

차량 현가장치의 내구성 시험에 관한 연구

A Study on Durability Test Method of Vehicle Suspension Systems

백 운 경*

Woon-Kyung Baek

ABSTRACT

This paper shows the fatigue durability test method for vehicle suspension systems. Durability should be assured for the safe driving during vehicle life cycle. A computer simulation for the vehicle dynamics was used to obtain dynamic loads that were required for the fatigue durability test. Durability tests were done for an important load-carrying component of the suspension system. Stress analyses using stress-coat and strain gages were also done for the component. This study demonstrated an effective method for the fatigue durability test.

1. 서 론

차량 및 관련부품의 시험을 목적에 의해서 분류하면 기능시험과 강도시험으로 분류할 수 있다. 기능시험은 설계목표와 비교하여 제품의 성능이 제대로 나오는지 시험하는 것이고 강도시험은 사용기간동안 차량에 가해지는 외력에 대해 필요한 강도 및 내구성을 가지게 될 것인지를 시험하는 것이다. 특히 차량의 안전도와 관련하여 내구성은 중요한 제품특성의 하나이며 오늘날 제품의 시장 경쟁력을 확보하기 위해서는 충분한 내구수명이 보장되어야 한다. 차량의 내구수명을 시험하는 방법에는 다음과 같이 세가지 방법이 있을 수 있다¹⁾.

실제도로 주행시험(field test) : 이 방법은 실제로 차량이 사용될 동일한 환경에서의 주행시험을 통하여 차량의 내구성을 확인하는 방법이다.

표본도로 주행시험(proving ground test) : 이 방법은 실제도로의 열악한 환경을 집중적으로 모방하여 만든 인공도로에서 반복적으로 주행시험을 하는 것이다.

실내시험(laboratory test) : 이 방법은 실험실 내부에서 특별히 제작된 시험장비를 사용하여 차량에 대한 모의시험을 하는 것이다. 또한, 실내시험의 종류를 전체차량, 부분시스템, 또는 단품에 대한 시험으로 분류할 수 있다²⁾.

현가장치는 차량의 하중을 지지하고 또한 주행

* 부산공업대학교 차량공학과

중 노면으로부터의 진동하중이 차체에 전달되는 것을 최소화하기 위한 진동절연 장치이다. 따라서 현가장치는 노면으로부터 반복적인 하중과 충격하중에 견디도록 견고하게 설계 및 제작되어야 한다. 본 연구에서는 차량의 현가장치에 대한 피로내구성 시험에 관한 연구결과에 대해 기술하였다.

2. 현가장치의 피로내구성 시험을 위한 동역학 시뮬레이션

부품의 내구성시험을 위해서는 그 부품에 가해지는 동하중 이력을 결정하는 것이 대단히 중요하다. 본 연구에서는 기존의 야지주행용 차량에 대

Table 1 Dynamic parameters of a vehicle

Parameters	Values
Mass	
Gross Vehicle	2,648Kg
Chassis	2,298Kg
Wheel assembly	50Kg
Moments of inertia of the chassis	
Pitch moment of inertia	2,500Kg-m ²
Roll moment of inertia	900Kg-m ²
Yaw moment of inertia	2,300Kg-m ²
Moments of inertia of the wheel assembly	
I _{xx}	40Kg-m ²
I _{yy}	20Kg-m ²
I _{zz}	20Kg-m ²
Front suspension	
Spring rate	167,070N/m
Damper rate	
Rebound	20,207N-sec/m
Jounce	10,945N-sec/m
Friction force	472N
Bump stop stiffness	700,507N/m
Auxiliary roll stiffness	9,547N/m
Rear suspension	
Spring rate	369,165N/m
Damper rate	
Rebound	26,493N-sec/m
Jounce	12,509N/m
Friction force	498N
Bump stop stiffness	1,225,888N/m
Tire	
Normal stiffness	295,315N/m
Run-flat stiffness	1,751,259N/m
Radius	0.461m
Lateral stiffness	63,716N/rad

해 컴퓨터를 이용한 동역학 시뮬레이션을 수행하여 차량의 현가장치에 가해지는 동하중 이력을 구하였으며 이를 내구성시험에 사용하였다.

Table 1은 컴퓨터 시뮬레이션에 사용된 차량의 동역학적인 입력데이터를 보여준다³⁾.

Fig. 1에 이 차량의 현가장치에 대한 스케치도가 나타나 있다. Fig. 1에 나타나 있는 하부 콘트롤 암(lower control arm)의 좌단은 조인트 L1과 L2를 통하여 차체의 프레임에 연결되어 있으며 우단은 조인트 L3를 통하여 바퀴에 연결되어 있다. 또한 그림에 TSDA라고 표시한 것은 스프링과 속압소버를 나타낸 것이며 TSDA의 상부는 프레임에 연결되어 이를 통해 하부 콘트롤 암이 차체의 하중을 지지하고 있다. 상부 콘트롤 암은 조인트 U1과 U2를 통해 프레임과 연결되어 있으며 U3를 통해 바퀴와 연결되어 있다. 현가장치의 각 부품에 대한 개략적인 하중분포를 관찰하기 위하여 차량 모델에 대한 정적해석을 수행한 결과 Table 2와 같은 결과를 얻었다. Table 2에 나타난 바와 같이 스프링 및 속압소버에 해당하는 TSDA에서 콘트롤 암에 대해 가장 큰 하중이 부가됨을 알 수 있다.

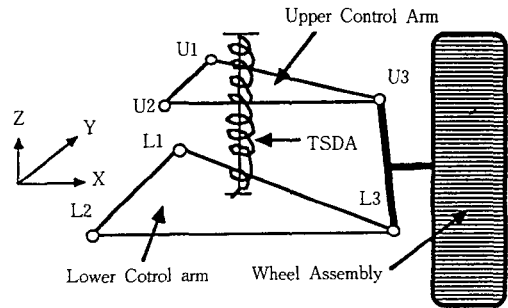


Fig. 1 Suspension system

본 연구에서는 실험실내에서 가속화된 피로내구성 시험을 하기 위하여 Table 1에서의 공차상태의 차체질량 대신에 무거운 화물을 실었다고 가정하여 차체질량을 Table 3과 같이 수정하였다. 적차상태의 차량에 대해서 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 동적해석 결과 하부 콘트롤 암의 스프링 마운트 부위에 가해지는 동하중 이력이 Fig. 2에 나타나 있다. 콘트롤 암은 대부분의 차체하 중을 지지하는 중요한 부품이다.

Table 2 Static loads in the suspension system

Joint Name and Force Direction	Force Value
Joint U1	
Fx	-2,036N
Fy	-223N
Fz	-931N
Joint U2	
Fx	-1,070N
Fy	-20N
Fz	-495N
Joint U3	
Fx	3,107N
Fy	248N
Fz	1,524N
Joint L1	
Fx	1,223N
Fy	-343N
Fz	-180N
Joint L2	
Fx	3,257N
Fy	344N
Fz	8,416N
Joint L3	
Fx	-4,500N
Fy	6N
Fz	3,818N
TSDA	
Fx	20N
Fy	0N
Fz	-11,860N

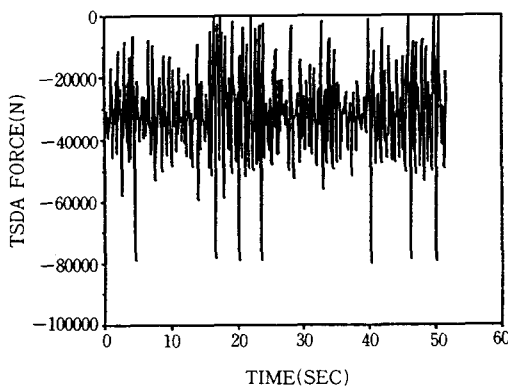


Fig. 2 Dynamic loads for the control arm

Table 3 Modified mass

Parameters	Values
Mass	7000Kg
Pitch Moment of Inertia	5800Kg-m ²
Roll Moment of Inertia	1484Kg-m ²
Yaw Moment of Inertia	6271Kg-m ²

3. 내구성시험을 위한 시험장치 제작

콘트롤 암의 내구성시험을 위해서 Fig. 3에서와 같은 시험장치(test fixture)를 설계 제작하였다. 콘트롤 암의 스프링 마운트 부위에 동하중을 가하기 위하여 Fig. 3과 같이 한 개의 유압액츄에이터와 지렛대와 유사한 레버를 이용하였다. Fig. 3에서 나타난 바와 같이 콘트롤 암은 수평면과 약 30도의 경사가 지도록 위치되었는데 이 각도는 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 차량의 동적해석에서 구할 수가 있었다. 동적해석 결과로부터 콘트롤 암은 이 위치를 중심으로 진동하는 것으로 나타났기 때문에 실험장치에서도 이와 유사한 조건을 부여하기 위하여 이 각도로 경사지게 하였다.

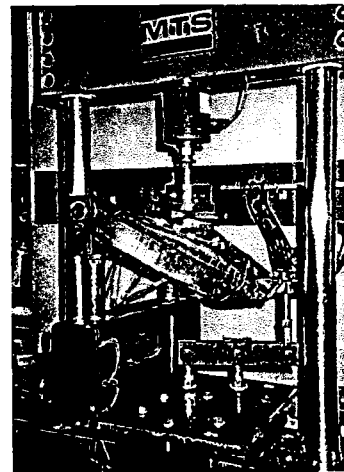


Fig. 3 Test fixture

Fig. 3과 같이 하부에 있는 액츄에이터에 의해 하중이 가해져서 이 하중이 레버를 통하여 콘트롤 암의 오른쪽 선단에 있는 볼조인트와의 연결부에 해당하는 위치에 전달되게 된다. 그러나 본 장치

에서 콘트롤 암에 가해지는 하중의 제어는 스프링 마운트 부위에 접하고 있는 로드 셀(load cell)을 통해서이다. Fig. 4에는 콘트롤 암에 동하중을 가하기 위한 장치에 관한 도해가 나타나 있다. 이 시험에 사용된 로드셀은 최대 89kN의 하중을 측정할

수 있으며 이 시험장치에 사용된 모든 부품은 시편 보다 먼저 피로파괴가 되지 않도록 액츄에이터가 최대 300kN의 정하중 을 가할 경우를 가정하여 각 부품의 강도를 설계하였고 주요부품은 열처리를 하였다.

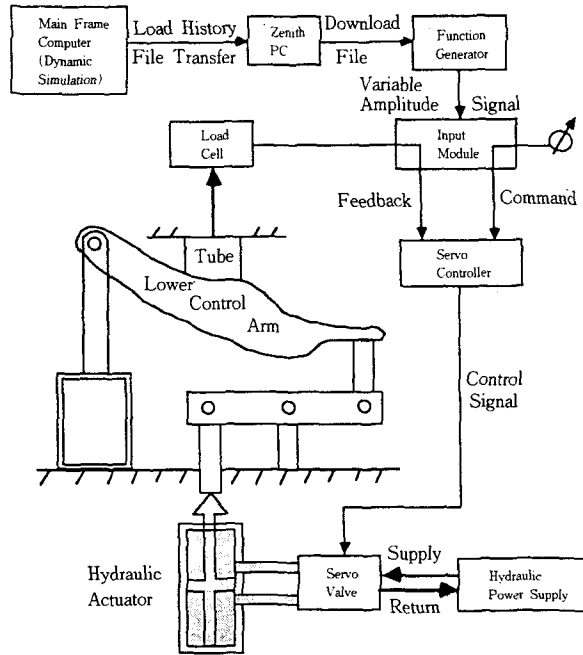


Fig. 4 Schematic diagram of the testing equipment

4. 응력측정 시험

4.1 응력피막 시험(Stress-coat test)

이 시험은 응력크기에 대한 정확성이 크게 요구 되지 않는 응력해석에 사용된다. 이것은 금속의 표면에 강한 취성의 피막을 입히는 것이다. 처음에는 액체상태로 분무되어 약 24시간이 경과한 후에는 금속표면에 견고하게 밀착된다. 본 연구에서는 부품전체의 응력분포의 경향과 응력집중 부위를 개략적으로 알아내기 위하여 이 방법이 사용되었다.

부품에 하중을 가하여 단계적으로 하중을 높여 가게 되면 모재(base metal)가 비록 탄성 한도 내에서 변형한다고 하여도 금속 표피에 부착된 응력

피막은 취성이 강하므로 균열을 일으키기 시작한다. 이 균열은 최대 주변형율(maximum principal strain)의 방향과 수직되게 생기므로 최대 주응력(maximum principal stress)의 방향을 관찰할 수 있다. 이 응력피막은 보통 상온에서 500microstrain 정도에서 균열이 시작되며 5000microstrain 정도 이상이 되면 금속의 표면에서 떨어지기 시작한다. 따라서 500~5000microstrain의 영역에서 응력피막의 균열을 관찰할 수 있다. 이 응력피막 시험으로부터 응력집중 부위가 관찰되었으며 보다 정확한 응력해석을 위한 스트레인 게이지의 부착위치를 결정하는데 사용되었다. Fig. 5는 콘트롤 암의 응력집중 부위에서의 응력피막의 균열을 보여주고 있다.

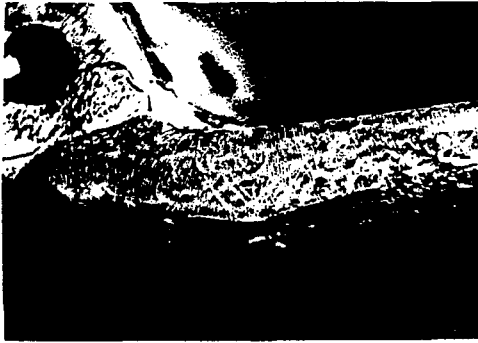


Fig. 5 Cracks in the stress coat

4.2 스트레인 게이지시험(Strain gage test)

부품의 표면에 있어서의 응력분포는 2차원적이기 때문에 응력해석을 위해서는 세 방향의 변형율(strain)에 대한 측정이 필요하다. 스트레인 로제트(strain rosette)를 사용하면 이 세 방향의 변형율로부터 주응력을 계산할 수 있으나 응력피막 시험을 통하여 이미 주변형율(principal strain)의 방향이 나타났기 때문에 주변형율의 방향과 이에 수직 한 방향으로 부착된 2개의 스트레인 게이지를 통해서도 2차원 응력치를 구할 수가 있다^{4,5)}.

Fig. 6은 콘트롤 암에 스트레인 게이지를 부착

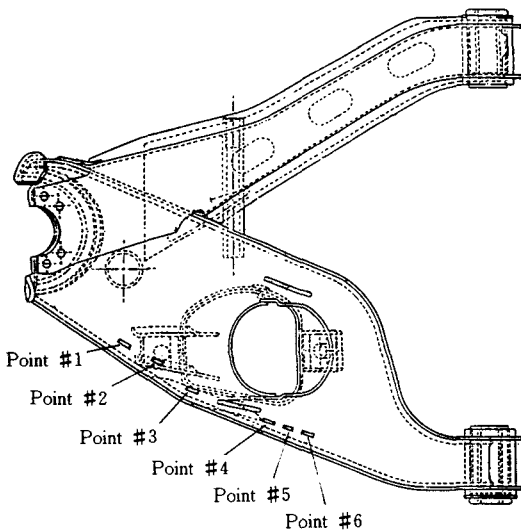


Fig. 6 Strain gage positions

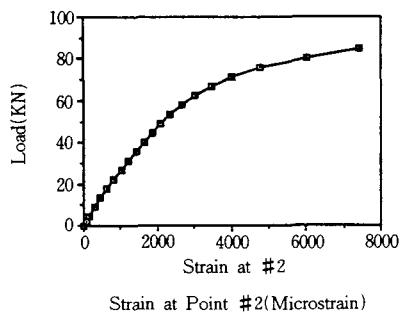
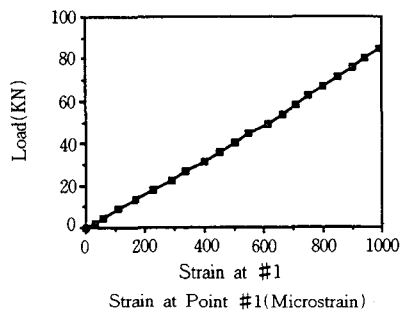
한 위치를 보여준다. Table 4에서는 10kN의 하중을 가했을 때 각 위치에서의 변형율의 수치를 보여주며 Table 5에서는 이 변형율로부터 계산된 응력치를 보여준다. 참고로, 콘트롤 암의 재료물성치는 Table 6과 같다. 계속하여 85kN까지 단계적으로 하중을 높여 나가면서 Fig. 7과 같이 하중과 변형율과의 곡선을 얻을 수 있었다. 특히 point #2에서는 콘트롤 암이 전체적으로는 탄성변형을 하더라도 국부적으로는 소성변형이 가능함을 보여주고 있다. 이러한 국부적인 소성변형이 피로균열을 일으키는 원인이 된다.

Table 4 Strains under 10kN loads

	Microstrains at 6 Gage Locations					
	#1	#2	#3	#4	#5	#6
ϵ_1	129	348	315	247	214	175
ϵ_2	0	72	-71	-58	-60	-60

Table 5 Stresses under 10kN loads

	Stresses at 6 Gage Locations(MPa)					
	#1	#2	#3	#4	#5	#6
σ_1	28.6	81.5	65.1	58.3	44.2	35.1
σ_2	0.0	37.8	41.7	2.7	3.0	-2.2



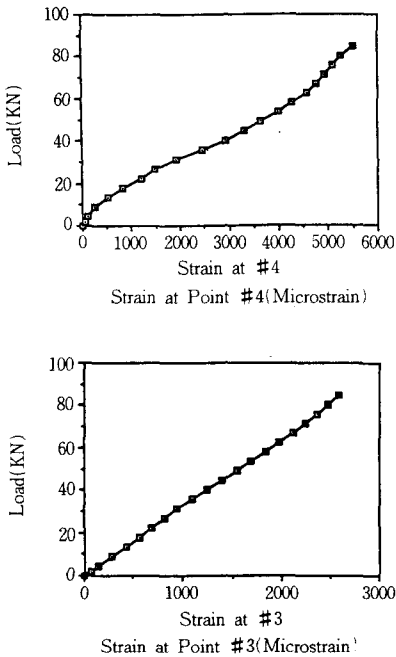


Fig. 7 Loads vs. strains

Table 6 Material properties of the control arm

Properties	Values
Modulus of Elasticity	203GPa
Poisson's Ratio	0.29
Brinell Hardness	156
Ultimate Strength	531MPa
Yield Strength	331MPa
True fracture Strength	1000MPa
% RA(Reduction of area)	72
True Fracture Ductility	1.24
Strain Hardening Exponent	0.19
Strength Coefficient	903MPa

5. 피로내구성 시험

5.1 시험에 사용된 동하중

차량모델에 대한 동적해석 시뮬레이션으로부터 콘트롤 암에 대한 동하중이력을 얻었고 이를 피로 내구성 시험에 사용하였다. Fig. 2에 보여진 동하중이력을 콘트롤 암에 가하기 위하여 variable amplitude function generator를 사용하였다⁶⁾. 이 func-

tion generator는 시편에 가변하중을 가하기 위한 전기신호를 생성시키는 장치이다. 이를 위해 순간 최대하중치를 1000으로 기준하고 나머지 하중치들을 비례적으로 정규화(normalize)하였다. Load cell로부터 측정되는 출력신호가 function generator로부터의 입력신호와 일치하도록 하기 위해 수차례의 조정(calibration)을 통하여 Fig. 8과 같은 출력신호를 얻을 수가 있었다. Fig. 8의 출력신호에 해당하는 동하중이력을 1개의 하중블록(load block)으로 정의하고 이같은 하중블록을 시편이 피로파괴가 될때까지 반복하여 가하였다.

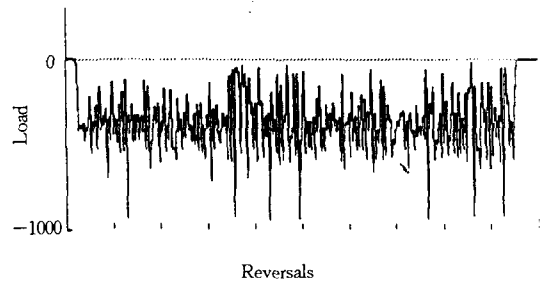


Fig. 8 Output signals from the load cell

5.2 동적 스트레인 측정

Fig. 9와 같은 2개의 위치에 동적 스트레인게이지를 부착하여 Fig. 2와 같은 1블록의 동하중이력

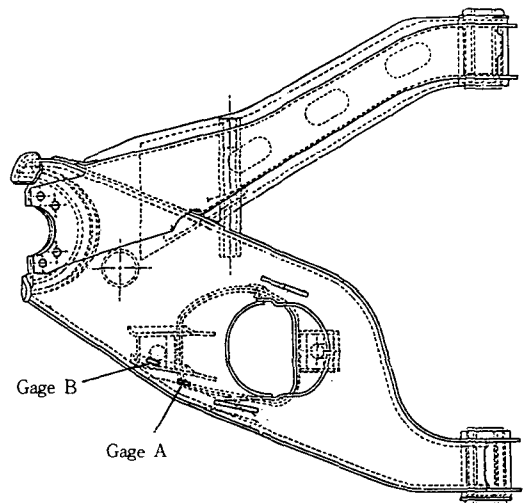
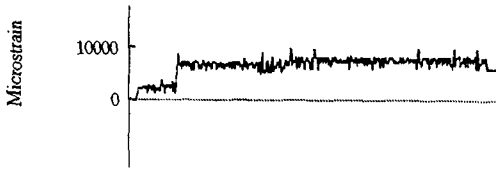
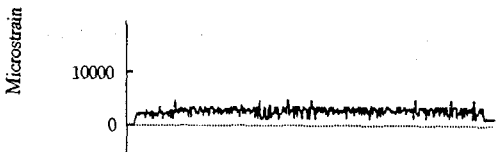


Fig. 9 Dynamic strain gage positions

을 가하였다. Fig. 10에서는 각 부위에서의 동적스트레인 곡선을 보여준다. Fig. 10(a)와 Fig. 10(b)를 비교하여 보면 게이지 A가 부착된 위치가 게이지 B가 부착된 위치보다 전반적으로 더 큰 변형율을 보여줄을 알 수 있다. 또한, Fig. 10에서는 국부적으로 반복적인 소성변형을 포함한 변형율을 보임을 알 수 있다.



(a) Gage A



(b) Gage B

Fig. 10 Dynamic strain curves

5.3 피로균열 생성시험

이 시험에는 콘트롤 암 3개를 피로내구성 시험용 시편으로 사용하였다. 피로수명은 콘트롤 암의 표면에 육안으로 볼 수 있는 약 2mm 길이의 균열이 생성될 때까지의 하중블록 수(number of loading blocks) 또는 리버설 수(number of reversals)로 정의하였다. 이러한 정의는 대부분의 피로시험에서 피로균열 생성수명의 기준으로 사용되고 있는 정의이다. Table 7에는 3개의 시편에 대해 피로균열이 발생할 때까지의 블록 수, 균열의 길이, 균열의 위치를 보여준다.

Table 7 Fatigue durability test results

Specimens	Fatigue Life (# of Blocks)	Crack Length at Failure	Crack Location
A	1218	2mm	# 1
B	1043	5mm	# 1
C	850	3mm	# 1

피로균열은 3개의 시편 모두 동일하게 1번 위치

에서 발생하였다. Fig. 11은 피로균열이 생긴 위치를 보여준다. 균열의 크기를 정확히 2mm가 되는 순간을 관찰하는 것이 매우 곤란하였기 때문에 관찰된 균열의 길이가 조금씩 차이가 있었다. 1번 위치는 응력해석으로부터 최대의 응력집중을 나타낸 위치와 동일하였다. 3개의 시편에 대해 모두 피로균열을 생성시킨 후 그중 한 시편에 대하여 계속하여 도합 1136회의 하중블록을 반복한 결과 Fig. 11과 같이 2번 위치에 두번째 균열이 생성되었으며 그동안 1번 위치의 균열은 계속 성장하여 마침내 2번 위치의 균열과 연결되었다. 그 후 합쳐진 균열은 급속도로 진전하였기 때문에 시험장치의 파손을 우려하여 시험을 종료하였다.

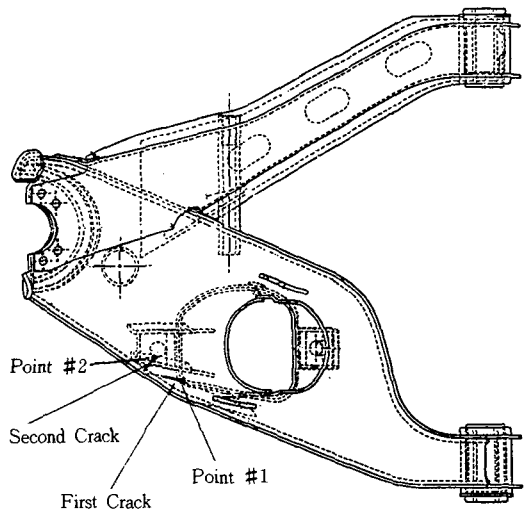


Fig. 11 Fatigue cracks in the control arm

6. 결 론

새로운 현가부품의 설계를 한다든지 혹은 기존 현가부품의 설계변경을 한 후에는 최종적으로 내구성시험을 통하여 내구성보장을 하게 된다. 그러나 차량의 현가부품에 대한 피로내구성 시험을 위하여 실제 그 부품이 사용되는 환경을 설정하기가 대단히 어렵다. 이러한 경우에 본 연구에서와 같이 컴퓨터 시뮬레이션과 부품의 내구성시험을 병행함으로써 내구성시험의 효율을 높일 수가 있다.

참 고 문 헌

- 1) Wenstrup, L., Pickornik, W., and Agarwal, A., Testing for Product Validation, Prediction and Simulation of In-Service Conditions, IMechE(The Institution of Mechanical Engineers) Conference Publications, 1 Rirdcage Walk, London SW1, pp. 119~129, May, 1985.
 - 2) Shibata T., Miyajima M., Tani M., and Yoneda E., Laboratory System Endurance Testing, Closed Loop, The Magazine of Testing and Simulation Technology/Winter, MTS Systems Corporation, Box 24012, Minneapolis, Minnesota 55424, pp. 10~16, 1985.
 - 3) Baek, W.K. and Stephens, R.I., Computational Life Prediction Methodology for Mechanical Systems Using Dynamic Simulation, Finite Element Analysis, and Fatigue Life Prediction Methods, Technical Report R-71, Center for Computer Aided Design, The University of Iowa, Iowa City, Iowa 52242, 1990.
 - 4) Dally, J.W., and Riley, W.F., Experimental Stress Analysis, McGraw-Hill Book Company, 1978.
 - 5) Catalog 400, Strain Gage Listings, Micro-Measurements Division, Measurements Group, Inc., P.O. Box 27777, Raleigh, North Carolina 27611, 1988.
 - 6) SOMAT Function Generator User's Manual, SoMat Corporation 702 Killarney, Urbana, IL 61801, 1989.
-