

부분구조합성법을 이용한 전차량 모델의 진동 특성 분석

Analysis of Vibration Characteristics of Full Vehicle Model using Substructure Synthesis Method

김범석* · 김봉수** · 유홍희†

Bum Suk Kim, Bong Soo Kim and Hong Hee Yoo

1. 서론

승용 차량과 같은 대형 구조물은 여러 개의 부분 구조물들이 서로 복합적으로 결합되어 그 구조 자체가 매우 복잡함으로 단순한 진동계로 모델화 하기가 어렵다. 그러므로 근래에 들어 주로 유한요소법을 적용하여 진동 구조물에 대한 동특성 연구가 이루어지고 있지만 차량 전체 모델을 유한요소로 모델화하여 해석하는 경우에는 자유도의 수가 수천에서 수만에 이르게 되어 이를 직접 해석하기 위해서는 많은 시간이 필요하다. 따라서 전차량 모델과 같은 대형 복잡 구조물을 효율적으로 해석하기 위하여 전체 구조물을 수치해석이 용이한 여러 개의 부분구조로 분할하고 유한요소법 등에 의해 각 분계의 동특성을 파악하여 이들을 다시 합성하는 방법인 부분구조합성법을 많이 사용한다.

부분구조합성법은 자동차나 항공기와 같이 거대하고 복잡한 구조물의 해석을 효과적으로 수행하기 위해 Hurty 에 의해 처음 개발 되었다. Hurty 는 부구조의 일반화된 자유도로 강제운동모드, 경계변형모드, 부구조의 고유모드를 사용하였다. Hurty 의 방법을 발전시키려는 시도가 Goldman, Hou, Craig 와 Bampton 등에 의해 연구되었다. Craig 와 Bampton 은 Hurty 가 제안한 강제운동모드와 경계변형모드를 구속모드로 일반화시켜서 좋은 결과를 얻었으며, 이를 Craig-Bampton 방법이라 한다.

본 연구에서는 Craig-Bampton 방법을 이용하여 전차량 모델을 구성하는 각 부분을 부분구조모델로 치환한 후 다시 합성하여 전차량 모델에 대한 진동 특성을 분석하였다. 각 부분은 서브프레임과 서스펜션 그리고 차체 바디로 구성된다.

2. 부분구조합성법

부분구조합성법(Substructure Synthesis Method)은 크고 복잡한 구조물에 대한 해석시간 절감 및 모델링의 효율성을 높이기 위해 개발되었다. 부분구조합성법은 복잡한 구조물을 몇 개의 주요 요소 또는 부분구조로 나누어 유한요소법이나 시험을 통하여 독립적으로 고유진동수와 모드형상을 구한 후 이들 사이에 적절한 구속조건을 고려하여 합성한 전체 구조물의 고유진동수와 모드형상 및 강제진동에 의한 응답 등을 구하는 방법이다.

본 연구에서는 부분구조합성법 중 모드합성법(Component Mode Synthesis Method)을 사용하였다. 모드합성법은 각 부분의 동특성을 소수의 저차 고유진동형만으로 나타내고 이들 몇 개의 고유진동수와 고유모드의 결합으로 전체계의 동특성을 해석할 수 있다.

시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [K]\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}(t)\} \quad (1)$$

또한 Craig-Bampton 변환 행렬을 다음과 같이 정의한다.

$$\{\mathbf{u}\} = \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_L \\ \mathbf{u}_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_L & \phi_R \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{u}_b \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서 u_b , u_L , ϕ_R , ϕ_L , q 는 각각 경계점, 내부점, 강제벡터, 모드벡터와 모드좌표를 의미한다. 위의 식 (2)를 식 (1)에 대입한 후 변환행렬을 전적하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} I & \mathbf{M}_{lb} \\ \mathbf{M}_{bl} & \mathbf{M}_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{u}}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \Lambda & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{u}_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F}_b \end{Bmatrix} \quad (3)$$

† 교신저자; 한양대학교 기계공학부
E-mail : hhyoo@hanyang.ac.kr
Tel : (02) 2220-0446, Fax : (02) 2293-5070

* 한양대학교 대학원 기계공학과
** 현대기아자동차(주) 연구개발총괄본부

식 (3)에서 전체 자유도는 경계점에서의 노드와 모드점을 갖는 것으로 축소됨을 알 수 있다.

3. 전차량 모델 구성

전차량 모델을 구성하기 위해 사용된 부분구조 모델은 Fig. 1 과 같이 크게 세 부분으로 나뉘어 있다.

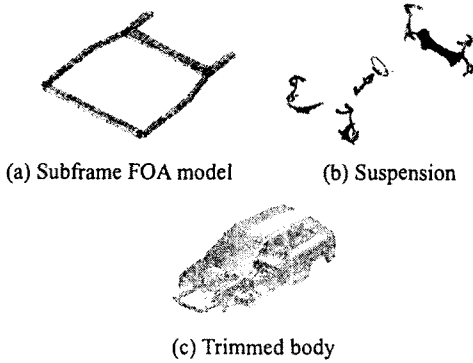


Fig. 1 Component of full vehicle model

전차량 모델을 구성하기 위해 우선 서브프레임은 FOA 기법을 이용하여 보요소만으로 구성된 등가 모델을 사용하였다. 서스펜션과 차체 바디는 실제 유한요소 모델을 Craig-Bampton 방법을 이용하여 부분 구조로 치환하였다. 서스펜션의 경우 서브프레임과 차체가 붙는 총 15 개의 노드를 경계점으로 하고 200 개의 내부모드를 사용하였다. 차체는 서스펜션과 결합되는 9 개의 노드와 서브프레임을 지지하는 4 개의 노드를 경계점으로 하여 부분구조 모델화하였다.

Fig. 2 는 서브프레임의 차체 결합 유무에 따른 FRF 해석 결과를 보여주고 있다. 서브프레임의 엔진 마운트와 로어암 A, G 마운트에 수직방향 단위입력을 주고 가속도 응답을 얻은 결과이다. 서브프레임이 서스펜션과 차체로 구성된 전차량 모델에 결합되었을 때는 서스펜션이나 차체로 흡수되는 진동량이 많기 때문에 전체적으로 진동 정도가 감소되는 것을 볼 수 있다. 또한 서브프레임의 진동 모드 또한 약간 이동하였다.

Fig. 3 는 서브프레임에 직접 입력되는 가진에 대한 차체에서의 가속도 응답을 얻은 결과이다. Fig. 3(a)는 서브프레임의 다양한 입력점에 대한 차체의 동일한 시트 출력점에서의 결과를 비교한 것이다. Fig. 3(b)는 서브프레임 로어암 A 마운트의 입력에 대한 차체 시트부의 다양한 출력점에서의 응답을 비교한 것이다. 입출력점 변화에 따라 응답이 상이하게 변하는 것을 볼 수 있으며 특히 가속소음이 문제가 되는 132Hz 정도에서 피크치가 발생하는 현상을 확인하였다.

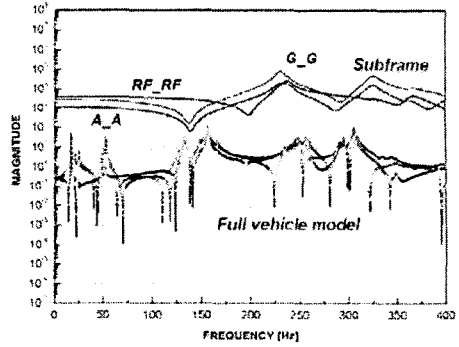
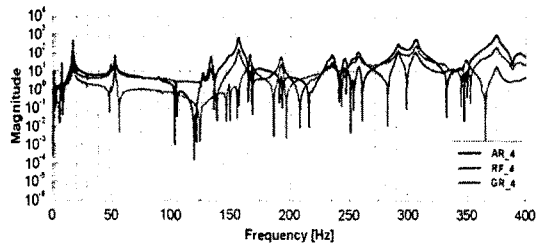
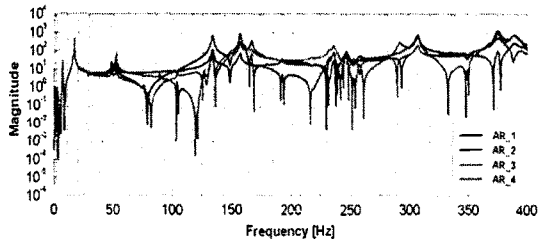


Fig. 2 Comparison of FRF results between subframe and full vehicle model



(a) FRF results for various input excitation point



(b) FRF results for various output response point

Fig. 3 FRF results of full vehicle model

4. 결론

본 연구에서는 부분구조합성법을 이용하여 전차량 모델을 구성하는 각 부분을 부분구조로 치환한 후 다시 합성하는 방법을 이용하여 전차량 모델에 대한 진동 특성을 분석하였다. 엔진이나 도로가진에 의한 진동은 서브프레임을 거쳐 서스펜션 그리고 차체로 전달되기 때문에 서브프레임 가진에 대한 차체 시트 부에서의 응답을 비교 분석하였다.

후 기

이 논문은 2008 년도 2 단계 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.