

## 차량 부품의 내구도 해석과 실험의 비교

박 동 운<sup>1)</sup> · 박 수 진<sup>2)</sup> · 유 완 석<sup>\*3)</sup>

부산대학교 기계설계공학과<sup>1)</sup> · 국방기술품질원<sup>2)</sup> · 부산대학교 기계공학부<sup>3)</sup>

### Durability Analysis and Experiments of a Vehicle Component

Dongwoon Park<sup>1)</sup> · Sujin Park<sup>2)</sup> · Wansuk Yoo<sup>\*3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Design Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

<sup>2)</sup>Defense Agency for Technology and Quality, Changwon PO Box 24, Changwon-si, Gyeongnam 641-600, Korea

<sup>3)</sup>School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received 19 April 2006 / Accepted 26 July 2006)

**Abstract** : In design stage of vehicles, the application of virtual durability analysis techniques enables us to cut down the necessary time and cost to carry out various physical experiments. In this study, computer simulations of vehicle suspensions were carried out with DADS program including component flexibility, and the durability analysis of vehicle components was executed with MSC/Fatigue program using the load history obtained from vehicle dynamic simulation. Driving test of a vehicle was also carried out to obtain precise input data for the durability analysis, and the results of virtual durability analysis were compared to those of experiments.

**Key words** : Durability(내구성), Flexible multibody dynamics(탄성체 동역학), Load profile(하중이력), Life diagram(수명선도), Fatigue analysis(피로해석), Regeneration of road profile(노면형상재구성)

### 1. 서 론

국산 자동차의 개발 및 제조 기술은 많은 발전을 거듭하여 승차감과 조종 안정성 등 많은 부분에서 선진국과 대등한 수준에 이르렀다. 하지만 지속적인 자동차 산업의 경쟁력을 확보하기 위해서는 빠르게 변화하는 시장의 요구에 맞는 상품을 얼마나 시기적절하고 값싸게 공급하느냐가 매우 중요한 과제로 부각되었다. 이를 위한 방법으로 컴퓨터를 이용한 가상공간에서의 시뮬레이션은 자동차 산업 전반에 활발히 사용되고 있다. 특히 자동차 설계단계에서 가상내구시험 기법을 응용하는 것은 부품 및 조립품 전체의 내구성을 예측하여 다른 설계 분야에 비해 상대적으로 많은 시간이 소요되는 내구

성능 시험 기간을 단축함은 물론이고, 내구 성능 향상에 큰 효과를 가져 올 수 있을 것이다.

모듈단위의 성능 해석을 위해서는 시스템의 비선형적인 특성을 정확히 표현 할 수 있어야 하고, 이를 위해서는 주파수와 진폭에 따라 가장 큰 비선형 특성을 나타내는 부상과 타이어의 정확한 모델이 요구된다. 타이어 모델의 경우 지면의 마찰과 고무의 비선형특성 그리고 공기 압력과 같은 많은 비선형 요소들로 인해 그 모델링이 매우 어렵다. 따라서 이러한 비선형적 특성을 주파수 응답함수를 이용하여 선형적 응답모델에 적용할 수 있는 비선형 성질을 내포한 가상노면을 재구성하여 타이어의 응답 특성을 나타내고자 한다.

본 연구에서는 자동차 현가모듈에 대한 모델링을 수행하고 탄성체를 이용한 다물체 동역학(flexible

\*Corresponding author, E-mail: wsyoo@pusan.ac.kr

multibody dynamics) 해석으로부터 동특성에 의한 조인트 반력을 추출하여 가상내구해석을 수행하였다.<sup>1-3)</sup> 이를 위하여 부품의 탄성효과까지 고려한 탄성 다물체 동역학 해석과 유한 요소 해석 및 전산 내구 해석을 수행하였다. 그리고 근사화한 4채널 가진 시스템을 구성하고 시스템의 주파수 응답함수를 구하여 실차 실험에 의한 가속도 데이터를 이용하여 가상노면을 재구성하였다. 또한 차량 주행 시험을 수행하고 이로부터 얻어진 신호를 바탕으로 현가 부품에 대한 내구 시험을 수행하였고, 이를 가상 내구 시험에 대한 결과와 비교하였다.

## 2. 전차량 동역학 해석 결과

내구해석 과정에서 전차량 동역학 해석은 각 부품에 작용하는 하중이력을 차량 시험을 실시하지 않고 추출하기 위하여 수행된다. 차량이 주행할 때 지면으로부터 전달되는 힘은 각 부품을 거쳐 차량 전체에 영향을 끼친다. 이 과정에서 각 부품사이의 조인트 부분에는 반력이 존재하고 이 반력들은 매우 불규칙적인 진동으로써 각 부품의 수명에 영향을 주게 된다.

각 부품에 전달되는 힘은 각 부품별로 따로 떼어 놓고 생각할 수가 없다. 따라서 전차량 모델이 필요하고 이 전차량 모델에 가상노면을 주행함으로써 올바른 하중이력을 추출할 수 있다. 전 차량동역학 해석을 위해서는 차량 각 부품의 동역학적 모델과 타이어 모델 그리고 복잡한 지면에 대한 모델이 필요하다. 이 세가지는 차량의 동역학 해석 결과의 정확성을 좌우한다.

본 논문에서는 내구해석을 위해 시판중인 차량을 선정하고 차량의 각 부품을 강체로 가정하여 모델링 하였다. 로우 컨트롤 암의 내구해석을 위해 필요한 부품들은 탄성체로 모델링하여 동역학 해석을 수행하여 각 조인트에 걸리는 반력을 추출하였다.

### 2.1 4채널 가상노면 재구성

가진시스템에 의한 노면의 재구성 과정을 Fig. 1에 나타내었다. 우선 백색가진(white noise)을 각 타이어에 해당하는 부분에 입력하여 각각의 입력에 대한 타이어 휠의 가속도 응답이 차량의 주파수 응

답이 된다. 식 (1)은 주파수응답함수(FRF) 계산을 위한 가진 입력으로 사용된 백색잡음 노면의 데이터를 의미한다. 식 (2)는 FRF를 계산하는 수식을 의미하며, 식 (3)은 차량의 노면입력과 휠 가속도 응답사이의 전달함수 특성을 표시하는 수식이다. 여기서,  $\{X\}$ 는 각 바퀴에 작용하는 노면의 가진 입력을 의미하며,  $\{Y\}$ 는 각 바퀴의 수직방향 가속도,  $[H_{ij}]$ 는 노면과 타이어 사이의 FRF 행렬을 의미한다.

$$X_i(f_k) = \Delta t X_{ik} = \Delta t \sum_{N=0}^{N-1} x_{in} e^{\left(\frac{-j2\pi kn}{N}\right)} \quad (1)$$

$$H(f) = \frac{G_{xy}}{G_{xx}} = |H(f)| e^{-j\phi(f)} \quad (2)$$

$$\{Y\} = |H_{ij}| \{X\} \quad (3)$$

구해진 주파수 응답함수를 이용하여 노면을 재구성하게 된다. 각주파수에 대한 응답함수를 이용하여 식 (4)와 같이 역함수를 이용하여 새로운 노면을 만들어 낸다.

$$X(f)_i = H^{-1}(f) \cdot Y(f)_i \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} & H_{14} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} & H_{24} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} & H_{34} \\ H_{41} & H_{42} & H_{43} & H_{44} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ Y_4 \end{bmatrix} \quad (5)$$

식 (5)는 4개의 채널에 해당하는 매트릭스 형태의 표현이다.

이 과정에서 초기에 입력한 노면에 대한 차량모델의 가속도 응답과 실험에 의한 가속도 응답과의 오차 값을 보정하게 된다.

$$E(f)_i = Y(f)_{i,test} - Y(f)_{i,simulation} \quad (6)$$

$$Y(f)_i = Y(f)_{i-1} + E(f)_i \cdot Gain \quad (7)$$

식 (6)과 (7)은 오차 값의 보정 과정을 나타낸 식이다. 보정된 Y(f)값과 구해진  $H^{-1}$ 에 의해 첫번째가상노면이 만들어진다. 첫번째 가상노면을 이용한 모델의 가속도응답과 실험에서의 가속도응답을 비교

하여 오차 값을 보정하여 다시 노면을 재구성한다. 이러한 과정을 되풀이함에 따라 가상노면에서의 휠의 가속도 응답은 실험에서의 응답으로 근접해 간다.

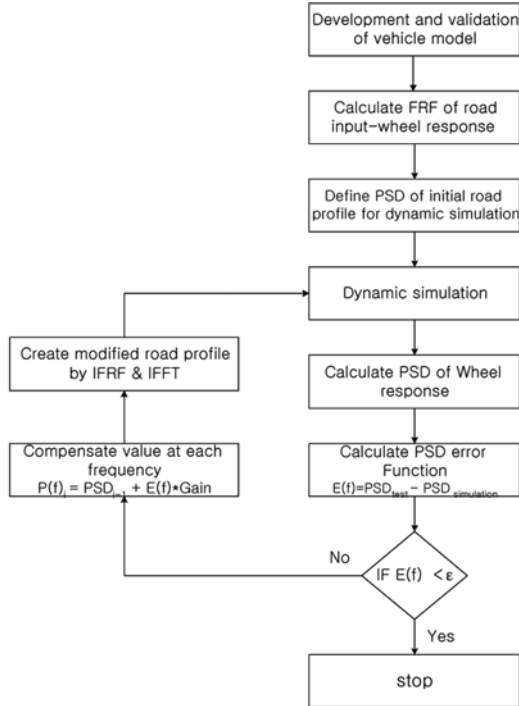


Fig. 1 Flow chart of the road regeneration method

## 2.2 전차량 모델링

내구해석을 위한 차량모델은 차체와 서스펜션을 포함한 모델이다. Fig. 2는 DADS 프로그램<sup>4)</sup>을 이용하여 모델링한 차량의 모습이다. 전륜은 맥퍼슨 현가장치로 구성되어 있고 후륜은 멀티링크로 되어 있다. 각 서스펜션은 샤시에 연결되어 있고 우선 모든 부품은 강체로 모델링하였다. 그리고 각 서스펜션의 부품에는 부상 모델이 적용되었다. 모델링된 차량은 총 28자유도를 가진다.

주행 시뮬레이션에 사용한 타이어는 DADS Full 타이어 모델이며 모델링에 필요한 타이어 강성과 감쇠상수 그리고 마찰에 관한 계수들은 표준수치를 사용하였고 차체에 사용한 부상 모델은 선형 부상 모델을 사용하였다.

로우 컨트롤 암은 10,810개의 쉘(shell)요소로 모델링을 수행하였고, ANSYS<sup>5)</sup> 프로그램을 사용하여

응력해석을 수행하였다. 로우 컨트롤 암의 재질은 탄성계수 21,000 kgf/mm<sup>2</sup>, 프와송비 0.3을 가지는 연강이며, 부상이 장착되어 있는 조인트 부위에는 구속되는 자유도를 고려하여, 각 부식의 축 방향 자유도를 제외한 나머지를 구속하여서 경계조건을 부여 하였다. 요소데이터와 진동모드, 변형형상에 대한 결과 데이터 등을 DADS Flex를 통해 입력하여, 기존의 강체 모델을 탄성체 모델로 교체하였다. Fig. 3은 모드해석에 사용된 로우 컨트롤 암의 유한요소 모델이다.

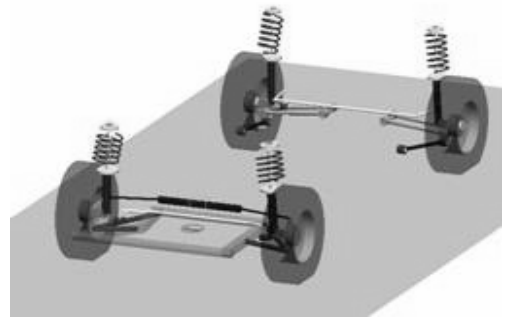


Fig. 2 Full car modeling



Fig. 3 Finite element model of Low control arm

## 2.2 주행 시뮬레이션

주행 시뮬레이션은 실험을 통한 조인트 반력 측정을 대신하는 것으로서 복잡한 실험시스템이나 많은 센서를 요하는 실험의 비효율적 절차를 개선할 수 있다. 본 연구에서는 차량동역학 해석을 수행한 뒤 다물체 동역학 해석기법에 의한 조인트 반력을 계산해 내어 이를 하중이력으로 사용하여 차량부품의 내구성을 해석하였다.<sup>6)</sup>

차량에 사용하는 부품의 내구해석을 위해서는 특정 상황에 따른 하중이력이 요구된다. 특히 굴곡이 심한 노면이나 급정지, 급커브 또는 요철(bump)에 의한 충격 등이 고려되어야 한다.

따라서 4가지 조건에 대하여 하중이력을 추출하였으며 각각의 경우는 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Driving conditions

가진조건	차속	노면상태	조작상태	가속도
벨지언주행	30 Km/h	심한굴곡	정속주행	
급정지	96 Km/h	평지	브레이크	0.85G
급커브	30 Km/h	평지	조향	0.73G
요철통과	30 Km/h	평지	정속주행	6G

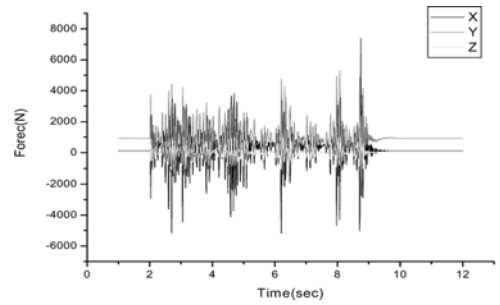
차량의 주행 시뮬레이션을 통해 나타난 차체의 가속도 값을 기준으로 차량의 속도와 조작형상을 구현하였으며 가속도 값의 기준은 가속조건에 해당하는 차량거동을 표현한다. 특히 요철 통과시 6G의 가속도는 일반적인 요철이 아닌 매우 높고 경사진 형태의 요철을 통과할 경우 로우 컨트롤 암이 받는 가속도를 의미하며 6G의 가속도는 물리적으로 매우 큰 가속도이다.

내구해석에서 하중이력으로 사용하게 될 조인트 반력은 로우 컨트롤 암과 너클의 연결지점인 구면 조인트에서 추출하였다.

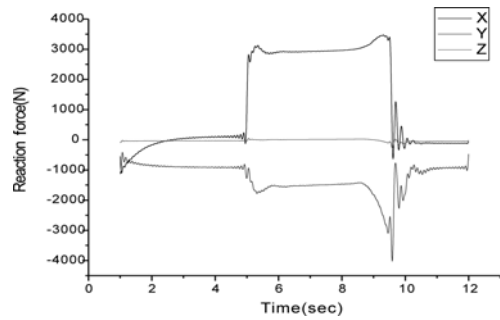
Fig. 4에 주행상황에 따른 조인트 반력을 나타내었다. 벨지언 노면은 내구해석에 주로 사용되는 노면으로서 노면의 굴곡이 심하고 형상이 매우 비선형적이며 주파수 특성까지 가지고 있어 매우 험한 노면에 해당한다. 주행에서 최고 조인트 반력은 약 8,000N 정도의 큰 힘이 나타났고, 전반적으로 X(전후)와 Y(좌우)방향에 대한 반력이 매우 크게 나타나며 Z(상하)방향의 반력은 스프링과 댐퍼의 감쇠와 회전조인트의 자유도에 의해 크게 나타나지 않는다.

급감속 시뮬레이션에서의 조인트 반력은 제동력이 작용하는 동안 크게 나타나며 일정한 크기의 힘이 정지시까지 지속된다.

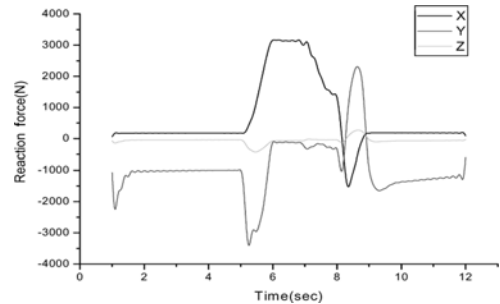
급커브 시뮬레이션에서는 30km/h의 속도로 주행하는 차량에 사인(sine)파 형태의 급격한 조향을 입력할 때 약 3,000N의 힘이 지속적으로 로우 컨트롤 암에 작용하는 것을 알 수 있다. 8초 이후 나타나



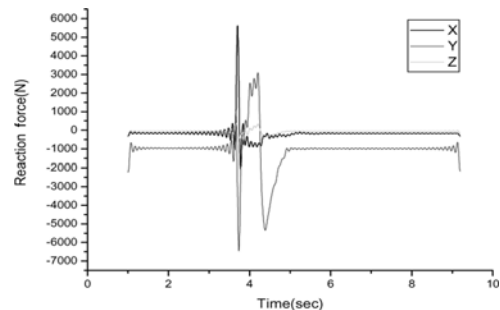
(a) Running over the belgian road



(b) Braking



(c) Cornering



(d) Passing a bump

Fig. 4 Joint reaction forces obtained from simulation

는 반력은 조향 휠을 원위치 시키는 과정에서 차체가 반대방향으로 치우치며 발생하는 반력이다.

실제 주행 중 자주 만나게 되는 요철통과 시뮬레이션에서는 급격한 사인파로 모델링된 요철을 통과

할 때 매우 큰 반력이 발생하지만, 지속시간은 짧다. X, Y축 방향에 대한 조인트 반력은 크게 나타나지만 Z축에 대한 조인트 반력은 작게 나타난다.

### 3. 수명계산 및 취약부위 파악

피로해석은 상용 프로그램인 MSC/Fatigue<sup>7)</sup>를 이용하였다. ANSYS에 의한 응력 해석 결과와 주행 시물레이션을 통한 하중이력을 각각의 축 방향에 대해서 구성하고 다축 피로해석을 수행하였다.

Table 2는 4가지 운전조건에 대해 주행하였을 때 로우 컨트롤 암의 수명을 계산한 결과이다. Fig. 5에 로우 컨트롤 암의 수명선도를 살펴보면 부싱이 장착된 노치 부위는 공통적인 취약 부위이며, 굽힘에 의한 위험 부위로는 부싱이 있는 취약 부위에 가까운 반대편 곡선부임을 알 수 있다. 이곳은 로우 컨트롤 암의 형상으로 보아 굽힘 모멘트에 대해서 위험 단면이 되는 부위이며, 특히 차량의 주행 방향에 따른 종 방향(longitudinal) 하중에 대해 위험하다. 벨지언로와 급정지, 급전회에 대한 수명선도를 각각 Fig. 6~8에 나타내었다. Fig. 6~8을 살펴보면 로우 컨트롤암에서 진하게 표시되는 부분은 많은 하중을 받는 부분으로 다른 부분에 비해 낮은 수명을 가지게 되므로, 부품의 수명을 결정하는 부분이 되었다.

Table 2 Life prediction

가진조건	로우 컨트롤 암의 수명(cycles)
벨지언로	1.31E4
0.85G braking	3.38E4
0.73G cornering	1.25E4
6G bumping	1,122

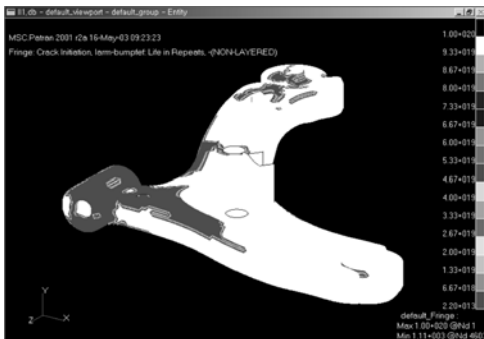


Fig. 5 Life diagram of LCA(6G Bumping)



Fig. 6 Life diagram of LCA(Belgian Test Road)

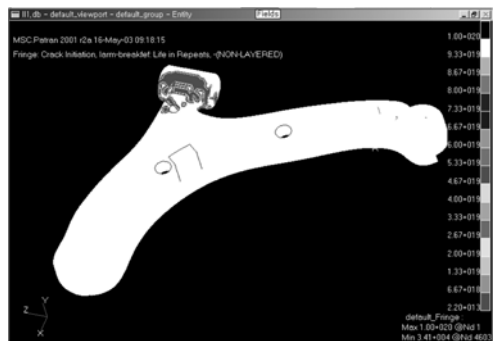


Fig. 7 Life diagram of LCA(0.85G Braking)



Fig. 8 Life diagram of LCA(0.73G Cornering)

## 4. 내구성능 시험

### 4.1 가속내구시험

일반적인 도로 하중조건하에서는 로우 컨트롤 암은 부품이 파손에 이르기까지 수명이 약 500만Km 이상으로 무한내구부품으로 볼 수 있다. 따라서 내구해석 기술의 활용성 평가와 하중조건에 의한 내구 특성 평가를 위한 본 연구의 목적을 달성하기 위해서 가속내구시험이 필요하게 되었다. 가속내구시

험은 동하중 이력 데이터 상호간의 동시성 제약을 최소화하기 위해 단축하중에 대해서만 수행하였다.<sup>8,9)</sup>

가속내구시험을 위한 하중데이터는 차량시험과 4가지 주행조건 시뮬레이션을 통하여 얻어진 하중 이력 데이터를 중첩하는 과정에서 손상도에 영향을 미치지 않는 미소하중을 제거하는 무효진폭 제거법을 사용하여 추출하였다.<sup>10,11)</sup> 또한 로우 컨트롤 암의 부시(bush) 대신 공업용플라스틱(engineering plastic)을 장착하여 경화문제와 높은 주파수 대역에서의 가진 입력에 대한 응답 특성을 높일 수 있었다. 추출된 하중 데이터를 MTS사의 RPC 소프트웨어를 사용하여 시험기 특성에 맞게 재구성하는 과정에서, 가중치를 부여하여 시험시간을 단축하였다. 가중치는 RPC 프로그램을 사용하여 데미지와 피로수명을 산출하여 설정하였다. 부품의 특성을 고려하여 수렴을 시키는 작업은 실시하였고, 수렴 목표는 RMS Error 5% 이내로 하였다.

#### 4.2 내구시험과 해석결과 상관성 평가

내구시험은 내구모드 재현 신호를 이용하여 로우 컨트롤 암(lower control arm)을 단축 재현 하중조건으로 종방향(longitudinal)에 대해 3개의 시료를 사용하여 수행하였다. 이때 가진 변위가 초기 최대 변위에 비해 5mm 이상이 되었을 때 파손이 발생한 것으로 간주하였다. 내구해석은 내구시험에 사용된 가속내구시험용 하중 조건을 사용하여 MSC/Fatigue를 이용하여 수행하였다.

Table 3에 로우 컨트롤 암에 대한 내구 해석과 내구 시험결과에 대한 시험결과를 정리하였다.

전산 내구 해석의 결과는 4,486cycle로서 시험 평균치 3,760cycle과 비교하여 19.3%의 오차를 보였다. 이 오차는 표면의 용접 부위 등에 대한 경계조건

Table 3 Life prediction of lower control arm

가속내구시험 결과	파단수명(cycles)
전산내구해석	4,486
시험 시료번호 (1)	3,876
시험 시료번호 (2)	3,460
시험 시료번호 (3)	3,944
시험평균	3,760

부여방법에 의한 오차가 내구수명에 영향을 준 것으로 보인다.

내구 해석 결과와 내구시험 결과 부품에서 가장 손상도가 가장 큰 부분은 Fig. 9에 나타나듯이 로우 컨트롤 암의 무게중심에 근접한 부분으로 중앙의 홈 부분에서 균열 진전이 시작되었다.



(a)



(b)

Fig. 9 Comparison of fatigue analysis and experiments

#### 4. 결론

- 1) 자동차 부품 중에서 로우 컨트롤 암을 선정하여 유한 요소 해석을 수행하여 이를 전차량 동역학 해석한 후 얻어진 하중이력으로 부품의 내구수명을 계산하는 과정으로 내구해석을 수행하고 부품의 내구 수명 해석 절차를 확립하였다. Fig. 10에 연구진행 흐름도를 나타내었다.
- 2) 가진 입력조건을 구성하고 부품의 유한요소 해석을 바탕으로 피로이론을 응용한 내구해석 기법을 적용하면, 많은 수효가 요구되는 자동차 및 차량부품들에 대한 내구성과 그 성능의 향상이

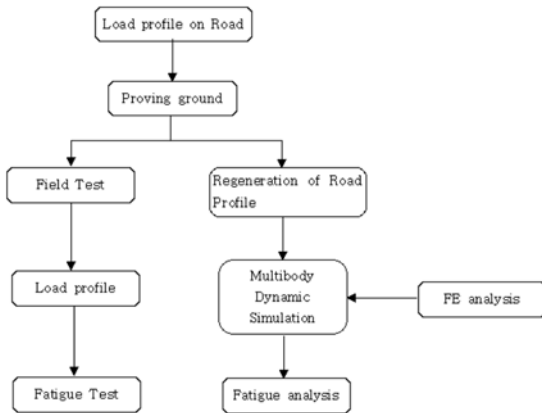


Fig. 10 Flow chart of Fatigue analysis and test

기대된다. 동역학 해석과 내구해석 기법을 연계함으로써 신뢰성 높은 자동차 부품을 얻을 수 있으며 신규차량개발에 신속한 대응이 가능하다.

- 3) 시험적으로 부품의 내구수명을 평가하여 내구해석 결과와 비교함으로써 내구해석 결과와 시험 결과의 상관관계를 분석하였다. 시험에서 파손된 부위와 해석을 통해서 얻어진 부품의 예상 파손 위치는 거의 일치하였다.

## 후 기

본 연구는 (주)POSCO 연구비 지원과 국가지정연구실과제의 지원(과제번호 M1-0203-00-0017)에 의해 수행되었으며, 지원기관에 감사드립니다.

## References

- 1) H. S. Kim, C. B. Kim and H. J. Yim, "Computer Integrated Method for Durability Design and Estimation of a Vehicle Body Structure," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.1061-

- 1068, 2001.
- 2) H. S. Kim and N. G. Cho, "A Study on the Computational Durability Simulation Method," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.302-308, 1996.
- 3) S. H. Kim, D. H. Jung and S. B. Lee, "The Study of Signal Analysis and Editing For Component Durability Test," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.434-439, 1999.
- 4) DADS 8.0 Manual, CADSI, 1998.
- 5) ANSYS, User's Manual Revision 5.5.
- 6) J. H. Lee, K. S. Kim, J. H. Sohn and W. S. Yoo, "Development of Four Channel Vibrating System for the Virtual Driving Simulation," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.507-511, 2002.
- 7) MSC. Fatigue V9, User's Guide.
- 8) H. K. Min, J. A. Jung and I. Y. Yang, "Accelerated Durability Analysis of Suspension System," Transactions of KSAE, Vol.10, No.5, pp.168-173, 2002.
- 9) S. H. Son and S. J. Heo, "Virtual Durability Test Procedures and Applications on Design of a Vehicle Suspension Module," Transactions of KSAE, Vol.10, No.5, pp.168-173, 2003.
- 10) J. H. Yoon, S. J. Heo and J. S. Lim, "Durability of Life Prediction Analysis and Optimized Design of a Wheel Suspension Control Arm Based on the Accelerated Durability Test Technique," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.1075-1080, 2001.
- 11) B. H. Min and W. W. Jung, "Design Method of Test Road Profile for Vehicle Accelerated Durability Test," Transactions of KSAE, Vol.2, No.1, pp.128-141, 1994.