반영되어 최적 설계를 도출할 수 있다. 최종적으로 시제 개발 및 제작된 시트 프레임은 정적강도 또는 피로 내구강도 시험에 의하여 설계기준을 만족하는지 검증되어야 한다.<sup>3)</sup>

본 연구는 승합용 자동차 시트 프레임을 대상으로 이러한 구조 강도설계와 내구수명 평가에 대한 공학적 접근방법을 정립하고, 설계변경을 통하여 내구수명을 개선한 설계사례를 예시하였다.

## 2. CAE를 이용한 강도해석 및 평가

### 2.1 Back moment에 의한 main pipe의 강도계산

본 연구에서는 시판중인 3인용 승합차 시트 중에서 내구성에서 문제가 발생하는 것을 대상으로 하였다. 주로 문제가 발생하는 시트 후방프레임의 형상은 Fig. 1과 같은데, 좌우대칭성을 고려하여 반쪽만을 나타냈다. 후방 프레임의 main pipe에 걸리는 back moment에 의한 응력을 계산하기 위한 자유 물체도는 Fig. 2와 같다. 여기서 main pipe의 브라켓 용접부와 hinge점을 이은 축을 x축이라 가정하고 x축에 대한 모멘트 평형이론을 적용하여 브라켓 용접부에서 발생하는 모멘트를 계산할 수 있다.

즉,

$$M = Fa \tag{1}$$

그런데, main pipe에서는 비틀림 모멘트와 굽힘

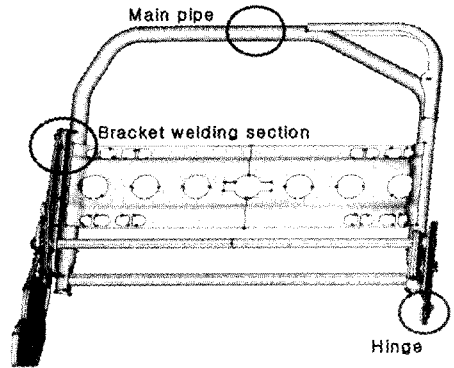


Fig. 1 Back frame of an automotive seat

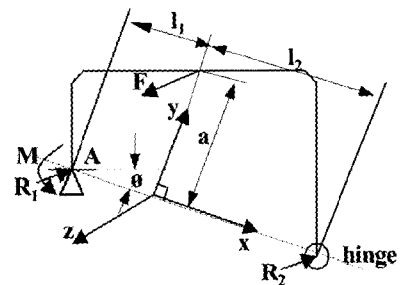


Fig. 2 Bending moment at the main pipe

모멘트가 동시에 발생하나 비틀림 모멘트는 고려하지 않는다는 가정 하에 브라켓 용접부에서 발생하는 굽힘 모멘트는 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$M_b = M \cos \theta = F a \cos \theta \tag{2}$$

설계사양에 의하면,  $F=130 \text{ kg}$ ,  $a=260 \text{ mm}$ ,  $\theta=30^\circ$  이므로, 식 (2)에 적용하면  $M_b$ 는  $29,272 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$ 이다. 또한, main pipe의 재질은 STKM11A이며 설계치수는 직경 25.4mm, 두께 1.6mm이다.

이때 단면계수  $Z$ 는

$$Z = \frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D} \approx 670 \text{ mm}^3$$

이다. 용접부 브라켓에서 발생하는 굽힘응력은

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{29272}{670} \approx 43.69 \text{ kg / mm}^2$$

이 된다.

### 2.2 시트 프레임의 유한요소 해석

2.2.1 해석개요

본 유한요소 해석은 back moment 시험을 대상으로 시트 프레임의 강도를 평가하기 위해 수행하였다. Back moment 시험의 경우, 피로강도를 평가하는 것이 주요 목적이므로 선형 해석을 통하여 응력 데이터를 계산하였다.<sup>4)</sup> 이후, back moment 시험조건 하에서 유한요소 해석으로 구한 등받이 프레임의 응력과 변형 거동을 실제 제품 시험으로 측정된 응력과 비교, 평가하여 수치해석 모델을 정립하였다.

2.2.2 재료 물성치 및 경계조건

시트 프레임을 구성하는 주요 부재에 대하여 소재 특성시험을 수행하였으며 획득한 주요 물성 데이터를 정리하여 Table 1과 같은 물성자료를 얻었다. 여기서, 재료의  $\sigma$ - $\epsilon$  관계는 소재의 인장시험에서 구해진 비선형 특성곡선을 4개의 직선으로 부분 선형화 하여 유한요소 해석 모델에 적용하였다.

Fig. 3은 본 연구에서 수행한 소재인장시험 결과

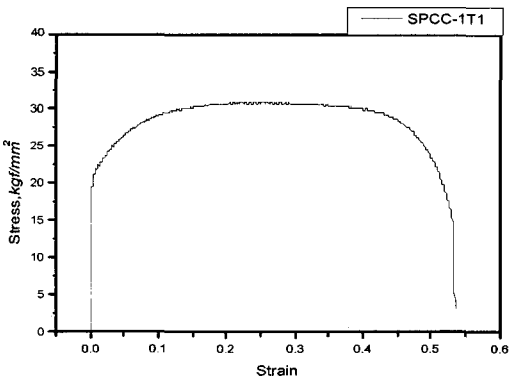


Fig. 3 Examples of the  $\sigma$ - $\epsilon$  data through the specimen characteristic test(SPCC)

Table 1 Mechanical properties

Material	Yield stress [kg/mm <sup>2</sup> ]	Ultimate stress [kg/mm <sup>2</sup> ]	Young's modulus [kg/mm <sup>2</sup> ]	Poisson ratio	Thickness [mm]
STKM11A	36.79	40.84	21,000	0.3	1.5
STKM13A	38.86	43.77	21,000	0.3	2.0
SAPH440	35.44	50.35	21,000	0.3	2.6
SAPH370	25.90	36.75	21,000	0.3	3.2
SPHC	27.95	37.25	21,000	0.3	2.3
SPCC	20.89	30.63	21,000	0.3	2.6

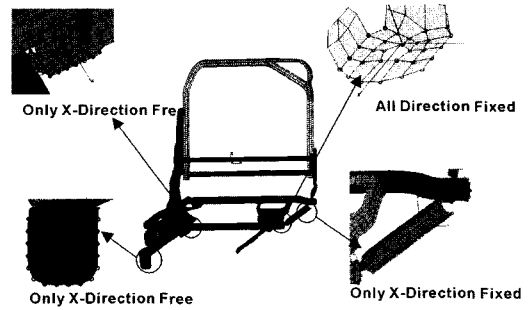


Fig. 4 Boundary conditions of the F.E Model

데이터의 예를 나타낸 것이다.

본 연구에 사용된 시트 프레임의 유한요소 해석 모델은 Fig. 4와 같이 반쪽모델이며 분할된 부위에는 대칭경계조건(모델상의 x축 고정)을 적용하였다. 또한, Floor에 체결되는 center rail의 볼트 체결부는 완전 고정시켰으며 그이외의 시트고정을 위한 체결부는 하중부하 시 탈착되는 현상을 고려하여 횡방향(x축)은 구속하지 않는 조건을 적용하였다.

2.2.3 Back moment에 의한 내구시험 해석

Back moment 시험조건은 시트프레임 등받이부 상단에 하중을 부과하여 탑승자 1인당 38 kgf · m의 back moment가 발생하도록 하여 4만 회 피로시험을 수행하는 것이다.

본 연구에서 다루고 있는 시트 프레임은 좌우대칭형 3인용이므로 절반 모델에 대한 1.5인 기준의 back moment는 57 kgf · m이며, 이것을 Fig. 5와 같이 heap point를 기준으로 하중 부하지점인 headrest까지의 거리를 이용하여 시트 프레임의 상단부(headrest)에 작용하는 하중을 계산하면 약 130 kgf가 된다.

Back moment 해석에는 Explicit dynamic code인 PAM - CRASH<sup>5,6)</sup>가 사용되었고, 해석 시 내부 변형 에너지와 동역학적 운동에너지의 변화를 면밀하게 관찰하면서 해석을 수행하였다.

Fig. 6(a)는 back moment 내구시험조건에서 시트 등받이부 프레임에 발생하는 응력분포를 나타낸 것이다.

해석결과 등받이 프레임의 브라켓의 용접부와 하단의 수평 부재의 등받이 프레임 주요 연결부에서 비교적 높은 응력이 발생하였다. 특히 Fig. 6(b)의 1,

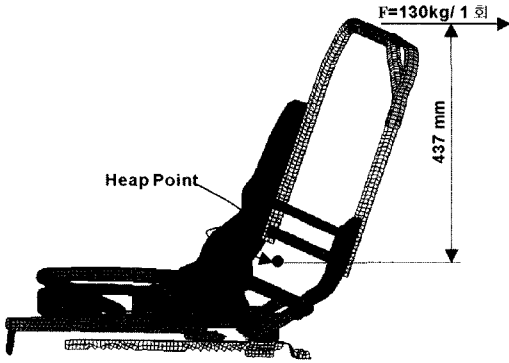


Fig. 5 Loading conditions of the back moment test

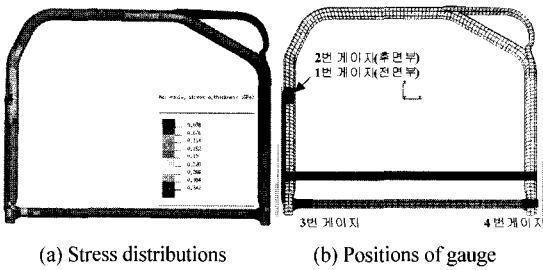


Fig. 6 Analysis results of the back moment test

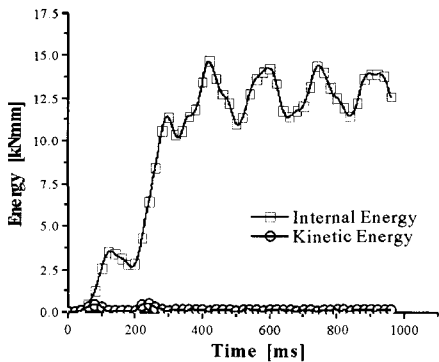


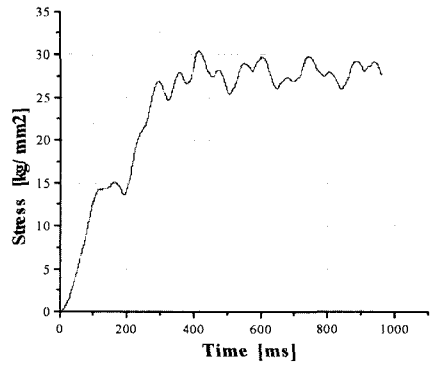
Fig. 7 Kinetic energy vs. strain energy

2번 게이지 위치에서는 항복수준의 높은 응력이 발생하였다.

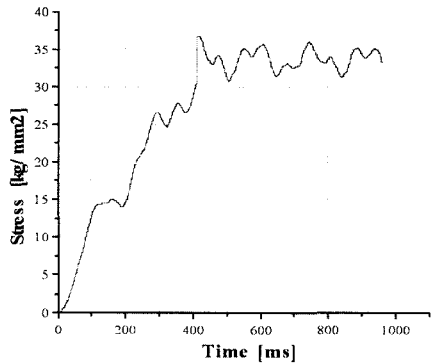
따라서 Fig. 6(b)의 최대응력 발생부위에 피로시험용 스트레인 게이지 취부를 설정하였다. 이 부위들은 응력이 집중되거나 굽힘 모멘트가 가장 크게 부과되는 부분들로 실제 피로시험에서도 1, 2, 3번 게이지 부착부위에 균열이 발생하는 것이 관찰되었다.

Fig. 7은 본 해석에서 구해진 운동에너지와 변형에너지의 변화를 나타낸 것인데, 400 ms 이후에 규

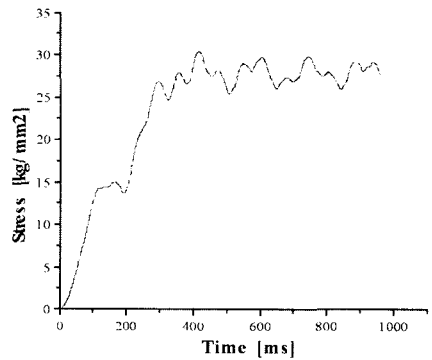
칙적인 모드로 변형에너지가 나타남을 알 수 있었다. 이는 실제 back moment 시험은 저속 내구 시험이므로 외부하중이 모두 변형에너지로 변환되어야 이상적인 해를 얻을 수 있으나, explicit code로 해를 구하면 항상 얼마만큼의 운동에너지가 항상 존재하게 되므로 같은 주기적인 응력변동 모드를 나타내게 된다. 각 위치별 응력결과는 Fig. 8과 같다.



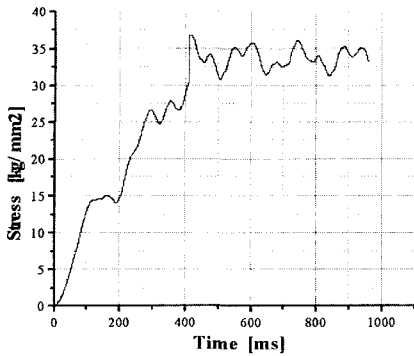
(a) Gauge #1



(b) Gauge #2



(c) Gauge #3



(d) Gauge #4

Fig. 8 Stress at each gauge position

### 3. 시트프레임의 Back moment 하중시험

시트 프레임의 강도 및 내구성과 신뢰성을 확보하기 위한 구조설계 과정에서 이론 식 및 유한요소 해석을 이용하고 있지만 해석결과의 신뢰성을 평가하기 위해서는 실제 제품에 대한 시험평가가 필요하다. 시험에는 여러 가지 방법이 있지만 스트레인 게이지(strain gauge)를 이용한 실험응력해석 방법이 가장 보편적이고, 정확도가 높아 널리 이용되고 있다.<sup>7,8)</sup>

본 연구에서는 유한요소해석을 통하여 얻어진 시트 프레임 취약부에 스트레인 게이지를 부착하여 실제 변형률을 측정하여 유한요소해석 결과와 비교하고, 취약부의 설계 보안을 통한 제품의 개발 및 품질향상에 필요한 자료로 활용하였다.

#### 3.1 변형률 측정

시트 프레임의 유한요소해석 결과를 통해 예상되는 취약부위에 단축 및 3축 스트레인 게이지를 이용하여 변형률을 측정하였다. 스트레인 게이지의 주요 부착위치는 Fig. 9에 나타난 바와 같으며, 1, 2, 3번 위치는 주 응력의 방향을 알 수 있기 때문에 단축 게이지를 이용하고, 하단 파이프와 메인파이프의 용접부에는 3축 스트레인게이지를 부착하였다.

본 시험은 back moment 조건인 시트 상단에서 후방으로 약 130 kg를 부하하는 조건이므로, 하중 부하시험기의 설정은 50 kg, 70 kg, 90 kg, 110 kg, 130 kg의 계단식 펄스를 초기에 세팅하여 순차적으로 하중이 부하되도록 하여 변형률을 측정하였다.

Table 2 Load-strain relations by the back moment

	Strain (μm)							
	1	2	3	4	5	6	7	8
0 kg	+0	-0	+0	+0	-0	+0	+0	+0
50 kg	+689	-647	+320	-22	-361	-341	+219	-62
70 kg	+953	-867	+438	+5	-498	-478	+298	-87
90 kg	+1233	-1148	+547	+21	-635	-603	+371	-120
110 kg	+1564	-1516	+625	+30	-799	-770	+462	-150
130 kg	+1800	-1842	+818	+36	-957	-928	+571	-163

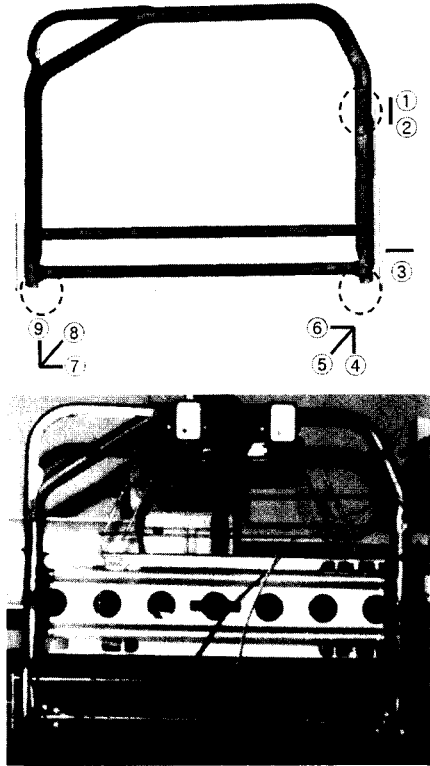


Fig. 9 Strain gauges in the side frame

각 게이지 부착부에서 측정된  $F-\epsilon$  결과는 Table 2와 같으며 시험 결과, 게이지 1, 2번의 위치에서 최대 변형률이 발생함을 알 수 있었다.

#### 3.2 변형률 결과를 이용한 응력분석

스트레인 게이지를 이용하여 측정된 변형률 값을 응력으로 환산하기 위하여 단축일 경우에는 y방향으로 당길 때의 경우를 생각해보면, x, y방향의 응력과 대응하는 스트레인을 각각 주 응력(principal stress)과 주 스트레인(principal strain)이라 하며,  $\sigma_x, \sigma_y,$

$\epsilon_x, \epsilon_y$ 의 관계는 다음 식으로 표시된다. 따라서, 변형을 측정에서 얻어진 단축 게이지에 대한 응력은 후크의 법칙에 따라 쉽게 응력을 구할 수 있다.

$$\sigma_x = 0, \sigma_y = \frac{K_y}{F}, \epsilon_x = -\nu \epsilon_y, \epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} \quad (3)$$

그러나, 주 응력 방향의 예측이 어려운 위치의 응력값과 주 응력 방향을 알아내기 위해서는 3축 스트레인 게이지를 사용하여 주 변형률과 주응력 데이터를 획득하여야 하며,<sup>7)</sup> 다음 식 (4), (5)에 의해 계산된다. 계산된 결과는 Table 3에 정리하였다.

$$\epsilon_1, \epsilon_2 = \frac{\epsilon_a + \epsilon_c}{2} \pm \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_c)^2 + [2\epsilon_b - (\epsilon_a + \epsilon_c)]^2} \quad (4)$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{E}{1-\nu} \frac{\epsilon_a + \epsilon_c}{2} \pm \frac{E}{1+\nu} \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_c)^2 + [2\epsilon_b - (\epsilon_a + \epsilon_c)]^2} \quad (5)$$

Back moment 시험에 의한 각 위치별  $F-\sigma$  관계를 정리하면 Table 3과 같다. 이 결과로부터 게이지 1번 위치에서는  $37.8 \text{ kg/mm}^2$ 의 인장 응력이, 게이지 2번 위치에서는  $38.7 \text{ kg/mm}^2$ 의 압축 응력이 발생한다. 그러나, 2.1 절에서 계산한 1번 위치에서의 굽힘응력 값은  $43.69 \text{ kg/mm}^2$ 으로 시험결과인  $38.7 \text{ kg/mm}^2$ 보다 13% 가량 큰데, 이러한 오차 요인은 첫째로 1번 위치는 고정지지 경계조건으로 가정되었으나 실제로는 브라켓 내부의 기어구조에 의해 회전이 가능한 상태로 구속되어 있고, 둘째로 이 부분의 응력 수준이 항복응력( $36.79 \text{ kg/mm}^2$ )을 초과하고 있으므로 탄성이론으로 가정하여 구한 응력 값이 실제보다 크기 때문이다.

$F-\sigma$  선도는 Fig. 10에 나타낸 바와 같이 거의 선형

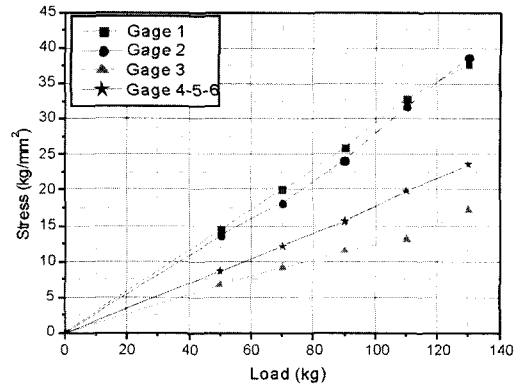


Fig. 10 Load-stress curves

적인 형태를 나타내고 있어 시험 범위 밖의 하중에 따른 응력값을 근사적으로 유추할 수 있음을 알 수 있었다.

#### 4. Back moment 해석 및 시험결과 종합

Back moment 조건에 대한 유한 요소 해석결과와 스트레인 게이지를 이용한 시험결과를 정리하면 Table 4와 같다. 결과로부터 실험결과와 해석결과가 비교적 일치하는 경향을 나타냄을 알 수 있었으며, 특히 1, 2번 게이지 위치에서 내구 문제를 유발할 수 있는 고 응력이 발생되고 있음을 알 수 있었다.

따라서, 1번과 2번 게이지 위치에서 발생하는 파손을 방지하기 위해서는 브라켓의 용접위치를 변경하는 것이 필요하며 또한, 용접부의 강도를 유지하기 위하여 용접부 품질관리를 엄격히 하여야 한다.

Table 4 Stress results of experiment and analysis

	Strain gauge 부착부의 stress 값 [kg/mm <sup>2</sup> ]			
	1번	2번	3번	4번
실험치	37.80	38.682	17.2	11.991
해석치	30.41	36.79	18.43	11.29

Table 3 Load-stress relations by the back moment

Load (kg)	Stress (kg/mm <sup>2</sup> )								
	1	2	3	Gage No. 4-5-6					
				$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\theta$	$\sigma_{eq}$
50	14.5	-13.6	6.7	58.6	-421.6	-1.56	-9.3	-24.2	8.65
70	20.0	-18.2	9.2	119.4	-592.4	-1.35	-12.8	-23.6	12.2
90	25.9	-24.1	11.5	173.4	-755.4	-1.23	-16.2	-23.8	15.6
110	32.8	-31.8	13.1	216.5	-956.5	-1.63	-20.5	-23.5	19.8
130	37.8	-38.7	17.2	256.4	-1148	-2.03	-24.7	-23.3	23.7

#### 5. 시트 프레임 부재의 피로시험

##### 5.1 피로시험 개요

시트 프레임은 파이프 구조물에 여러 가지의 브라켓으로 구성되어 있으며 이들 부품들은 대부분이 용접에 의해서 접합되어 있다. 일반적으로 용접 구조물의 피로강도는 접합부 형상, 용접 공정, 용접 위치 등에 의해서 크게 변하므로 설계 시에는 이들을

고려한 강도설계가 이루어져야 피로파손을 방지 할 수 있다.

따라서, 본 피로시험은 강도해석과 스트레인 게이지를 통한 정적시험으로 확인된 취약부위를 시편으로 제작하여 취약 부의 브라켓 형상과 용접위치 변화에 따른 부재의 피로시험을 통하여 내구성을 평가하고, 적절한 브라켓 형상 및 용접위치를 제시하여 동 부품의 안전성과 신뢰성을 확보하기 위하여 수행하였다.

### 5.2 부재의 피로시험

브라켓 형상과 용접 위치 변화에 따른 피로수명을 파악하기 위해 Fig. 11과 같이 5종류의 12개의 피로시험편을 제작하였다.

기존의 브라켓에서는 끝부분에서 파이프와 용접이 이루어졌으나, 시험 편 A, B는 각각 브라켓 끝에서 25 mm와 10 mm 안쪽으로 용접위치를 변경하여 제작하였다. 또한, 시험편 C, D, E는 파이프의 원주 방향으로 90° 정도 브라켓을 연장시켜 파이프를 감싸는 형식으로 type C는 브라켓 끝에서부터 모든 부위를 용접하고 삭정하였으며, type D는 브라켓 끝에서 안쪽으로 25 mm 위치에, type E는 10 mm 위치에 용접하여 시험편을 제작하였다.

피로시험에 사용된 시험기는 10톤 용량의 유압식



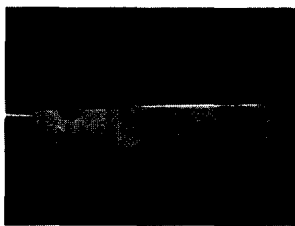
Fig. 12 Fatigue test for specimens

피로시험기(INSTRON)이며 500 kg 용량의 Load-cell로부터 하중을 측정하였으며 시험 그림은 파이프에 하중이 가해질 때 하중 점의 선 접촉을 피하도록 설계하였으며 시험의 효율성을 고려하여 Fig. 12에서 보는 바와 같이 2개의 시험편을 동시에 시험할 수 있도록 제작하여 피로시험을 하였다.

### 5.3 시험결과 및 용접부 위치변경 제안

5종류의 시험편에 대한 피로시험 결과를 Table 5에 정리하였다.

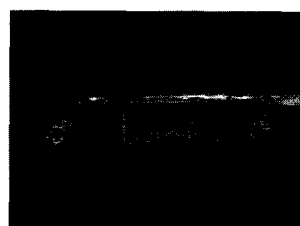
브라켓 용접위치를 각각 달리한 type A와 B의 시험결과, 브라켓 용접위치가 하중 점에 가까운 type B의 피로수명이 약간 길게 나타났으나 설계기준인 4만 회를 만족하지 못하였다.



(a) Type A



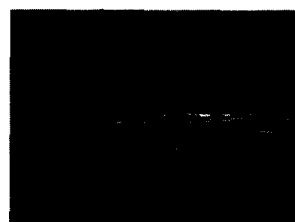
(b) Type B



(c) Type C



(d) Type D



(e) Type E

Fig. 11 Specimens for the fatigue test

Table 5 Results of the fatigue tests

시험편	파손 위치	수명(회)
A	A-1	브라켓 8,600
	A-2	브라켓 14,463
B	B-1	브라켓 15,919
	B-2	브라켓 21,782
C	C-1	파이프 40,336
	C-2	파이프 14,900
	C-3	파이프 8,537
D	D-1	브라켓 23,437
	D-2	브라켓 38,786
	D-3	브라켓 34,293
E	E-1	브라켓 27,270
	E-2	브라켓 22,435

또한, 용접부의 형상을 변경한 type C의 경우에는 브라켓 끝부분에 용접이 되어 있으므로 형상적인 응력집중 현상과 용접에 의한 강도저하로 피로수명 편차가 매우 크게 나타났으며, type D와 E처럼 브라켓을 원주방향으로 감싸면 약간의 피로수명이 연장되었으나 여전히 피로수명을 만족하지 못하였다. 이와 같이 브라켓 용접부의 형상을 변경하여도 설계기준을 만족하지 못함을 알았다. 결국 현재 시험편으로는 피로수명을 만족하지 못하므로 브라켓 용접부에 대한 설계변경이 있어야 할 것이다.

Type A와 B의 시험결과에서 알 수 있듯이 브라켓 용접위치를 가능한 한 하중 점에 가깝게 하는 것이 피로수명을 연장시킬 수 있을 것이다.

기존 브라켓 용접위치보다 하중 점에 가깝도록 50 mm 연장하여 브라켓을 용접하면, back moment에 의한 파이프 취약 부는 식 (2)에 의해 이론적으로 약 13.4%의 응력 감소 효과를 얻을 수 있었다.

제안된 용접위치로 제작된 부재에 대해 피로시험을 수행한 결과, 설계기준 4만 회를 만족하는 피로수명을 얻을 수 있었다.

## 6. 결론

자동차 시트 프레임의 강도설계 및 평가기술 개발에 관한 연구를 통하여 아래의 결론을 얻었다.

- 1) 구조역학의 이론적 방법론에 기초하여 시트 프레임의 강도를 계산하는 방법을 제시하였다.
- 2) 유한요소해석을 이용하여 응력해석을 수행하

고, 이론 해와 비교하여 타당성을 검증하였다.

- 3) 시트 프레임의 실험응력해석 결과와 유한요소 해석 결과가 잘 일치하였다.
- 4) Back moment의 부재 피로시험 통하여 내구성능을 평가하였는데 모든 시험편이 설계기준을 만족하지 못하여 브라켓 형상 및 용접위치의 변경할 필요가 있었다.
- 5) 피로시험 결과를 통하여 브라켓의 용접이 피로수명에 영향을 많이 미치므로 철저한 용접관리가 필요하며 기존의 브라켓 위치를 하중 작용점에 가깝도록 50 mm 연장하면 약 13.4%의 응력 감소효과가 있어서 설계기준 4만회를 만족하는 피로수명을 얻을 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 수탁과제로 수행된 연구결과의 일부임을 밝히며 연구에 협조해 주신 (주)한일 관계자 분들께 감사의 뜻을 표합니다.

## References

- 1) K. H. Digges, J. H. Morris, A. C. Malliar, "Safety Performance of Motor Vehicle Seats," SAE 930343, 1993.
- 2) J. H. Yim, C. H. Lee, C. K. Lee, "A Study of the Evaluation of the Rear Seat Back Structure During Luggage Impact," IBEC Automotive Body Interior & Safety Systems, 1996.
- 3) R. Davidson, J. Lee, Ed Pan, "Seat System Fatigue Test," SAE 950146, 1995.
- 4) H. Y. Lee, J. Y. Lim, H. Y. Bom, "The Finite Element Analysis of Car Seat Frame According to the FMIVSS Strength Test," Transaction of KSAE, Vol.7, No.6, pp.241-247, 1999.
- 5) Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., ABAQUS/Standard User's Manual Volume II, 2002.
- 6) PAM System International, PAM-CRASH Solver Notes & Reference Manual, 2002.
- 7) "Strain Gauge Based Transducers and Strain Measuring System," Stress Analysis & Safety Corporation, 2001.
- 8) "Standard Practice for Analysis of Strain Gauge Rosette Data," ASTM E 1561-93.