

# 차량 시스템 모델의 동특성 해석

이 상 범\*·임 홍 재\*

## Dynamic Characteristic Analysis of the Vehicle System Model

Sang Beom Lee, Hong Jae Yim

**Key Words:** Dynamic Characteristics(동특성), Natural Frequency(고유진동수), Vehicle Body Structure(차체구조), Vehicle System Model(차량 시스템 모델), Vibration Analysis(진동해석), Vibration Mode(진동모드)

### Abstract

Vibration characteristics of a vehicle are mainly influenced by dynamic stiffness of the vehicle body structure and material and physical properties of the components attached to the vehicle body structure. In this paper, modeling techniques of the vehicle components are presented and the effects of the vehicle components on the vibration characteristics of the vehicle are investigated.

### 1. 서 론

자동차 구조설계시 고려되어야 할 중요사항 중 하나가 설계자가 요구하는 차량의 진동특성을 확보하는 것이다<sup>(1)</sup>. 차량의 진동특성은 필라, 루프 레일, 조인트 등에 의한 차체의 동적 강성과 차체에 부착되는 각종 부품의 재료특성 및 물리적 특성에 의해 결정되며 승차감과 내구성능 등에 매우 많은 영향을 준다<sup>(2,4)</sup>. 따라서 차량 진동의 저감 및 개선을 위해서는 초기 설계단계에서부터 개발될 차체 및 차량 시스템 모델의 동적 특성을 정확히 예측하고 개선할 수 있는 기술 확립이 필요하다.

본 연구에서는 승용차의 윈드실드, 도어, 후드, 범퍼, 서스펜션 시스템과 같은 차량부품을 모델링하고 이러한 부품을 차체에 부착하여 시스템 모델을 구성하는 과정에서 각각의 부품이 차량의 진동특성에 미치는 영향을 분석한다.

### 2. 시스템 차량 모델링

자동차 전체 시스템의 진동특성은 B.I.W.의 동적 거동에 의해 많은 영향을 받는다. 또한 B.I.W.에 부착되는 각종 구성 부품들의 재료특성, 물리적 특성 및 부착방법 등에 따라 많은 변화가 일어난다. 따라서 본 논문에서는 차체 B.I.W. 유한요소모델에 윈드실드, 도어, 범퍼 등의 부품의 부착이 차량의 진동특성 즉, 진동모드형상 및 고유진동수에 미치는 영향을 살펴본다.

Fig. 1은 본 연구에서 이용한 연구 대상 차량에 대한 B.I.W. 유한요소모델을 나타내고 있으며 초기설계시 통상적으로 사용하는 단순유한요소 모델을 구성하였다. 즉, 필라, 루프 레일, 로커 등은 빔요소로 모델링하였고, 루프 패널, 플로어 패널 등은 쉘요소로 모델링하였으며, 루프 레일과 센터필라 등이 서로 만나는 조인트는 스프링요소로 모델링하였다.

이 B.I.W. 모델의 1차 진동모드는 비틀림모드로서 29.6 Hz의 고유진동수를 나타내고 있으며, 2차 및 3차 진동모드는 굽힘모드로서 각각 45.5

\* 국민대학교 자동차공학 전문대학원

Hz 및 47.5 Hz의 고유진동수를 나타내고 있다.

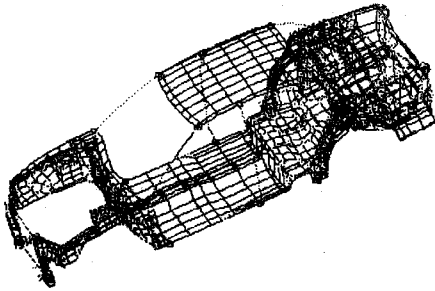


Fig. 1 FE model of the vehicle B.I.W.

### 2.1 윈드실드 및 백라이트 모델링

차량의 B.I.W.에 부착할 윈드실드 및 백라이트를 Table 1에 나타난 재료 물성치를 이용하여 셀요소(CQUAD4 및 CTRIA3)로 모델링하였다. 윈드실드 및 백라이트는 우레탄 등의 접착제를 이용하여 차체와 부착하므로 접착제 강성을 표현하기 위한 모델링이 이루어져야 한다. 따라서 접착제로 인한 국부적 강성을 표현하기 위하여 Fig. 2에 나타난 인장, 압축, 전단 등 3 방향에 대하여 Table 2의 강성값을 갖는 병진 스프링요소(CELAS2)를 이용하여 모델링하였다. Fig. 3은 모델링된 결과를 나타내고 있다.

Table 3은 윈드실드와 백라이트를 차체에 부착한 모델에 대한 진동해석 결과를 나타내고 있다. 이 결과에서 보는 바와 같이 B.I.W.의 경우, 1차 진동은 비틀림모드였으나 윈드실드와 백라이트를 부착한 모델은 굽힘모드가 발생하였다. 또한 1차 비틀림모드가 29.6 Hz에서 46.9 Hz로 58.4 %의 매우 큰 증가율을 보이고 있는 반면에 1차 및 2차 굽힘모드는 각각 45.5 Hz, 47.5 Hz에서 43.0 Hz, 46.5 Hz로 각각 5.5 % 및 2.1 % 떨어진 것을 알 수 있다.

이 결과로부터 비틀림모드의 경우 윈드실드와 백라이트의 부착에 따른 비틀림강성 증가에 의해 차량의 비틀림모드에 대한 고유진동수가 크게 증가한 반면, 굽힘모드의 경우 질량효과에 의해 차량의 굽힘 고유진동수가 오히려 약간씩 감소한 것을 알 수 있다. 즉, 윈드실드와 백라이트는 차량의 비틀림강성에 미치는 영향이 매우 크다는 것을 알 수 있다.

Table 1 Material properties of windshield

Properties	Values
Young's modulus	7.2E+5 (N/mm <sup>2</sup> )
Poisson's ratio	0.22
Density	2.4E-6 (kg/mm <sup>3</sup> )

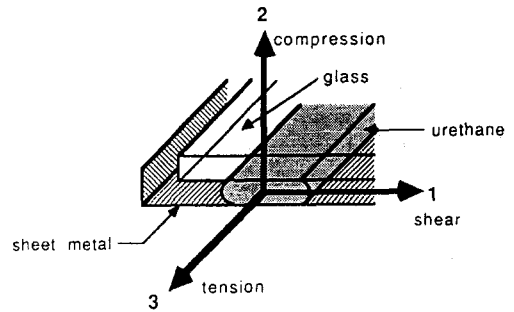


Fig. 2 Local stiffness directions of windshield adhesive

Table 2 Spring rates for windshield adhesive

Unit: (N/mm)/mm

Direction	Type	Spring rate
1	Shear stiffness	5.14
2	Compression stiffness	49.07
3	Tension stiffness	5.45

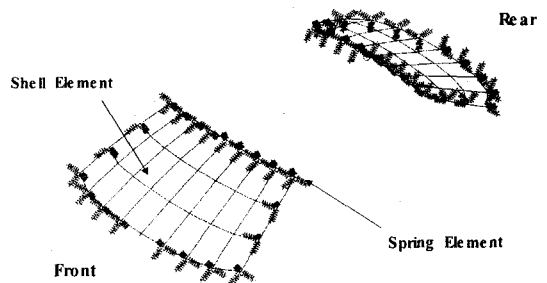


Fig. 3 Modeling of windshield and backlite

Table 3 Natural frequencies of vehicle  
(B.I.W.+windshield/backlite)

Unit: Hz, %

Mode shape	B.I.W.	Model 1	Percent change
1st torsion	29.6	46.9	+58.4
1st bending	45.5	43.0	-5.5
2nd bending	47.5	46.5	-2.1

## 2.2 후드, 트렁크 리드, 시트 모델링

앞 단계의 모델에 후드, 트렁크 리드, 시트 등을 부착하였으며 Fig. 4 - Fig. 6에 각각 모델링된 그림을 나타내었다.

Fig. 4는 후드의 모델링 결과를 나타내고 있으며 후드의 전체 질량을 무게중심 위치에 집중질량요소(CONM2)로 모델링하였으며, 이 점과 후드의 힌지점 및 스트라이커점 사이에는 강체요소(RBE2)를 이용하여 연결하였다. 그리고 힌지점은 병진 스프링요소(CELAS2)로 모델링하였다. 이렇게 모델링하면 후드는 전체 시스템의 구조강성에 기여함이 없이 적절한 질량효과를 갖게 된다.

Fig. 5는 트렁크 리드에 대한 모델링 결과를 나타내고 있다. 앞에서와 마찬가지로 트렁크 리드의 질량을 무게중심 위치에 집중질량요소로 모델링하고 차체 연결부위에 강체요소와 스프링요소로 모델링하였다.

Fig. 6은 프런트 시트와 리어 시트의 모델링 결과를 나타내고 있다. 이들 시트 부품들은 구조물의 강성에는 기여하지 않지만 질량효과가 있으므로 각 시트의 무게중심 위치에 집중질량요소로 모델링하였다.

그리고 이러한 부품을 추가한 모델을 이용하여 진동해석을 수행하였으며 그 결과를 Table 4에 나타내었다. Table 4에서 보는 바와 같이 1차 및 2차 굽힘모드의 고유진동수는 각각 30.8 Hz 및 32.1 Hz로서 28.4 % 및 31.0 %의 감소율을 보이고 있다. 그리고 1차 비틀림모드의 고유진동수는 36.0 Hz로서 23.2 %의 감소율을 나타내고 있다.

이 결과로부터 후드, 트렁크 리드, 시트 등은 질량효과에 의해 차량의 고유진동수를 떨어뜨린다는 것을 알 수 있으며 특히 비틀림모드보다는 굽힘모드의 고유진동수를 많이 떨어뜨리는 것을

알 수 있다.

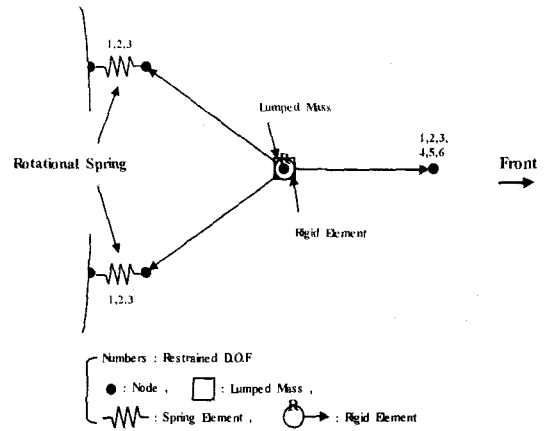


Fig. 4 Modeling of hood

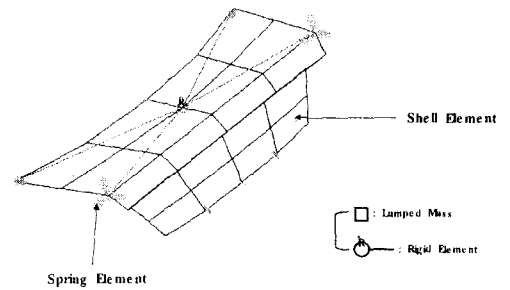


Fig. 5 Modeling of trunk-lid

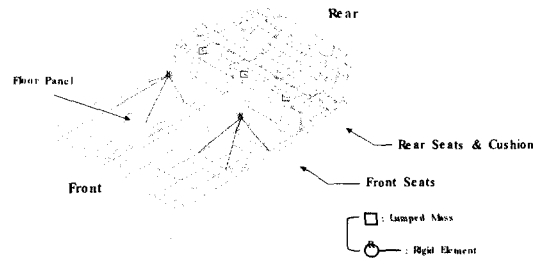


Fig. 6 Modeling of seats

Table 4 Natural frequencies of vehicle  
(B.I.W.+windshield/backlite+hood/trunk-lid/seats)

Unit: Hz, %

Mode shape	Model 1	Model 2	Percent change
1st torsion	46.9	36.0	-23.2
1st bending	43.0	30.8	-28.4
2nd bending	46.5	32.1	-31.0

### 2.3 범퍼 모델링

Fig. 7은 전·후방 범퍼를 빔요소(CBAR), 집중 질량요소 및 강체요소를 이용하여 모델링한 결과를 나타내고 있으며 고유진동해석 결과를 Table 5에 나타내었다. 이 결과로부터 범퍼의 부착에 의해 굽힘모드에 대한 고유진동수가 많이 떨어졌으며 특히 끝단효과에 의해 1차 굽힘모드에 대한 고유진동수가 가장 많이 떨어진 것을 알 수 있다.

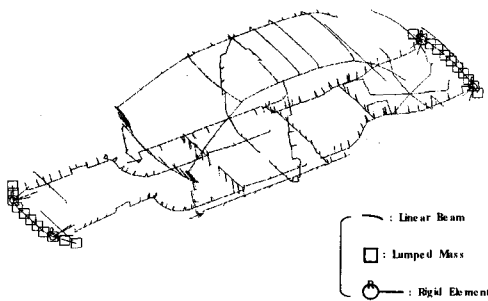


Fig. 7 Modeling of bumpers

Table 5 Natural frequencies of vehicle  
(B.I.W.+windshield/backlite+hood/trunk-lid/seats  
+bumpers)

Unit: Hz, %

Mode shape	Model 2	Model 3	Percent change
1st torsion	36.0	34.1	-5.3
1st bending	30.8	25.3	-17.9
2nd bending	32.1	28.4	-11.5

### 2.4 도어 모델링

도어에 대한 모델링 결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8에서 보는 바와 같이 도어의 질량을 무게중심 위치에 집중질량요소로 모델링하였으며 이것을 도어에 대한 2개의 힌지와 1개의 스트라이커점에 강체요소로 연결하였다. 진동해석 결과를 Table 6에 나타내었는데 도어의 질량효과에 의해 전반적으로 고유진동수가 떨어진 것을 알 수 있다.

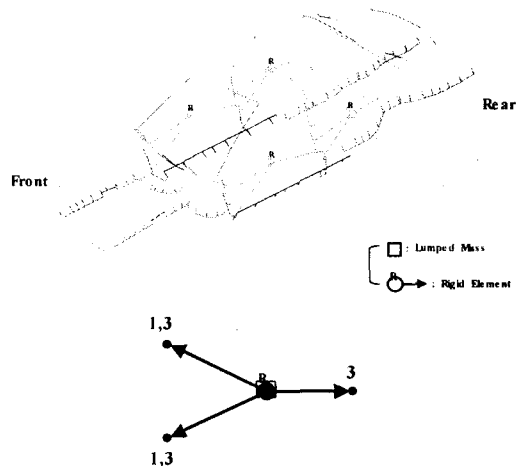


Fig. 8 Modeling of doors

Table 6 Natural frequencies of vehicle  
(B.I.W.+windshield/backlite+hood/trunk-lid/seats  
+bumpers+doors)

Unit: Hz, %

Mode shape	Model 3	Model 4	Percent change
1st torsion	34.1	32.0	-6.2
1st bending	25.3	24.4	-3.6
2nd bending	28.4	26.2	-7.7

### 2.5 새시 시스템 모델링

전·후방 현가장치 및 타이어에 대한 유한요소 모델을 집중질량요소, 스프링요소, 댐퍼요소를 이용하여 모델링하였으며 그 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 또한 진동해석 결과를 Table 7에 나타내

었는데 전반적으로 진동수에 별로 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다.

B.I.W. 모델로부터 시스템 모델을 구성하는 과정에 대한 진동해석 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 이 결과로부터 윈드실드 및 백라이트의 부착에 의하여 비틀림모드의 고유진동수는 매우 크게 증가한다는 것을 알 수 있으며 굽힘모드의 고유진동수는 오히려 약간씩 떨어진다는 것을 알 수 있다. 이에 따라 비틀림모드와 굽힘모드의 순서가 바뀌게 된다. 또한 그 밖의 모델을 추가함으로써 질량효과에 의해 각 모드의 고유진동수가 계속 떨어지는 것을 알 수 있다.



Fig. 9 Modeling of chassis system

Table 7 Natural frequencies of vehicle  
(B.I.W.+windshield/backlite+hood/trunk-lid/seats  
+bumpers+doors+chassis system)

Unit: Hz, %

Mode shape	Model 4	Model 5	Percent change
1st torsion	32.0	31.6	-1.3
1st bending	24.4	24.3	-0.4
2nd bending	26.2	25.8	-1.5

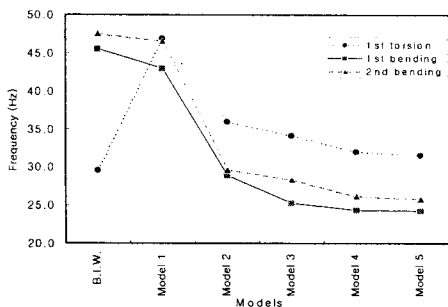


Fig. 10 Change of natural frequencies

### 3. 시스템 모델의 타당성 검토

앞에서 기술된 전차량 시스템 모델의 타당성을 검토하기 위해 시스템 모델의 질량 및 동적 강성을 실차 모델과 비교하였다.

#### 3.1 질량 검증

본 연구에서 개발된 시스템 모델의 부분 시스템 질량을 Table 8에 나타내었다. 시스템 모델의 전체 질량이 실차 질량과 같으므로 질량 모델은 적절히 이루어져 있다고 생각할 수 있다.

Table 8 Summary of subsystem mass

Unit: kg

B.I.W.	264.0
Trimmed body	540.0
Chassis system	580.2
Total mass	1384.2

#### 3.2 강성 검증

개발된 시스템 모델의 강성을 검증하기 위해서는 두 가지 방법이 사용될 수 있다. 즉, 정적강성과 동적 강성의 정확도가 타당성을 검증하는 지표가 될 수 있다. 본 연구에서는 일반적으로 많이 사용되는 동적 강성에 해당되는 고유진동특성을 타당성 검증지표로 사용하였다.

Fig. 11은 본 연구를 통하여 개발한 시스템 모델을 보여주고 있다. 이 모델을 이용하여 진동해석을 수행하였으며 그 결과를 Table 9에 시험결과와 비교하여 나타내었다. 이 결과에서 알 수 있듯이 5% 오차범위 이내로 시험결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. Fig. 12에 시스템 모델의 진동해석 결과인 비틀림모드를 나타내었다.

Table 9 Comparison of natural frequencies

Unit: Hz, %

Mode shape	Experiment	FEM	Error rate
1st torsion	30.3	31.6	+4.3
1st bending	23.7	24.3	+2.5
2nd bending	25.6	25.8	+0.8

## 참고문헌

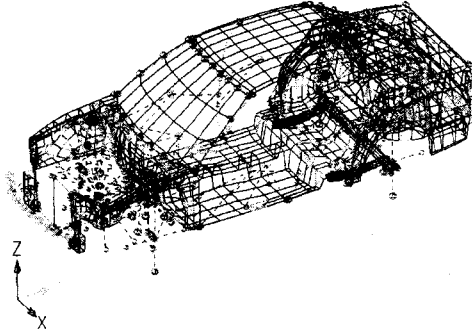


Fig. 11 Vehicle system model

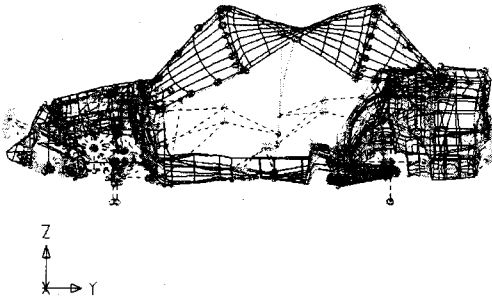


Fig. 12 1st torsional vibration mode

- (1) Kamal, M.M. and Wolf, J.A., 1984, *Modern Automotive Structural Analysis*, Van Nostrand Reinhold Co.
- (2) Chang, D.C., 1974, "Effects of Flexible Connections on Body Structural Response", *SAE Transactions*, Vol.83, pp.233-244.
- (3) Horvath, J.K., 1975, "Structural and System Models", *SAE Transactions*, Vol.84, pp.640-649.
- (4) 임홍재, 이상범, 1995, "저진동 차체의 필라 설계 및 최적화 기법", *한국소음진동공학회지*, 제5권, 제3호, pp.395-402.

## 4. 결론

본 연구에서는 차량 B.I.W.에 부착되는 각종 부품이 차량 시스템 모델의 고유진동 특성에 미치는 영향을 분석하였다.

본 연구를 통하여 윈드실드 및 백라이트는 차량의 비틀림모드에 대한 고유진동수를 높이는 데 많은 기여를 하지만 굽힘모드의 경우 질량효과에 의해 오히려 고유진동수가 떨어진다는 것을 알 수 있었다. 또한 범퍼, 시트, 도어, 트렁크 리드 등을 부착함으로써 질량효과에 의해 고유진동수가 크게 떨어진다는 것을 알 수 있었다. 그러나 현가장치는 차량의 고유진동수에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다.