

차량 현가 시스템의 공진내구해석에 대한 연구

A Study on Resonance Durability Analysis of Vehicle Suspension System

이 상 범*, 한 우 섭**, 임 흥 재*
(Sang-Beom Lee*, Woo-Sub Han**, Hong-Jae Yim*)

*국민대학교 자동차공학 전문대학원, **GM 대우자동차(주)
(접수일자: 2003년 5월 9일; 채택일자: 2003년 6월 30일)

본 논문에서는 차량 시스템의 진동효과를 고려하는 내구평가를 위한 공진내구해석이 수행된다. 공진내구해석을 수행하는데 있어서 주파수응답과 주파수영역의 동하중이 사용된다. 다물체 동역학해석, 유한요소해석 및 피로수명예측기법이 가상내구 평가를 위해 적용된다. 주파수응답과 동하중이력을 얻기 위해 차량 다물체 모델을 이용하여 전형적인 파트홀과 벨지안로를 통과하는 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한다. 공진내구해석기법을 사용하여 승용차의 후방 현가장치에 대한 내구평가를 수행하고 그 결과를 준정적내구해석결과와 비교한다. 본 연구를 통하여 차량 시스템의 공진주파수를 고려한 피로수명을 초기설계 단계에서 효과적으로 평가할 수 있다는 것을 알 수 있다.

핵심용어: 내구도 평가, 피로수명, 다물체 동역학해석, 공진내구해석, 준정적내구해석, 현가시스템, 진동해석

부고분야: 구조음향 및 진동 분야 (11.1)

In this paper, resonance durability analysis is performed for the fatigue life assessment considering vibration effect of a vehicle system. In the resonance durability analysis, the frequency response and the dynamic load on frequency domain are used. Multi-body dynamic analysis, finite element analysis, and fatigue life prediction method are applied for the virtual durability assessment. To obtain the frequency response and the dynamic load history, the computer simulations running over typical pothole and Belgian road are carried out by utilizing vehicle dynamic model. The durability estimations on the rear suspension system of the passenger car are performed by using the resonance durability analysis technique and compared with the quasi-static durability analysis. The study shows that the fatigue life considering resonant frequency of vehicle system can be effectively estimated in early design stage.

Keywords: Durability assessment, Fatigue life, Multi-body dynamic analysis, Resonance durability analysis, Quasi-static durability analysis, Suspension system, Vibration analysis

ASK subject classification: Structural acoustics and vibration (11.1)

I. 서론

차량의 초기설계 단계에 있어서 차체 및 샤시 등을 구성하고 있는 여러 부품들에 대한 피로수명을 정확히 예측하고 또한 설계자가 요구하는 내구성능을 만족하는 부품을 적절히 설계하는 것은 필수적인 일이다. 일반적으로 차량부품에 대한 내구도 평가를 위해서는 시험로 주행시험, 실험실 내구시험 등이 수행된다. 그러나 이와 같은 실차 내구시험방법은 그 결과를 설계에 반영하기까지 많은 시간과 비용이 소요된다. 이러한 일련의 시험과정

을 가상실험장 (virtual proving ground: VPG) 등을 이용한 가상내구해석기법 (virtual durability analysis technique) 을 적용함으로써 신차 개발 초기단계에서 요구되는 시간과 실험회수를 훨씬 많이 줄일 수 있다. 따라서 자동차회사들은 이러한 이점을 이용하기 위하여 그 동안 사용되어 왔던 실차시험과 더불어 가상내구해석을 병행하고 있다[1,2].

가상내구해석기법은 일반적으로 준정적내구해석 (quasi-static durability analysis)과 공진내구해석 (resonance durability analysis)으로 분류할 수 있다.

준정적내구해석은 가상실험장 통과 시뮬레이션이나 입력 함수에 의해 생성된 차량의 동하중 데이터와 유한요소해석을 통해 구한 구조물의 정적응력을 중첩하여 동용

력을 산출하고 이를 이용하여 내구해석을 수행하는 방법으로서 동적 효과가 피로수명에 미치는 영향이 무시할 수 있을 정도로 작다는 가정 하에서 사용되며, 주로 강성이 큰 시스템에 대한 내구평가에 적합한 방법이다.

그러나 구조물의 질량이 크고 유연하며, 구조물에 가해지는 동하중이 고유진동수와 근접하는 경우에는 시스템의 동특성이 구조물의 피로수명에 심각한 영향을 미친다. 예를 들면 차량이 불규칙한 노면을 통과할 때, 차량부품의 고유진동수와 노면으로부터 현가장치 부품에 전달되는 가진주파수가 서로 근접하는 경우에 있어서, 차량 시스템의 동특성은 현가부품의 피로수명에 많은 영향을 미칠 것이다. 이러한 문제는 공진내구해석을 통해 부품의 피로수명을 정확하게 예측할 수 있다.

공진내구해석은 차량시스템의 동역학시뮬레이션을 통해 얻은 동하중 데이터와 현가부품의 유한요소모델에 대한 동적해석 결과인 주파수응답 데이터를 함께 이용하는 방법이다.

본 논문에서는 동적특성을 고려한 차량 현가시스템의 내구해석기법에 대하여 연구하였다. 파트홀 (pothole) 및 벨지안로 (Belgian road)를 통과하는 동역학 시뮬레이션을 통하여 차량 후방 현가시스템에 가해지는 동하중 이력을 구하였으며, 동적 유한요소해석을 통하여 현가부품의 응력 및 주파수응답 데이터를 산출하였다. 그리고 이러한 데이터를 이용한 공진내구해석을 수행하여 부품의 피로수명을 예측하였으며 준정적내구해석 결과와 비교하였다. 동하중 이력을 산출하기 위한 동역학 시뮬레이션을 위하여 상용코드인 ADAMS를 이용하였으며, 구조해석 및 내구수명평가를 위해 상용유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN 및 MSC/FATIGUE를 사용하였다.

II. 내구해석 기법

2.1. 준정적내구해석 기법

유한요소모델의 정적해석을 통해 얻은 응력과 동하중

시간이력을 조합하여 동응력을 구한 뒤, 피로해석을 수행하여 피로수명을 예측하는 방법을 준정적내구해석이라고 한다. 이 방법은 대상 구조물의 동적효과가 매우 작은 경우에 주로 사용한다.

준정적내구해석에 있어서 먼저, 대상 구조물에 각 방향으로 단위하중을 가하는 정적해석을 수행하여 응력을 구하고, 이를 동응력으로 변환하기 위하여 실험이나 다물체 동역학해석을 통해 산출한 동하중 시간이력과 중첩시킨다. 불규칙하게 발생하는 동응력은 레인플로 사이클 카운팅 (rainflow cycle counting)에 의해 응력 범위별 작용 회수를 산정하고 이를 히스토그램 (histogram)으로 나타낸다[3]. 그런데 무작위의 변동진폭하중을 받는 경우, 임의의 구조물에 어느 기간 중에 일련의 동일한 변동하중 이력이 발생될 확률은 매우 작다. 이와 같은 상태의 피로 거동을 검토하기 위해서는 하중변동 양상의 특성을 나타낼 필요가 있으며, 이것을 해석함수로 표현하여야 한다. 따라서 무작위 변동진폭응력을 특성화하기 위해 일반적으로 확률밀도함수 (probability density function: PDF)로 표현한다. 마지막으로 변동진폭응력 하에서 피로수명을 예측하는 방법인 마이너 법칙 (Minor's rule)에 적용하여 손상을 (damage)을 계산한다. 마이너 법칙은 각 진폭의 응력에 대한 손상을 계산하여 중첩시킨으로서 전체 수명을 구하는 방법이다. 피로파괴는 각 응력 S_i 에 대한 손상의 합이 1이 될 때 발생하게 되며 이를 식 (1)과 같이 표현할 수 있다[4].

$$D = \sum D_i = \sum \left(\frac{n_i}{N_i} \right) = 1 \tag{1}$$

식 (1)에서 D_i , n_i 및 N_i 는 응력크기 S_i 에서의 손상을, 반복수 및 피로수명을 각각 나타낸다.

그림 1은 앞에서 설명한 준정적 내구해석의 절차를 보여주고 있다.

2.2. 공진내구해석 기법

차체의 동적특성은 노면으로부터 입력되는 하중의 주

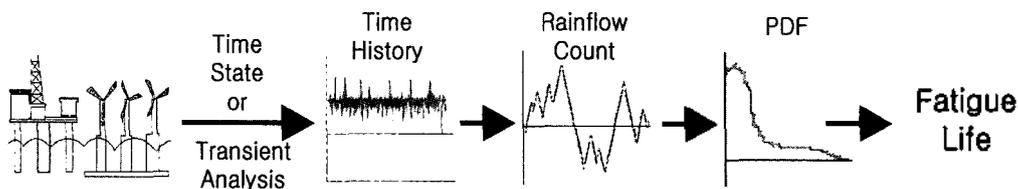


그림 1. 준정적내구해석 과정
Fig. 1. Process of quasi-static durability analysis.

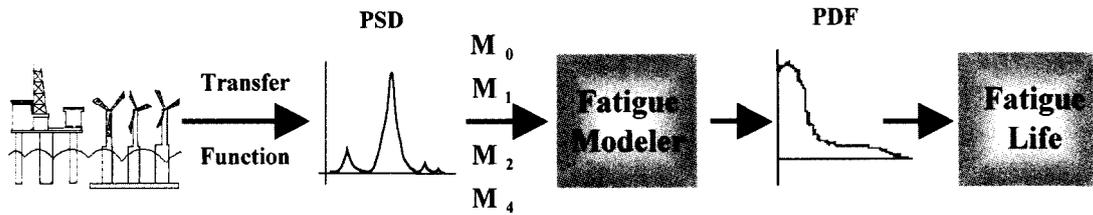


그림 2. 공진내구해석 과정
Fig. 2. Process of resonance durability analysis.

파수 성분과 공진영역의 차체 주파수를 포함하고 있어서 이에 대한 고려가 요구되는데, 최근에는 준정적내구해석에서 진일보하여 차체의 이러한 동적특성을 고려한 공진내구평가가 이루어지고 있다.

공진내구해석은 구조물의 주파수응답 결과와 주파수 영역의 동하중을 중첩하여 동응력을 구하고 이를 피로해석기법에 적용하여 구조물에 대한 피로수명을 예측하는 방법이다.

공진 내구해석을 위해서는 우선 구조물에 대한 주파수 응답이 요구된다. 구조물의 주파수응답은 입력되는 동하중이력과는 무관한 시스템 고유특성이다. 공진내구해석에서 사용되는 동응력 이력은 파워 스펙트럼 밀도 (power spectral density: PSD)의 형태로 표현하며, 동하중의 파워 스펙트럼 밀도와 구조물의 주파수 응답값을 중첩하여 동응력을 산출한다[5].

준정적내구해석에서 손상률을 구하기 위해 사용된 마이너 법칙은 공진내구해석에 있어서 응력 파워 스펙트럼 밀도의 확률밀도함수를 포함한 식으로 대체될 수 있다. 식 (2)에 공진내구해석에서의 피로수명관계식을 나타내고 있다[6].

$$D = \sum \frac{n_i}{N(S_i)} = \frac{S_t}{K} \int S^m P(S) dS$$

$$= \frac{E(P)T}{K} \int S^m P(S) dS \quad (2)$$

이 식에서 확률밀도함수 $P(S)$ 는 하중의 특성을 표현하고 있으며, 재료물성치는 파라미터 K 와 m 으로 정의된다. 또한 초당 피크치 회수는 $E(P)$ 로 정의된다. 손상률의 합이 1보다 크면 구조물에 파괴가 일어난다. 식 (2)에서 S_i 는 전체 사이클수, dS 는 응력 히스토그램에서의 응력구간을 나타내며, n_i 는 사용기간 동안의 하중 반복회수, $N(S_i)$ 는 허용 반복회수를 나타낸다.

응력 파워 스펙트럼 밀도의 확률밀도함수 $P(S)$ 를 알아낸다면, 식 (2)를 이용하여 주파수영역의 파워 스펙트럼 밀도로부터 피로 손상률을 직접적으로 구할 수 있다.

확률밀도함수 $P(S)$ 를 산출하기 위하여 많은 방법이 제시되었고, 그 중에서 Dirlik 방법이 가장 일반적인 방법이다. Dirlik는 몬테카를로 방법을 사용하여 동하중 이력 곡선의 특성을 표현하는 확률밀도함수 $P(S)$ 를 경험식으로 구했다[6].

$$P(S) = f(M_0, M_1, M_2, M_4)$$

$$= \frac{\frac{D_1}{Q} \times e^{-\frac{z}{Q}} + \frac{D_2 \times Z}{R^2} \times e^{-\frac{z^2}{2 \times R^2}} + D_3 \times Z \times e^{-\frac{z^2}{2}}}{2 \times \sqrt{M_0}} \quad (3)$$

그림 2는 공진내구해석 과정을 나타내고 있다.

III. 내구해석 기법의 적용에

3.1. 차량 시스템 시뮬레이션

2장에서 언급한 준정적내구해석 기법과 공진내구해석 기법을 차량의 후방 현가시스템을 적용하였다. 본 연구에서 사용한 실차 모델은 총 질량 920 kg의 소형승용차로서, 40 km/h의 속도로 차량의 양륜이 교번 파트홀과 벨지안로를 각각 통과하는 경우에 대하여 해석을 수행하였다.

파트홀 통과 시뮬레이션은 타이어를 통한 입력 동하중과 차량 후방 현가시스템의 고유진동수 사이에 공진이 발생하지 않는 경우로서 준정적내구해석 기법과 공진내구해석 기법의 결과를 비교하여 공진내구해석 기법의 타당성을 검증하기 위함이고, 벨지안로를 통과하는 경우는 입력 동하중과 차량 후방 현가시스템의 고유진동수 사이에 공진이 발생하는 경우로서 공진내구해석의 효용성을 보이기 위함이다.

3.1.1. 고유진동해석

해석에 사용된 유한요소모델은 차량의 후방현가시스템으로서 총 7,000개의 절점과 6,000개의 요소로 구성되어 있다. 상용 유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN

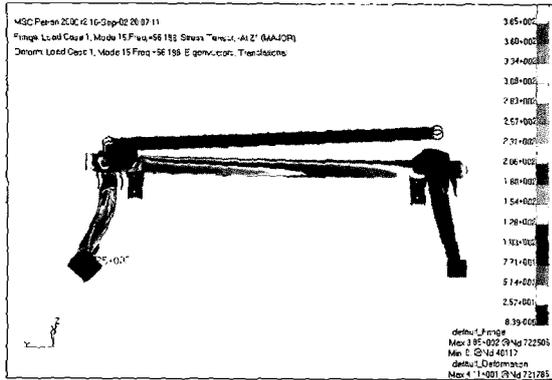


그림 3. 후방 현가시스템의 1차 진동모드
Fig. 3. 1st Vibration mode of rear suspension system.

을 이용하여 자유경계조건으로 고유진동해석을 수행하였으며 해석결과를 그림 3에 나타내었다. 후방 현가시스템의 1차 고유진동수는 56 Hz이다. 이 결과로부터 후방 현가시스템이 50 Hz 이하로 가진되면 시스템의 동적거동이 내구수명에 거의 영향을 미치지 않겠지만 50 Hz 이상으로 가진되면 중요한 변화를 초래할 것임을 예견할 수 있다. 즉, 후자의 경우에는 준정적내구해석 기법이 아닌 공진내구해석 기법이 사용되어야 할 것이다.

3.1.2. 선형정적해석

본 연구에서 사용한 후방 현가시스템은 차체 및 다른 부품과 스프링 경계조건을 설정하였으며 그 위치를 그림 4에 나타내었다. 또한 주행시 동하중이 들어오는 총 11개의 지점을 그림 5에 표시하였다. 이 지점에 단위하중을 가하여 선형정적해석을 수행하였으며 그 결과로부터 x, y 및 z 방향의 응력 영향계수 (stress influence coefficient)를 구하였다. 그림 6은 정적해석 결과를 보여주는 데 이 그림에서 보는 바와 같이 해석 결과 후방 현가시스

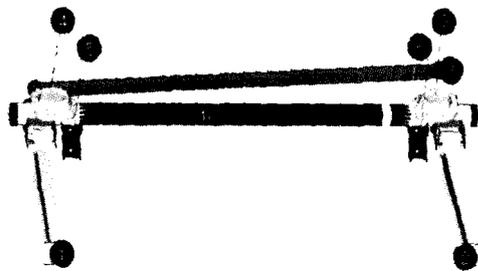


그림 4. 후방 현가시스템의 경계조건 설정 위치
Fig. 4. Positions for boundary condition of rear suspension system.

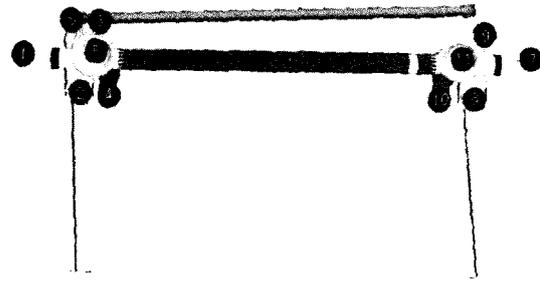


그림 5. 후방 현가시스템에 대한 정적하중 위치
Fig. 5. Static load positions for rear suspension system.

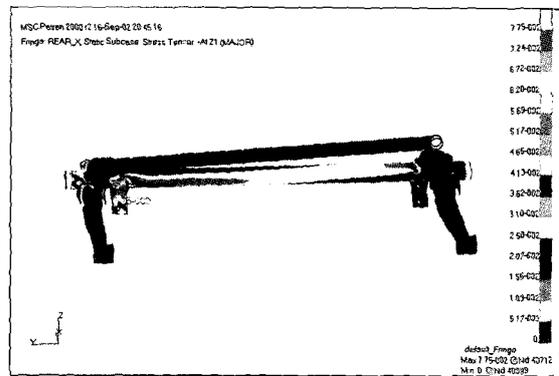


그림 6. 허브-리어 액슬 연결점에 세로하중을 가했을 때의 응력 분포
Fig. 6. Stress distribution for longitudinal unit load at hub-rear axle connecting point.

템의 축에서 댐퍼 브래킷과 연결된 지점 근처에서 가장 큰 응력을 받고 있음을 알 수 있다.

3.1.3. 주파수응답해석

3.1.2절에서 사용한 동일한 유한요소모델을 이용하여 공진 내구해석 기법에 사용될 후방 현가시스템의 주파수 응답해석을 수행하였다. 경계조건은 선형정적해석의 경우와 같으며 모달 주파수응답법을 사용하여, 0 Hz로부터 450 Hz까지 2 Hz 간격으로 가진하였다. 그림 7은 허브-리어액슬 연결점에 수직방향으로 가진했을 때 현가시스템의 응력분포를 보여주고 있으며 선형정적해석 결과와 마찬가지로 후방 현가시스템의 축에서 댐퍼 브래킷과 연결된 지점 근처에서 가장 큰 응력을 받고 있음을 알 수 있다. 그림 8은 가진 주파수에 따른 절점 200239의 응력의 변화를 보여주고 있다. 절점 200239는 댐퍼 브래킷과 리어액슬이 교차하는 부위에 속하는 지점이며, 현가시스템의 고유진동수 근처에서 응력값은 피크를 보인다는 것을 알 수 있다.

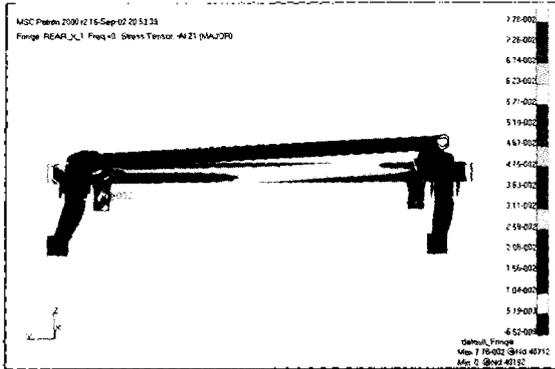


그림 7. 허브-리어액셀 연결점의 가진력으로 인한 후방 현가 시스템의 응력 등고선 그림
 Fig. 7. Stress contour plot of rear suspension system due to exciting force at hub-rear axle connecting point.

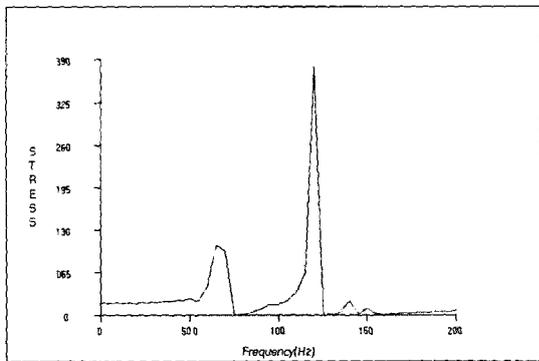


그림 8. 노드 200239의 주파수 영역 응답
 Fig. 8. Frequency domain response of stress at node 200239.

3.1.4. 동역학해석

전 차량 동역학모델은 총 24개의 강체와 기구학적 조인트 및 힌요소로 구성되어 있으며, ADAMS를 이용한 시뮬레이션을 통해 차체와 사시부품에 대한 동하중 입력 데이터를 구하였다.

3.1.4.1. 파트홀 시뮬레이션

동역학모델을 이용하여 VPG 시뮬레이션을 수행하였으며 이를 그림 9에 나타내었다. 후방 현가시스템의 노면 하중 입력점에서 파트홀을 통과하는 4초간의 시간영역 동하중 데이터를 구하였으며, 이 값을 FFT를 통하여 주파수영역 동하중 데이터로도 변환하였다. 후에 내구도 해석에서 시간영역 동하중 데이터는 준정적내구해석 기법에, 주파수영역 동하중 데이터는 공진내구해석 기법에 사용되어 진다. 그림 10의 (a)-(c)는 내구도 해석에 사용되는 동하중 데이터 중 일부를 시간영역과 주파수영역으로 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 보여주듯이 파트홀에서의 동하중 입력은 모두 50 Hz이하에서 가진되며,

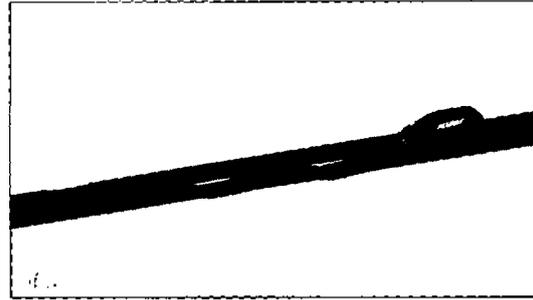
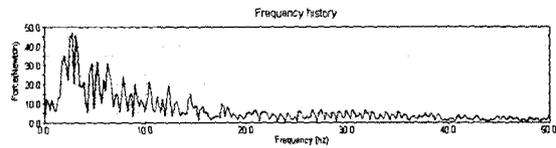
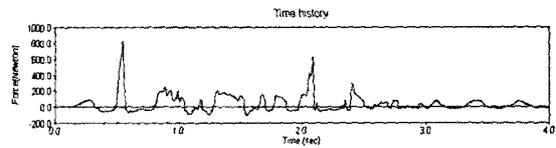
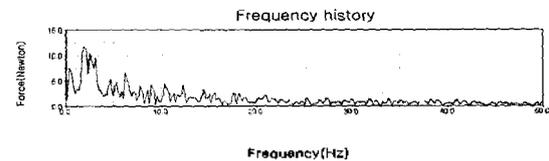
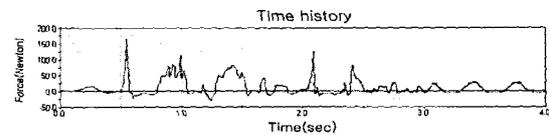


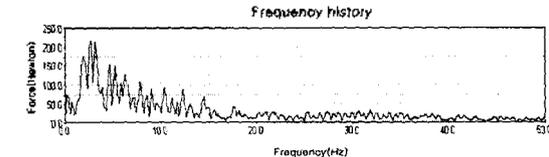
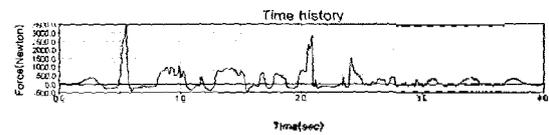
그림 9. 파트홀 동역학 시뮬레이션
 Fig. 9. Pothole dynamic simulation.



(a) 리어 댐퍼 연결점의 세로하중
 (a) Longitudinal load of rear damper connecting point



(b) 리어 댐퍼 연결점의 가로하중
 (b) Lateral load of rear damper connecting point



(c) 리어 댐퍼 연결점의 수직하중
 (c) Vertical load of rear damper connecting point

그림 10. 파트홀 시뮬레이션으로 인한 동하중
 Fig. 10. Dynamic loads due to pothole simulation.

따라서 시스템의 동적 거동에 따른 내구도 영향이 없을 것으로 보인다.

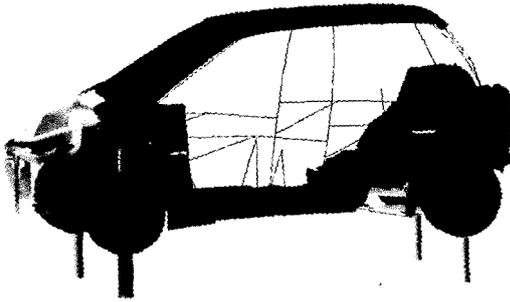


그림 11. 벨지안로 시뮬레이션
Fig. 11. Belgian road simulation.

3.1.4.2. 벨지안로 시뮬레이션

앞 절에서 사용한 동역학모델의 좌우 프론트 LCA-너클 조인트 (lower control arm-knuckle joint)의 위치와 좌우 리어 액슬-휠 허브 조인트 위치에 각 타이어의 수직 강성을 나타내는 스프링과 그라운드에 지지되는 병진조인트를 모델링하고 변위를 입력할 수 있는 드라이버를 이용하여 벨지안로 시뮬레이션을 실행하였다.

그림 11은 벨지안로 시뮬레이션 모습을 보여주고 있으며, 동하중 데이터는 8초 동안 기록하였다. 그림 12의 (a)-(c)는 해석결과에서 얻어진 시간영역과 주파수영역의 동하중 데이터를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 벨지안로의 경우에는 동하중이 약 450 Hz까지 가진되고 있음을 알 수 있었으며, 이는 현가시스템의 고유진동수 영역과도 중첩되므로 내구수명에 공진 효과를 고려해 주어야 함을 알 수 있다.

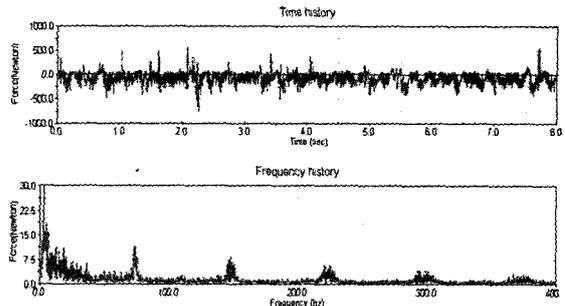
3.1.5. 내구해석

본 연구에서는 MSC/FATIGUE를 사용하여 내구해석을 수행하였으며 차량부품의 특성을 고려하여 SAE 1035-139-CON을 재료로 사용하였다. 재료물성치는 표 1과 같다.

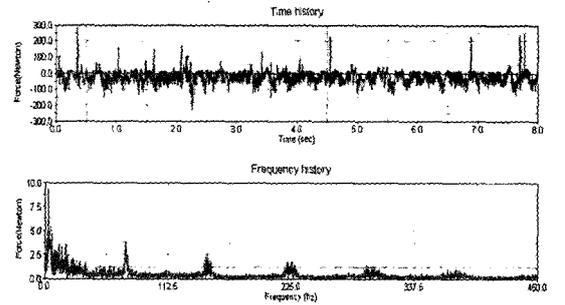
3.2. 내구해석 결과

3.2.1. 파트홀 통과시 내구도 평가

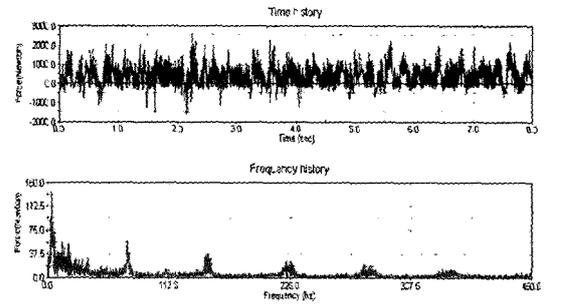
표 2에 파트홀 통과에 따른 준정적내구해석과 공진내구해석의 결과인 전체 손상률이 큰 절점부터 차례대로 5개를 비교하였다. 이 절점들은 모두 댐퍼 브래킷과 리어 액슬이 연결되는 부위에 존재하며, 이 결과로부터 손상률이 가장 큰 절점은 200239이며 두 방법간의 오차가 10% 내에 존재함을 알 수 있다. 파트홀 통과시에는 3.1.4.1절에서 보았듯이 주요 가진주파수가 50 Hz 이하에서 일어나기 때문에 현가시스템의 고유진동수와 공진을 일으키지 않는다. 그 결과, 두 방법의 피로 손상률에는 큰 차이



(a) 리어 댐퍼 연결점의 세로하중
(a) Longitudinal load of rear damper connecting point



(b) 리어 댐퍼 연결점의 가로하중
(b) Lateral load of rear damper connecting point



(c) 리어 댐퍼 연결점의 수직하중
(c) Vertical load of rear damper connecting point

그림 12. 벨지안로 시뮬레이션으로 인한 동하중
Fig. 12. Dynamic loads due to Belgian road simulation.

표 1. 피로수명해석을 위한 조건

Table 1. Conditions for fatigue life prediction analysis.

| SAE 1035-139-CON | |
|----------------------------------|-----------|
| Yield strength | 410 MPa |
| Ultimate tensile strength | 550 MPa |
| Elastic modulus | 2.1E5 MPa |
| Stress range intercept | 2137 MPa |
| Fatigue transition life | 1E6 cycle |
| First fatigue strength exponent | -0.0872 |
| Second fatigue strength exponent | -0.0872 |
| R-ratio of test | -1 |

를 보이지 않았다. 즉, 이러한 경우에는 준정적내구해석으로도 정확한 내구도 평가가 가능함을 알 수 있었다.

표 2. 파트홀 시뮬레이션에 대한 피로손상 비교
Table 2. Comparison of fatigue damage for pothole simulation.

| Mode number | Damage | | Percent change |
|-------------|--------------|-----------|----------------|
| | Quasi-static | Resonance | |
| 200239 | 2.853E-5 | 3.136E-5 | 9.0% |
| 200512 | 1.112E-5 | 1.167E-5 | 4.7% |
| 200252 | 4.202E-6 | 4.49E-6 | 6.4% |
| 200229 | 4.201E-6 | 4.476E-6 | 6.1% |
| 200238 | 2.146E-6 | 2.207E-6 | 1.8% |

표 3. 벨지안로 시뮬레이션에 대한 피로손상 비교
Table 3. Comparison of fatigue damage for Belgian road simulation.

| | | | |
|--------|----------|----------|-------|
| 200239 | 2.091E-5 | 3.703E-5 | 43.5% |
| 200512 | 5.678E-6 | 8.220E-6 | 30.9% |
| 200252 | 2.781E-6 | 4.201E-6 | 33.8% |
| 200498 | 2.544E-6 | 3.490E-6 | 27.3% |
| 200238 | 1.787E-6 | 2.498E-6 | 28.4% |

3.2.2. 벨지안로 통과시 내구도 평가

표 3에 벨지안로 통과에 따른 준정적내구해석과 공진 내구해석 결과인 전체 손상률이 큰 절점부터 차례대로 5개를 비교하였다. 이 경우에는 두 방법 사이에 피로 손상에 큰 차이가 있음을 알 수 있다. 벨지안로 통과 시에는 3.1.4.2절에서 보았듯이 가진 주파수가 450 Hz 영역까지 발생하기 때문에 현가시스템의 고유진동수와와의 공진이 피로수명에 영향을 미치게 된다. 그 결과, 공진내구해석은 공진효과가 반영되어 준정적내구해석보다 피로수명이 낮게 평가되었다. 즉, 이러한 경우에 준정적내구해석으로 내구도를 평가하게 되면 동적특성이 반영되지 않아 피로수명이 실제보다 더 크게 나오게 되므로, 공진내구해석을 사용하는 것이 더욱 정확한 결과를 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다.

IV. 결론

본 연구에서는 차량 시스템의 진동특성을 고려한 후방 현가장치의 공진내구해석을 수행하였다. 공진내구해석을 수행할 때 후방현가장치의 주파수 응답 데이터와 차량 시스템의 주파수 영역 동하중 데이터를 사용하였다. 가상내구평가를 위해 다물체 동역학해석, 유한요소해석 그

리고 피로해석기법을 사용하였다. 또한 동하중 이력을 구하기 위해 차량 동역학 모델을 만들었으며 이를 이용하여 각각 파트홀과 벨지안로를 통과하는 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 공진이 발생하지 않는 외부 조건에 대하여 공진내구해석 기법과 준정적 내구해석 기법을 각각 적용하여 타당성을 검토하였으며, 공진이 발생하는 외부 조건에 공진내구해석 기법을 적용하여 효용성을 보였다. 본 연구를 통하여 차량 시스템의 공진을 고려한 피로수명 예측이 설계초기단계에서 효과적으로 평가될 수 있음을 보여주고 있다.

감사의 글

이 논문은 2003년도 두뇌한국21 사업에 의하여 지원되었음.

참고 문헌

1. E. Y. Kuo, and S. G. Kelkar, "Vehicle Body Structure Durability Analysis," *Society of Automotive Engineers*, 951096, 135-150, 1995.
2. G.-S. Choi, H.-K. Min, and S.-H. Paik, "Dynamic Stress of Vehicle Using Virtual Proving Ground Approach," *Society of Automotive Engineers*, 2000-01-0121, 1-7, 2000.
3. *Fatigue Design Handbook*, Society of Automotive Engineers, 120-122, 1998.
4. J. A. Bannantine, J. J. Comer and J. L. Handrock, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice Hall, 1987.
5. A. R. Henderson, "Frequency Domain Fatigue Damage Estimation Methods Suitable for Deterministic Load Spectra," *British Wind Energy Conference 21*, 1-3, 1999.
6. *MSC/Fatigue Quick Start Guide*, The MSC Software Co., 247-302, 1999.

저자 약력

● 이상범 (Sang-Beom Lee)

한국음향학회지 제21권 제2E호 참조

● 한우섭 (Woo-Sub Han)

2001년 2월: 아주대학교 기계 및 산업공학부 학사
2003년 2월: 국민대학교 자동차공학 전문대학원 석사
현재: GM 대우자동차(주) 연구원

● 임홍재 (Hong-Jae Yim)

한국음향학회지 제21권 제2E호 참조