

## 트림 부품의 부착에 따른 중형 버스의 동특성 변화 분석

이상범\*, 임흥재<sup>+</sup>

(논문접수일 2003. 6. 19, 심사완료일 2003. 9. 22)

### Analysis of Dynamic Characteristics Change of Middle-Sized Bus by Attachment of Trim Components

Sang Beom Lee\*, Hong Jae Yim<sup>+</sup>

#### Abstract

In general, a fundamental structural design consideration for an automobile is the overall dynamic behavior in bending and torsion. Dynamic behavior of the automobile are mainly influenced by the structural stiffness of B.I.W.(body-in-white) and the physical property of trim components. In this paper, the modeling techniques for various trim components of middle-sized bus are presented, and the dynamic effects of the trim components on the vibration characteristics of the bus are investigated. The 1<sup>st</sup> torsional frequency is decreased by attaching windshield and backlite to the B.I.W., but the 1<sup>st</sup> vertical bending frequency and the 1<sup>st</sup> lateral bending frequency are increased. The natural frequencies of the bus are decreased by attaching doors and windows. And also, the natural frequencies of the bus are large decreased by attaching seats, instrument panel etc. The study shows that the dynamic characteristics of the bus can be effectively predicted in the initial design stage.

**Key Words :** Dynamic Characteristics(동특성), Middle-Sized Bus(중형 버스), Trim Component(트림 부품), Vehicle Body Structure(차체 구조), Vibration Analysis(진동 해석)

### 1. 서론

최근, 저진동·저소음 차량에 대한 소비자의 요구가 증대되는 추세에 따라 초기 개발 단계에서부터 여러 가지 CAD/CAE 시스템을 이용하여 차량에 대한 해석 및 설계

를 수행하고 있다<sup>(1)</sup>. 이러한 여러 가지 해석 및 설계기법과 상용 소프트웨어를 이용하면 시작차(prototype vehicle)가 제작되기 전에도 설계 차량에 대한 성능을 평가할 수 있고, 이를 설계에 반영하여 제품 제작 후 발생할 수 있는 여러 가지 문제점을 사전에 줄임으로서 차량 개발에 소요되는

\* 주저자, 국민대학교 자동차공학전문대학원 (sblee@kookmin.ac.kr)  
주소: 136-702 서울시 성북구 정릉동 861-1

+ 국민대학교 자동차공학전문대학원

시간 및 비용을 획기적으로 줄일 수 있다.

일반적으로 자동차 구조설계 시 고려해야 할 중요 사항 중 하나는 설계자가 요구하는 차량의 진동특성을 확보하는 것이다<sup>(2)</sup>.

자동차의 구조는 크게 차체(body)와 새시(chassis)로 구분하는데, 차체의 진동특성은 각종 필라(pillar), 결합부(joint) 및 패널의 형상과 두께에 의한 B.I.W. (body-in-white)의 동적 강성과 B.I.W.에 부착되는 각종 부품의 재료 특성 및 물리적 특성에 의해 결정되며 승차감과 내구 성능 등에 매우 많은 영향을 준다<sup>(3-5)</sup>. 따라서 차량 진동의 저감 및 개선을 위해서는 초기 설계단계에서부터 개발될 차량의 동적 특성을 정확히 예측할 수 있는 기술이 확립되어야 한다.

본 연구에서는 중형버스의 앞창(windshield), 뒤창(backlite), 문, 창문 등과 같은 차량부품 즉, 트림부품(trim component)을 모델링하고 이러한 부품을 B.I.W.에 부착하여 트림차량모델(trimmed vehicle model)을 구성하는 과정에서 각각의 부품이 차량의 진동특성에 미치는 영향을 분석한다. 또한 변형에너지 분석(strain energy analysis)을 통하여 모델링된 트림차량모델의 각 진동에 대한 취약부위를 예측한다.

## 2. 차량 모델링

전차량(full vehicle)의 진동특성은 B.I.W.의 동적 거동에 의해 많은 영향을 받는다. 또한, B.I.W.에 부착되는 각종 트림부품들의 재료특성, 물리적 특성 및 부착방법 등에 따라 많은 변화가 일어난다. 따라서 본 논문에서는 버스의 B.I.W. 유한요소모델에 앞창, 뒤창, 출입문, 창문 등 트림부품의 부착이 차량의 진동특성 즉, 진동모드형상 및 고유진동수에 미치는 영향을 살펴본다.

Fig. 1은 본 연구에서 이용한 차량인 중형버스 B.I.W.에 대한 유한요소모델로서 상용 유한요소해석 소프트웨어인 MSC/NASTRAN으로 모델링 하였으며 6,000여개의 절점으로 구성되어 있다. 이 모델은 자동차회사에서 초기설계시

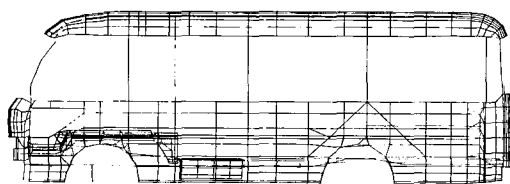


Fig. 1 Finite element model of bus B.I.W.

통상적으로 사용하는 단순 유한요소모델로서 필라, 캔트레일(cant rail), 웨이스트레일(waist rail) 등은 빔요소(beam element)로 모델링 하였고, 지붕패널(roof panel), 측면패널(side panel), 바닥패널(floor panel) 등은 셸요소(shell element)로 모델링 하였으며, 도어필라(door pillar)와 스킨드레일(skid rail) 및 윈도우필러(window pillar)와 스킨드레일 등이 서로 만나는 결합부는 스프링요소(spring element)로 모델링 하였다. 또한 부품 간 상대운동이 매우 작은 연결부위는 강체요소(rigid body element)를 사용하여 모델링 하였다.

### 2.1 앞창 및 뒤창 모델링

차량 B.I.W.에 부착할 앞창 및 뒤창을 Table 1에 나타난 재료 물성치를 이용하여 셸요소(CQUAD4 및 CTRIA3)로 모델링 하였다. 앞창 및 뒤창은 우레탄 등의 접착제를 이용하여 B.I.W.와 부착하므로 접착제 강성을 표현하기 위한 모델링이 이루어져야 한다. 따라서 접착제로 인한 국부적 강성을 표현하기 위하여 Fig. 2에 나타난 인장, 압축 및 전단 등 3 방향에 대하여 Table 2의 강성값을 갖는 병진 스프링요소(CELAS2)를 이용하여 모델링 하였다. 즉, 앞창과 B.I.W.가 서로 만나는 부위의 앞창의 접점과 B.I.W.의 접점에 병진 스프링강성을 부여하기 위한 방향을 갖는 국부좌표계(local coordinate)를 설정하고 두 절점 사이에 병진 스프링요소를 만든다.

Table 1 Material properties of windshield and backlite

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> )

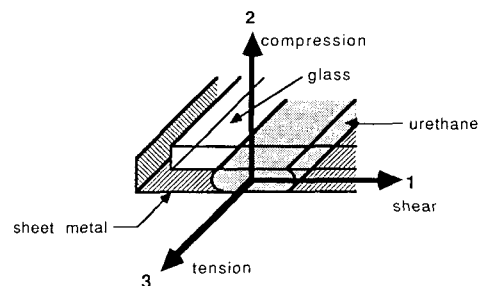


Fig. 2 Local stiffness directions for adhesive of windshield and backlite

Table 3에 앞창과 뒤창을 B.I.W.에 부착한 모델인 Model 1에 대한 진동해석 결과를 나타내고 있다. 이 결과에서 보는 바와 같이 2차 진동모드인 수직 굽힘모드와 3차 진동모드인 수평 굽힘모드는 각각 30.7Hz와 40.8Hz에서 32.5Hz와 43.1Hz로 5.9% 및 5.6%가 증가하였으나, 1차 진동모드인 비틀림모드는 22.1Hz에서 21.4Hz로 3.2% 감소하였다.

이 결과로부터 굽힘모드의 경우 앞창과 뒤창의 부착에 따른 굽힘강성 증가에 의해 차량의 굽힘모드에 대한 고유진동수가 증가한 반면, 비틀림모드의 경우 각 창 의 질량증가효과에 의해 차량의 비틀림 고유진동수가 오히려 감소한 것으로 분석할 수 있다. 이는 승용차의 B.I.W.에 앞창 및 뒤창을 붙이는 경우와는 완전히 다른 특성을 나타낸다는 것을 알 수 있다<sup>6)</sup>. 즉, 승용차의 경우 차량의 기하학적 형상의 특성상 앞창과 뒤창의 부착에 의하여 비틀림 강성이 크게 증가하기 때문에 차량의 비틀림 고유진동수가 크게 증가하지만 굽힘 고유진동수는 앞창과 뒤창의 부착에 따른 질량증가효과에 의하여 떨어진다.

### 2.2 문 및 창문 모델링

B.I.W.에 부착되는 각종 부품 중에서 문이나 창문은 다른 부품들에 비하여 상대적으로 질량이 크며 B.I.W.와 체결되는 부위에서 비교적 큰 상대운동이 존재한다. 따라서 이를 반영하기 위한 적절한 모델링이 수행되어야 하는데 이를 위해 B.I.W.와 문 및 창문을 결합 시 상대운동이 발생하는 방

Table 2 Adhesive stiffness

Type	Stiffness value
Shear stiffness	5.14
Compression stiffness	49.07
Tension stiffness	5.45

Table 3 Comparison of natural frequencies

Model	Unit: Hz		
	1 <sup>st</sup> mode	2 <sup>nd</sup> mode	3 <sup>rd</sup> mode
B.I.W.	22.1	30.7	40.8
Model 1	21.4	32.5	43.1
Percent change	-3.2	+5.9	+5.6

향으로 자유도(D.O.F.; degree of freedom)를 부여해야 한다. 즉, Fig. 3에서 보는 바와 같이 앞문의 경우 절점 N175와 N176은 힌지의 운동방향을 고려하여 힌지를 통과하는 z-방향에 대한 자유도를 부여하였으며, N6455는 체결상태를 고려하여 x-방향의 자유도를 부여하였다. 그리고 중간문도 같은 원리로 체결되는 부위의 상대운동을 고려하여 모델링 하였다.

앞에서 설명한 Model 1에 문, 창문 등을 모델링 하여 부착한 Model 2에 대한 진동해석 결과를 Table 4에 나타내었다. 이 결과에서 보는 바와 같이 B.I.W.와 문 및 창문 간에 존재하는 자유도에 기인된 상대운동으로 인하여 문 및 창문의 부착에 따른 강성증가효과보다는 오히려 질량증가효과에 의해 고유진동수가 각각 2.8%, 2.2% 및 3.7% 떨어진 것을 알 수 있다.

### 2.3 부가질량 모델링

Model 2에 좌석, 인테리어, 계기판 등의 부품 부착으로

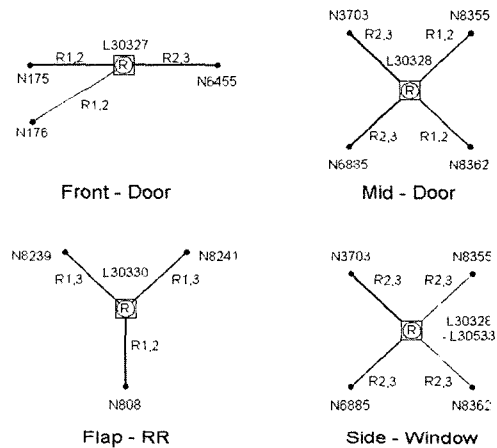


Fig. 3 Modeling of doors and side windows

Table 4 Comparison of natural frequencies

Model	Unit: Hz		
	1 <sup>st</sup> mode	2 <sup>nd</sup> mode	3 <sup>rd</sup> mode
Model 1	21.4	32.5	43.1
Model 2	20.8	31.8	41.5
Percent change	-2.8	-2.2	-3.7

인한 차량의 동적특성을 알아보기 위하여 이들 부품을 집중 질량요소(CONM2)로 모델링 하여 각 부위에 부착하였으며 이를 Model 3으로 정의하였다. 이 모델을 이용하여 진동해석을 수행하였으며 그 결과를 Table 5에 나타내었다. 이 결과로부터 알 수 있는 바와 같이 좌석, 인테리어, 계기판 등은 질량에 비하여 정적강성이 매우 작은 부품들로서 차량에 대한 강성증가보다는 질량증가에 대한 기여도가 매우 크기 때문에 고유진동수가 모두 큰 폭으로 떨어진 것을 알 수 있다.

Fig. 4에 B.I.W. 모델로부터 각 단계 모델링 과정에 따른 고유진동수 변화 추이를 보여주고 있는데, 승용차에 트림부품을 부착시키는 경우<sup>(6)</sup>와는 달리 진동모드의 순서는 바뀌지 않는다.

### 3. 트림차량모델의 타당성 검토

개발된 트림차량모델의 타당성은 차량모델의 정적 강성(static stiffness)과 동적 강성(dynamic stiffness)의 정확도로 검증할 수 있다. 본 연구에서는 일반적으로 많이 사용되는 동적 강성에 해당되는 고유진동특성을 타당성 검증자료로 사용하였다.

Table 5 Comparison of natural frequencies

		Unit: Hz		
Model	Mode	1 <sup>st</sup> mode	2 <sup>nd</sup> mode	3 <sup>rd</sup> mode
		Torsion	Vertical bending	Lateral bending
Model 2		20.8	31.8	41.5
Model 3		19.5	28.7	38.5
Percent change		-6.3	-9.7	-7.2

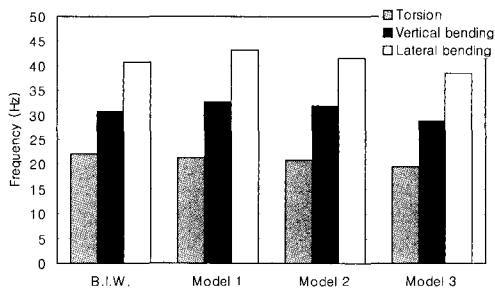


Fig. 4 Change of natural frequencies

Table 6에 실차모델과 유한요소로 모델링 된 트림차량모델에 대한 진동해석 결과를 나타내었다. 이 결과에서 알 수 있듯이 4% 오차범위 이내로 시험결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. Figs. 5-7은 트림차량모델의 진동해석 결과인 1차 비틀림모드, 수직 굽힘모드 및 수평 굽힘모드를 각각 나타내고 있다.

### 4. 변형에너지해석

트림차량모델(Model 3)의 내구도 성능 취약부위를 예측하기 위해 MSC/NASTRAN을 이용하여 각 진동모드에 대한 변형에너지해석을 실시하였다.

Table 6 Comparison of natural frequencies

		Unit: Hz		
Model	Mode	1 <sup>st</sup> mode	2 <sup>nd</sup> mode	3 <sup>rd</sup> mode
		Torsion	Vertical bending	Lateral bending
Experiment		18.9	28.0	38.1
FEM		19.5	28.7	38.5
Percent error		+3.2	+2.5	+1.0

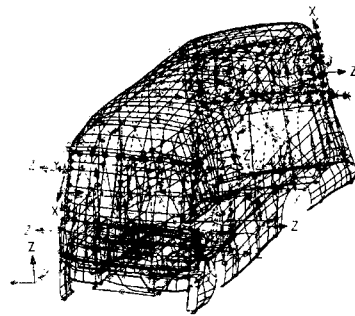


Fig. 5 1st vibration mode (torsional mode)

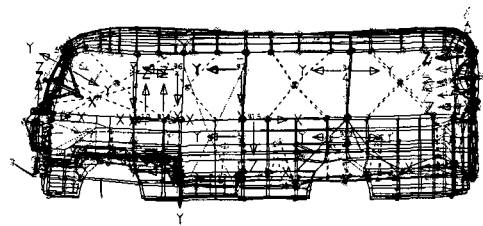


Fig. 6 2<sup>nd</sup> vibration mode (vertical bending mode)

앞에서 설명한 바와 같이 버스 B.I.W.의 각종 필러는 범요소로 모델링 되어 있으며, 차체 질량의 가장 큰 비중을 차지하고 있는 지붕, 바닥 및 측면패널 등은 셸요소로 모델링 되어 있다. 그리고 필러들이 서로 교차하는 결합부(7)는 스프링요소로 모델링 되어 있다.

Fig. 8에 각 요소별 변형에너지분포를 나타내고 있는데, 1차 모드인 비틀림진동의 경우 범요소에 72.7%, 셸요소에 14.3% 그리고 스프링요소에 13.0%의 변형에너지가 저장된다는 것을 알 수 있다. 2차 진동모드인 수직 굽힘진동의 경우 범요소에 75.9%, 셸요소에 13.5% 그리고 스프링요소에 10.6%의 변형에너지가 저장된다는 것을 알 수 있다. 또한 3차 진동모드인 수평 굽힘진동의 경우 범요소에 59.9%, 셸요소에 35.0% 그리고 스프링요소에 5.1%의 변형에너지

가 저장된다는 것을 알 수 있다. 이 결과에서 알 수 있듯이 각 진동모드에 대하여 범요소에 가장 많은 변형에너지가 저장된다는 것을 알 수 있다. 그리고 스프링요소의 경우 질량물성치가 없기 때문에 변형에너지밀도(strain energy density)를 계산할 수 없으나 전체 버스 구조물에 대하여 결합부가 차지하는 질량비율이 매우 작음에도 불구하고 스프링요소에 저장되는 변형에너지가 상대적으로 매우 크다는 것을 알 수 있다. 즉, 버스 구조물의 동적 특성에 결합부의 특성이 기여하는 비율이 매우 높다는 것을 알 수 있다.

Fig. 9에 각 결합부에 대한 변형에너지를 나타내고 있는데 그림에서 보는 바와 같이 1차 진동모드인 비틀림모드와 2차 진동모드인 수직 굽힘모드의 경우 도어필러-캔트레일 결합부에 변형에너지가 많이 저장된다는 것을 알 수 있

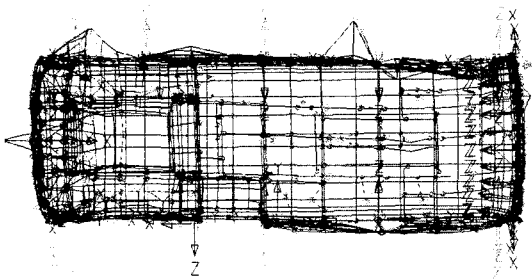


Fig. 7 3<sup>rd</sup> vibration mode (lateral bending mode)

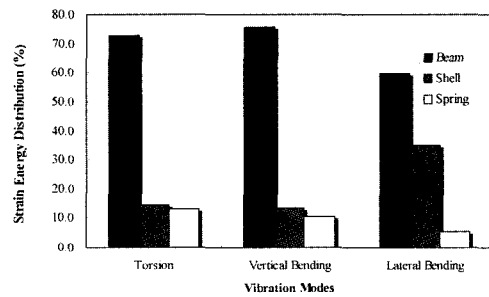


Fig. 8 Strain energy distribution

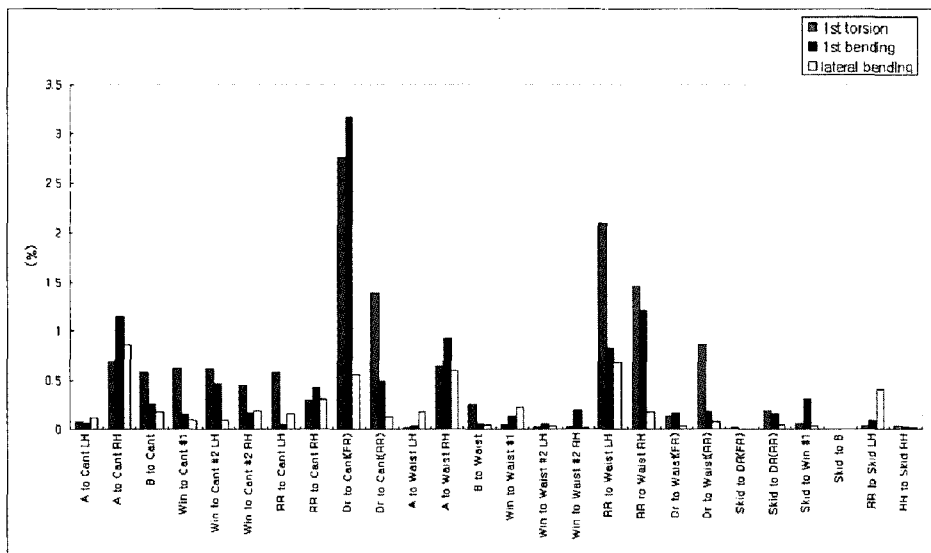


Fig. 9 Strain energy distribution of each joint

며, 3차 진동모드인 수평 굽힘모드의 경우 A 필라-캔트레일 결합부에 많은 변형에너지가 저장된다는 것을 알 수 있다.

이와 같은 변형에너지 분석을 통하여 주요 진동모드에 취약하거나 민감한 결합부를 설계초기단계에서 신속하게 예측하여 설계에 반영할 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 버스 차량 B.I.W.에 부착되는 각종 트림부품이 차량의 고유진동 특성에 미치는 영향을 분석하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 앞창 및 뒤창은 버스차량의 굽힘진동모드에 대한 고유진동수를 높이는 데 큰 기여를 하지만 질량효과에 의해 비틀림모드에 대한 고유진동수를 떨어뜨린다는 것을 알 수 있다.
- (2) 문, 창문, 좌석 및 인테리어 등을 부착하는 경우 강성보다는 질량효과의 기여도가 상대적으로 크기 때문에 각 진동모드에 대한 고유진동수를 모두 떨어뜨린다는 것을 알 수 있다.
- (3) 차량 트림부품 조립공정에 따른 동적 특성을 초기 설계 단계에서 효과적으로 예측할 수 있으며, 또한 변형에너지분석을 통하여 차체의 내구도 취약부위 또는 민감 부위를 예측할 수 있다.

## 후 기

이 논문은 2004년도 두뇌한국21 사업에 의하여 지원되었음.

## 참 고 문 헌

- (1) Lee, S. B., 2000, "Design Optimization for Vehicle Pillar Section Shape Using Simple Finite Element Model," *Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 12, No. 4, pp. 133 ~ 139.
- (2) Kamal, M. M., and Wolf, J. A., 1982, *Modern Automotive Structural Analysis*, Van Nostrand Reinhold Co.
- (3) Chang, D. C., 1974, "Effects of Flexible Connections on Body Structural Response," *SAE Transactions*, Vol. 83, pp. 233 ~ 244.
- (4) Horvath, J. K., 1975, "Structural and System Models," *SAE Transactions*, Vol. 84, pp. 640 ~ 649.
- (5) Yim, H. J., and Lee, S. B., 1995, "Technology for Initial Design and Analysis of Vehicle Pillar Structures for Vibration," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 5, No. 3, pp. 395 ~ 402.
- (6) Lee, S. B., and Yim, H. J., 2003, "Flexibility Effects of Components on the Dynamic Behavior of Vehicle," *Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 12, No. 4, pp. 57 ~ 62.
- (7) Yim, H. J., Kim, Y. Y., Lee, S. B., and Song, M. Y., 1995, "Modeling and Vibration Analysis of Vehicle Structures Using Equivalent Beam Stiffness for Joints," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 5, No. 4, pp. 537 ~ 542.