

유연체 동역학 모델을 이용한 차량의 동응력-시간선도 계산

박찬중* · 임홍재** · 박태원***

Calculation of Dynamic Stress-Time History for a Vehicle
Using Flexible Body Dynamics Model

Chan Jong Park, Hong Jae Yim and Tae Won Park

Key Words : Durability Design(내구도 설계), Dynamic Stress-Time History(동응력-시간선도), Flexible Body Dynamics Analysis(유연체 동역학해석), Stress Influence Coefficient(응력 영향계수)

Abstract

Under the rapid change of a new vehicle model, it is necessary to develop a durability analysis technique using computer simulation. In order to do this, reliable dynamic stress-time history for the vehicle components must be calculated on various road conditions. In this paper, a full vehicle simulation model which is composed of flexible frame and chassis components is proposed and verified its reliability from the comparison with field test data. Finally, dynamic stress-time history on the rear chassis components is predicted with hybrid and modal superposition method.

1. 서 론

자동차 설계에서 가장 중요한 분야 중의 하나는 부품의 신뢰성 확보이고 이것은 내구설계와 직결된다. 현재 국내 자동차 제조 회사들의 내구도 설계(durability design) 기술수준은 시작차(prototype vehicle)가 나온 후 부품의 내구수명 예측을 위한 시험을 수행한 후 문제점이 발견되면 그때부터 문제점을 해결하기 위하여 설계변경에 들어간다. 따라서 초기 설계단계에서 내구도에 대한 검토가 전혀 이루어 질 수 없으며 시작차의 시험 결과를 이용하여 문제점을 해결함으로써 초기설계를 보완하고 있는 실정이다.

그러나 요즘처럼 빠른 주기로 새로운 모델이 출현되는 국제 시장에서 경쟁력을 확보하기 위해

서도 컴퓨터 시뮬레이션 기술을 이용한 내구도 설계 기술의 개발은 매우 중요하다. 이로써 시작품을 만들기 전인 초기 설계시에 컴퓨터 시뮬레이션 기술을 이용하여 반복하중으로 인하여 피로파괴 현상이 발생할 가능성이 있는 부품이나 차체 구조를 미리 파악하여 보완함으로써 차량의 신뢰성과 설계기간을 획기적으로 줄일 수 있다.

이것을 가능하게 하기 위해서는 실제 도로주행 조건에서 차량의 각 부품이나 차체에서 발생하는 동응력-시간선도(dynamic stress-time history)를 정확하게 예측할 수 있는 기술의 개발이 선행되어야만 한다.

지금까지 개발되어 적용되고 있는 동응력 계산 기법은 강체 시뮬레이션과 준정적 유한요소 해석 방법(quasi-static finite element method)⁽¹⁻³⁾, 모드응력 합성법(modal stress superposition method)⁽⁴⁾ 그리고 하이브리드법(hybrid method)^(5,6)으로 분류할 수 있다. 준정적 유한요소 해석방법은 강체 시뮬레이션을 통해서 부품에 전달되는 동하중을 예측하고 그 결과를 경계조건으로 한 준정적 유한요소해석과정을

* 아주대 기계공학과 대학원

** 국민대 기계공학부

*** 아주대 기계 및 산업공학부

거쳐서 응력을 계산하는 방법이다. 이 방법은 동 응력을 계산할 모델의 크기가 커지거나 해석 시간이 길어질수록 효율성이 떨어진다. 이러한 비 효율성을 개선하여 보다 효과적으로 부품의 동응력을 계산하기 위해서 모드응력합성법과 하이브리드법이 제안되었다.

본 논문에서는 유연차체와 샤시부품들로 구성된 전체 차량모델을 제안하였으며 범프 통과시 차체 및 샤시부품에서 발생하는 가속도 결과를 실험결과와 비교함으로써 전산모델의 신뢰성을 확인하였다. 또한 제안된 시뮬레이션 모델을 적용하여 후방 샤시부품에서 발생하는 동응력을 계산하였다.

2. 유연체 동력학해석

다물체 동력학 해석 기법의 개발로 복잡한 기계계의 동특성에 대한 해석이 가능해졌다. 일반적으로 대부분의 기계 부품들은 강체로 가정하지만 고속으로 작동하거나 큰 하중을 지지하는 부품들은 탄성변형에 의한 영향이 전체계의 동특성에 결정적인 영향을 미치게 된다.

일반적으로 부품의 탄성 변형을 고려하기 위해서는 절점좌표(nodal coordinate)와 모달좌표(modal coordinate)를 이용한 접근법이 있다. 절점좌표는 유연체 부품을 구성하는 각 절점에 6개의 독립자유도를 부여하는 것으로 부품의 탄성 변형을 정확하게 고려할 수 있으나 모델이 클 경우에는 비효율적이다. 반면에 모달좌표는 계의 특정 운동에 상대적으로 중요한 영향을 미치는 부품의 변형모드를 독립변수로 설정하는 방법으로 모델의 크기가 크더라도 절점좌표를 이용하는 것보다 효과적으로 적용할 수 있다. 그러나 선정된 모드가 해석 결과에 큰 영향을 미치기 때문에 모드 선정시 신중을 기해야 한다.⁽⁷⁾

보통 부품의 탄성효과는 정규진동모드(normal vibration mode)와 정적모드(static mode)를 사용하여 나타낼 수 있다. 정규진동모드는 부품의 전체적인 탄성거동을 나타내기 위하여 사용하며 이 때문에 거대모드(global mode)라고도 한다. 반면에 국부모드(local mode)라고도 불리는 정적모드는 부품에 발생하는 국부적인 변형을 나타내기 위하여 사용되며 구속모드(constraint mode)와 부착모드(attachment mode)로 구분이 된다. 구속모드는 기구학적인 구속에 의하여 연결된 경우를 그리고 부착모드는 힘요소에 의해서 외력이 국부적으로 전달되는 경우에 적용된다.

본 논문에서는 모달좌표를 이용하여 유연 다물체 동력학 해석을 수행할 수 있도록 개발된 프로그램인 DADS(Dynamic Analysis and Design System)를 사용하였다. 그리고 유연차체 및 샤시부품의 중요 변형모드를 선정하기 위하여 범용 유한요소 해석 프로그램인 MSC/Nastran을 사용하였다.

3. 전체차량 모델링

전체 차량모델은 현가계와 조향계를 포함해서 총 30개의 부품으로 구성되어 있으며 이들은 기구학적 조인트나 힘 요소인 부싱, 타이어, 스프링 그리고 비선형 감쇠장치 등으로 서로 구속되어 있다. 엔진과 트랜스미션은 하나의 강체로 모델링하여 차체와 4부분에서 부싱으로 연결시켰다.

대상차량의 전방은 맥퍼슨식 현가장치이고 후방은 링크식 토션빔형 현가장치로 구성되어 있으며 차량모델에 대한 대략적인 자료는 Table 1과 같다.

전방 현가장치에서는 좌,우측 LCA와 크로스멤버를, 후방 현가장치에서는 토션빔 결합체를 그리고 차체를 탄성체로 가정하였으며 이렇게 구성된 유연체 차량모델은 Fig. 1에서 볼 수 있다.

Table 1 Vehicle data

Sprung Mass		1078 (kg)
Unsprung Mass	front	55 (kg)
	rear	43 (kg)
Suspension	front	21.6 (N/mm)
Spring Rate	rear	37.3 (N/mm)
Wheelbase		2700 (mm)
Tire Stiffness		196 (N/mm)

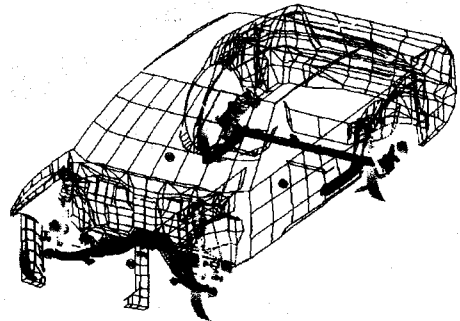


Fig. 1 Full vehicle model with flexible components

전방 현가장치를 구성하고 있는 부품 중 크로스멤버는 질량이 11.2kg으로 2064개의 솔리드 요소를 사용하여 유한요소모델을 구성하였으며 좌,

우측 LCA와 차체 사이를 연결시켜 주는 역할을 한다. 또한 좌,우측 LCA는 질량이 각각 3.6kg으로 925개의 솔리드 요소를 사용하였다. 이들 좌,우측 LCA는 차체와 스테빌라이저바로 연결되어 있어서 차량의 롤 운동을 안정화 시켜주는 역할을 한다. 또한 후방 현가장치를 구성하고 있는 토션빔, 스테빌라이저바, 그리고 좌,우측 트레일 링크의 결합체는 질량이 32kg으로 5367개의 쉘요소 및 솔리드요소를 사용하여 유한요소 모델을 구성하였다. 여기서 토션빔과 스테빌라이저바는 후륜을 지지하며 동시에 차체의 롤 운동을 안정화시켜 준다. 또한 좌, 우측 트레일 링크(trail link)는 후방 현가계의 진행방향 운동을 구속시켜 준다. 그리고 후방 현가계의 횡방향 운동을 구속시켜 주기 위해서 레터럴 링크(lateral link)가 차체와 연결되어 있다. Fig. 2와 Fig. 3에서는 유연체로 구성된 전, 후방 샤시부품을 보여주고 있다. 차체는 3193개의 쉘요소 및 빔요소를 사용하였다. 이들 유연체 부품들은 서로 부싱으로 연결되어 있다.

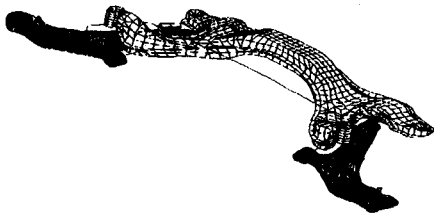


Fig. 2 Front chassis assembly

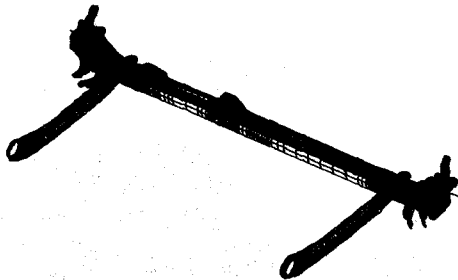


Fig. 3 Rear chassis assembly

각 탄성체가 차량모델 내에서 구속된 상태나 시뮬레이션 중 발생하는 힘의 전달경로 등을 종합적으로 검토하여 해석에 적용할 변형모드를 선정하게 된다. 차체의 경우 모드선정을 위하여 3개의 저차 정규모드를 적용한 차량모델과 3개의 정규모드와 정적구속모드 그리고 정적부착모드를 적용한 해석모델의 결과를 비교해보았다. 40km/hr의 주행속도로 깊이가 0.1m인 홈을 통과할 때의 차체 및 샤시부품에서 발생하는 수직 가속도는 뚜렷

하게 차이를 보이지 않았다. 따라서 저차의 정규모드 만으로도 차체의 탄성거동을 고려하는데 충분하다고 판단된다. 같은 방법으로 전방 및 후방 유연체 샤시부품에 대해서도 거동을 살펴본 결과 각각 10개씩의 정규모드를 고려하는 것이 타당하다고 결정되었다. Table 2에는 선정된 탄성체의 정규모드 중에서 저차의 변형모드를 정리하였다.

Table 2 Low frequency deformation modes

Flexible Body Name	Mode	Frequency (Hz)
Frame	1'st bending	25.03
	2nd bending	26.54
	1'st torsion	29.85
Cross Member	1'st torsion	222.6
	1'st bending	289.0
	2nd torsion	690.7
LCA	2nd bending	692.8
	1'st torsion	264.3
	1'st bending	265.9
Torsion Beam	2nd torsion	489.0
	2nd bending	956.5
	1'st torsion	23.7
	1'st bending (vertical)	69.7
	1'st bending (longitudinal)	81.8
	2nd bending (vertical)	208.5

4. 모델 검증시험

본 장에서는 지금까지 구성한 유연체 차량모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 해석결과를 실차 주행시험 측정치와 비교, 검증하였다. 실차 주행시험 측정장치 및 탑승자의 질량은 집중질량으로 차량 해석모델에서 보상하였으며 Fig. 4와 같이 차체 및 전, 후방 샤시부품에서 발생하는 수직방향의 가속도를 측정하기 위하여 가속도센서를 부착하였다. 차량의 주행 조건으로는 40km/hr의 속력으로 이동하다가 길이가 1.2m, 높이가 0.04m의 타원형 범프를 통과했을 때의 차체 및 전, 후방 샤시부품에서 발생하는 가속도를 측정하였으며 그 중에서 대표적인 결과만을 Fig.5~7에 나타내었다.

Fig. 5와 Fig. 6에서는 시뮬레이션 모델을 이용하여 범프를 통과할 때 전,후방 샤시부품에서 발생하는 수직방향의 가속도 결과를 비교한 그래프로서 측정치의 경향 및 크기를 정확하게 예측할 수 있었다. 또한 이 때문에 발생하는 보조 운전석

에서의 가속도를 살펴보면 Fig. 7과 같이 실측치와 유사한 결과를 얻을 수 있었다.

결과적으로 본 연구에서 제안한 유연체 차량모델은 도로로부터 전달되는 가진력이 전, 후방 사시부품을 통하여 실차와 유사하게 전달되고 있음을 간접적으로 확인할 수 있었으며, 이 차량 모델을 이용하면 기타의 다른 도로조건에서도 충분히 정밀하게 각 부품에 발생하는 하중을 예측할 수 있을 것으로 보인다.

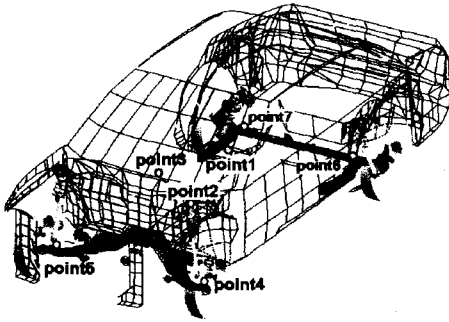


Fig. 4 Acceleration measurement positions

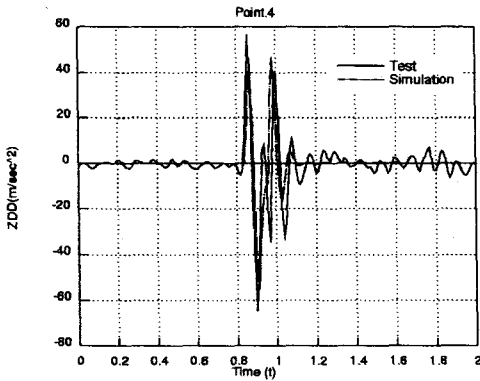


Fig. 5 Comparison of acceleration (point 4)

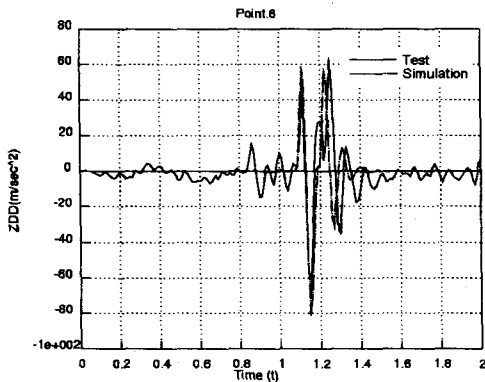


Fig. 6 Comparison of acceleration (point 6)

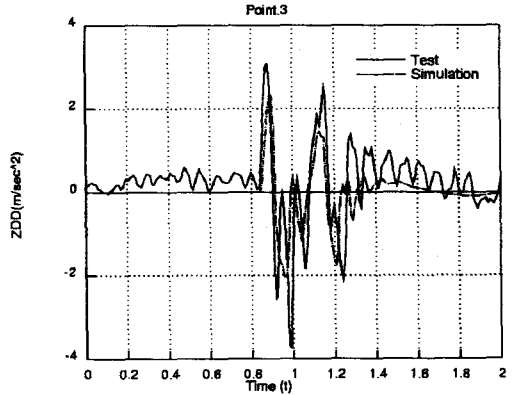


Fig. 7 Comparison of acceleration (point 3)

5. 동응력 계산

5.1 모드응력합성법

모드응력합성법에 있어서 유연체 부품의 응력 이력은 유한요소에서의 모드응력과 유연체 동력학 해석에서 계산되는 모드좌표 이력과의 선형중첩 (linear superposition)에 의해서 계산할 수 있다. 몇 개의 변형모드 만으로도 유연체 동력학 해석을 통해서 정확한 변위나 조인트 반력을 구할 수 있다.

각 부품은 힘 요소나 조인트에 의해서 다른 부품들과 연결되기 때문에 연결부위에서는 상대적으로 큰 힘이 발생하여 국부변형이 생긴다. 이러한 국부변형 효과를 고려하기 위해서는 많은 수의 변형모드를 사용하거나 혹은 몇 개의 주요 변형모드와 정적모드를 조합함으로써 효과적으로 응력이력을 계산할 수도 있다. 따라서 탄성부품의 임의 절점 j 에서 발생하는 동응력은 다음의 식과 같이 결정되어진다.

$$\sigma^j(t) = \sum_{i=1}^n M_i^j a_i(t) \quad (1)$$

여기서 M_i^j 는 부품의 변형모드 i 에 의한 절점 j 에서의 응력이고 $a_i(t)$ 는 임의의 시간 t 에서의 변형모드 i 의 모드좌표 값이다. 이때 $a_i(t)$ 는 유연체 동력학 해석을 통해서 그리고 M_i^j 는 범용 유한요소해석 프로그램을 이용하여 부품의 모드변위를 경계조건으로 하여 정적해석(static analysis)을 통해서 계산할 수 있다. Fig. 8에서는 이러한 모드응력합성법을 이용하여 동응력을 계산하는 과정을 나타내고 있다.

5.2 하이브리드법

준정적 유한요소 해석방법과 모드응력합성법을 응용한 하이브리드법은 유연체 동력학 해석과정을 통하여 계산된 조인트 반력과 분포된 관성하중 (inertia loads)을 유한요소의 준정적 해석에 적용하여 부품의 동응력을 계산하는 방법이다.

일반적으로 대부분의 기계 부품들은 작동구간 내에서 외력에 의해 선형 탄성거동을 하도록 설계되어 있기 때문에 조인트 반력이나 관성하중으로 인한 부품의 응력은 이들 각각의 영향을 선형 중첩함으로써 다음의 식과 같이 구할 수 있다.

$$\sigma^j(t) = \sigma_{constraint}^j(t) + \sigma_{inertia}^j(t) \quad (2)$$

Fig. 9는 하이브리드법을 적용하여 동응력을 계산하는 과정을 나타내고 있다.

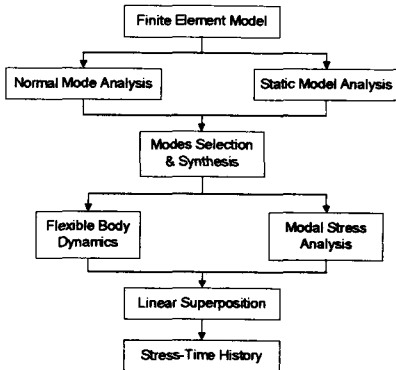


Fig. 8 Data flow of modal stress superposition method

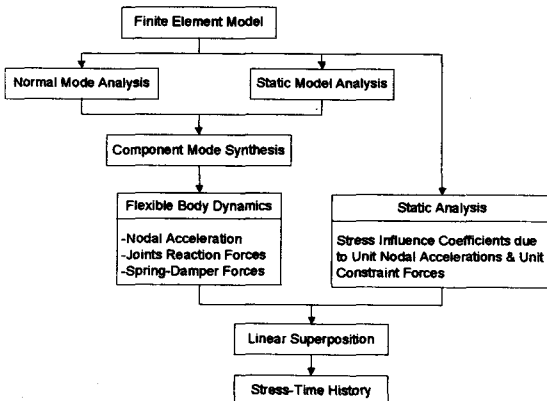


Fig. 9 Data flow of hybrid method

5.3 동응력 계산 적용

이상과 같이 설명한 동응력 계산 방법을 적용하여 차체가 고정된 상태에서 후방 현가장치의 스프링 상에 수직방향으로 진폭이 825kgf 인 힘이

1Hz 의 속도로 가해질 때 토션빔 상에서 발생하는 동응력을 Von-Mises 응력으로 계산해 보았으며 결과를 Fig. 10 에서 비교해 보았다.

동응력 해석결과에 의하면 두 방법 모두 주기적인 거동을 보이고 있으나 하이브리드법에 의한 응력의 최대치가 모드응력합성법에 의해서 계산된 것보다 크게 나왔다. 이 차이는 스프링들의 가진에 의해서 발생하는 후방 현가장치의 관성효과 및 동응력 계산시 고려된 정적모드에 의한 영향으로 예상된다.

특히 3 장의 모드선정 과정에서와 같이 샤시 및 차체에서 발생하는 가속도는 모드의 종류에 따라서 큰 차이가 없었으나 이때 부품에서 발생하는 응력값은 적용되는 모드의 종류에 따라서 상당히 큰 차이가 나고 있음을 확인할 수 있다.

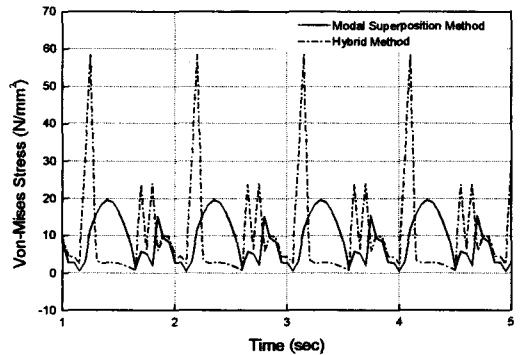


Fig. 10 Stress-time history at rear suspension

6. 결론

본 논문에서는 차체, 전방 현가장치에서 좌,우 LCA 와 크로스멤버 그리고 후방 현가장치에서는 토션빔, 스테빌라이저바 그리고 좌,우 트레일 링크의 결합체를 모두 탄성 변형체로 고려하여 전체 차량 전산모델을 구성하였다. 또한 유연체의 거동 특성과 흡통과 해석 결과를 통하여 각 부품들의 탄성 변형효과를 정확하게 고려할 수 있도록 모드 선정과정을 수행하였다.

이렇게 제안된 유연체 차량모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 실차 범프 통과시 가속도 측정자료와 비교하였으며 그 결과 도로로부터 발생하는 가진력이 실제 차량과 유사하게 전,후방 샤시부품과 차체로 전달되며 이 값을 시뮬레이션 모델로 예측 가능함을 간접적으로 입증하였다.

또한 제안된 차량 시뮬레이션 모델을 이용하여 차체가 고정되어 있고 후방 현가장치에 특정한 외력이 주기적으로 가해지는 조건에서 토션빔상의 임의 절점에서 동응력 이력값을 계산하고 그 결과를 비교 함으로써 각 동응력 계산법의 특성을 검토하였다.

참고문헌

- (1) Winfrey, R.C., 1971, "Elastic Link Mechanism Dynamics," Transaction of ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 93, No. 1, pp. 268~272.
- (2) Imam, I., Sandor, G.N. and Kramer, S.N., 1973, "Deflection and Stress Analysis in High Speed Planer Mechanisms with Elastic Links," Transaction of ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 95, pp. 541~548.
- (3) Sadler, J.P. and Sandor, G.N., 1973, "A Lumped Parameter Approach to Vibration and Stress Analysis of Elastic Linkages," Transaction of ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 95, No. 4, pp. 549~557.
- (4) Liu, T.S., 1987, "Computational Methods for Life Prediction of Mechanical Components of Dynamic Systems," Ph.D. Thesis, University of Iowa.
- (5) Yim, H.J., 1990, "Computational Methods for Dynamic Stress Analysis of Mechanical System," Technical Report R-84, Center for Simulation and Design Optimization of Mechanical Systems, University of Iowa.
- (6) Ryu, J.H., Kim, S.S. and Kim, S.S., 1990, "An Efficient Method of distribution Inertia Loads for Quasi-static Analysis in Dynamic Stress Computation," Technical Report R-85, Center for Simulation and Design Optimization of Mechanical Systems, University of Iowa.
- (7) Kim, S.S., and Haug, E.J., 1990, "Selection of Deformation Modes for Flexible Multibody Dynamics," Mech. Struct. & Mach., Vol. 18, No. 4, pp. 565~586.