

차체의 유연성을 고려한 철도차량의 승차감 해석

Study on the ride quality of vehicle with carbody flexibility

성재호* 이강운** 박길배** 양희주**
Seong, Jae-Ho Lee, Kang-Wun Park, Gil-Bae Yang, Hee-Joo.

ABSTRACT

Generally railway vehicle runs on the rail with endless interaction between wheel and rail. Irregularity of rail causes the periodic motion of the vehicle. In association with this motion, the design of vehicle would be carried out in order to avoid the resonance between car-body and bogie.

It may be seen that the first vertical bending mode of car-body contributes considerably to the vertical ride comfort level. In this paper to know the effect of the car-body first vertical bending mode on vertical ride comfort, the mode has been considered with dynamic model. I-DEAS program was used to get the car-body first vertical bending mode and VAMPIRE program was used to analyze ride comfort index(Wz) with FE interface file

1. 서 론

일반적으로 철도차량은 차륜과 궤도가 접촉된 상태에서 주행하기 때문에 주행 중에는 차량과 궤도 사이에 끊임없는 상호작용이 발생한다. 궤도의 불규칙도(Irregularity)로 인하여 철도차량은 주기 운동을 하며, 이와 관련하여 차체와 현가장치 특성에 의한 대차 프레임의 기구학적 운동의 고유진동수(Natural frequency)는 공진·회피설계가 이루어져야 한다.

특히 차체의 1차 굽힘 고유 진동수는 승객이 민감하게 느끼는 상하방향 진동가속도의 주파수 대역과 근접하기에 설계단계에서 승차감(상하방향)과 관련하여 중요하게 고려하는 항목이다. 본문에서는 차량의 동역학 모델(rigid body model)에 차체(flexible body model)의 1차 수직 굽힘 모드를 적용하기 위하여 가정된 모드(Assumed mode) 방법과 유한요소해석 방법을 설명하였으며, 1차 수직 굽힘 모드에 영향을 많이 받는 차체 중앙바닥에서의 VAMPIRE S/W를 이용한 승차감(Sperling ride comfort) 결과를 도시하였다.

2. 본 문

2.1 이 론

유연체를 고려한 동역학 모델의 운동방정식은 다음과 같다.

* (주)로템, 응용기술연구원, 비회원

E-mail : jhseong@rotem.co.kr

TEL : (031)460-1297 FAX : (031)460-1234

** (주)로템, 응용기술연구원

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{f}(t)$$

where

\mathbf{M} : mass matrix

\mathbf{C} : damping coefficient matrix

\mathbf{K} : stiffness coefficient matrix

$\mathbf{f}(t)$: applied force to the body

여기에서

$$\mathbf{X} = \Phi \mathbf{q} \quad \text{라 놓으면,}$$

where Φ : normal modes

\mathbf{q} : generalized displacement

$$\mathbf{M}\Phi\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\Phi\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\Phi\mathbf{q} = \mathbf{f}(t)$$

양변에 Φ^T 를 곱하면

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi \ddot{\mathbf{q}} + \Phi^T \mathbf{C} \Phi \dot{\mathbf{q}} + \Phi^T \mathbf{K} \Phi \mathbf{q} = \Phi^T \mathbf{f}(t)$$

Normal modes의 직교성에 의해 ,

$$\Phi_j^T \mathbf{M} \Phi_i = m_i \delta_{ij}$$

$$\Phi_j^T \mathbf{C} \Phi_i = c_i \delta_{ij}$$

$$\Phi_j^T \mathbf{K} \Phi_i = k_i \delta_{ij}$$

where

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{if } i \neq j \\ 1 & \text{if } i = j \end{cases}$$

m_i : modal mass of the i th mode

c_i : modal damping

k_i : modal stiffness

$$m_i \ddot{q}_i + c_i \dot{q}_i + k_i q_i = \Phi_i^T f(t)$$

$$\ddot{q}_i + 2\xi_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \Phi_i^T f(t)/m_i$$

where

ω_i : angular frequency of the ith mode

ξ_i : proportion of critical damping in the ith mode

차체의 유연성을 고려할 때 1차 수직 굽힘 모드(1st vertical bending mode)는 가장 일반적이면서도 중요하게 고려하는 모드이다. 실제로 차체의 굽힘력과 전단력은 차체의 굽힘 방향의 거동을 일으키며, 2차 현가장치 변형을 유발한다. 또한 현가장치에 의한 대차의 수평 방향과 수직 방향의 거동은 차량의 굽힘 모드를 가진할 수 있다. 본문에서는 승차감에 대하여 차체 1차 굽힘 모드의 영향을 살펴보고자 동역학 모델(rigid body model)에 1차 굽힘 모드를 적용하여 승차감 지수(Sperling ride index)를 구하였다.

2.2 해석방법

2.2.1 Assumed mode를 이용한 방법

차체를 일차원 Beam으로 가정하여, 굽힘 모드를 위한 형상함수를 다음과 같이 가정하였다.

$$f(x) = 1 - \frac{\pi}{2} \cos \frac{\pi}{L} x \quad -\frac{L}{2} < x < \frac{L}{2} \quad (1)$$

Amplitude at end : 1

Amplitude at center : -0.571

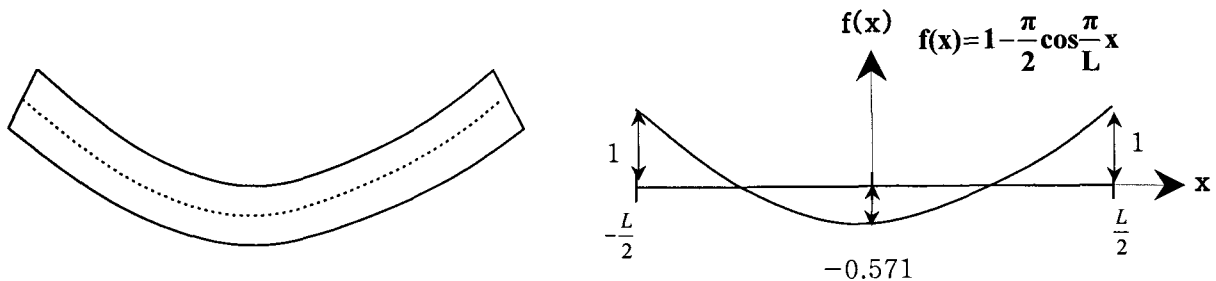


그림1. Carbody vertical bending mode shape.

차체의 순수 굽힘 모드를 식(1)과 같이 가정하면, Modal mass(Generalized mass)는 식(2)와 같이 구할 수 있다.

$$\text{Generalized mass : } \int_{-L/2}^{L/2} \rho \{f(x)\}^2 dx = 0.234M \quad (2)$$

where, M : 차체무게, ρ : mass per unit length.

형상함수로부터 Modal mass 및 각 현가장치의 차체연결 위치에 따른 길이방향과 상하방향의 mode influence를 구하였고, 동역학 프로그램과 연동하여 승차감 해석을 수행하였다.

2.2.2 유한요소해석을 이용한 방법

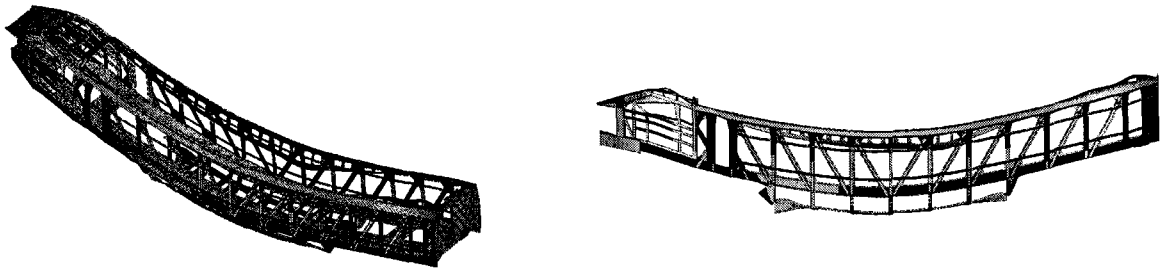


그림2. 1차 굽힘 고유 진동수(7.9 Hz)

실체 차량의 정확한 mode 형상은 매우 복잡하지만, FEM 상용 프로그램을 사용하여 고유치 해석을 수행하면 어느 정도 정확한 값을 얻을 수 있다. 차체의 순수 굽힘 모드를 동역학 모델에 적용하기 위해서는, 차체의 1차 굽힘 모드에 해당하는 modal mass와 modal frequency 및 2차 현가장치 연결부위의 displacement (mode influence) 정보가 필요하다.

그림2의 차체의 1차 굽힘 모드 형상은 I-DEAS로 고유치 해석을 수행한 결과이며, 1차 굽힘 고유 진동수는 7.9Hz로 나타났다. FE Interface file(모드에 대한 정보를 동역학 모델에 연계해주는 파일)을 활용하여, 차체의 1차 굽힘 모드를 동역학 모델에 적용하였으며 승차감을 해석적으로 구하였다.

2.3 해석결과

현가장치 특성에 의한 차량의 Rigid body mode에 대한 결과는 Table 1과 같다.

Table 1. Rigid body mode of vehicle.

	mode	frequency	Damping ratio	비고
Carbody	Upper Sway	0.59 Hz	17.6 %	
	Lower Sway	1.54 Hz	35.0 %	
	Pitch	1.84 Hz	7.86 %	
	Yaw	2.09 Hz	41.3 %	
	Bounce	1.22 Hz	5.26 %	
Bogie	Roll	9.00 Hz	45.2 %	
	Pitch	6.97 Hz	17.2 %	
	Bounce	8.70 Hz	33.2 %	

그림 3, 4는 차량모델이 실제 측정된 선로(6km)를 운영 최고 속도로 주행할 때, 차체 중앙 바닥에서의 수직방향 가속도를 도시한 것이며, Table 2는 승차감을 Sperling ride comfort(W_z)로 나타낸 것이다.

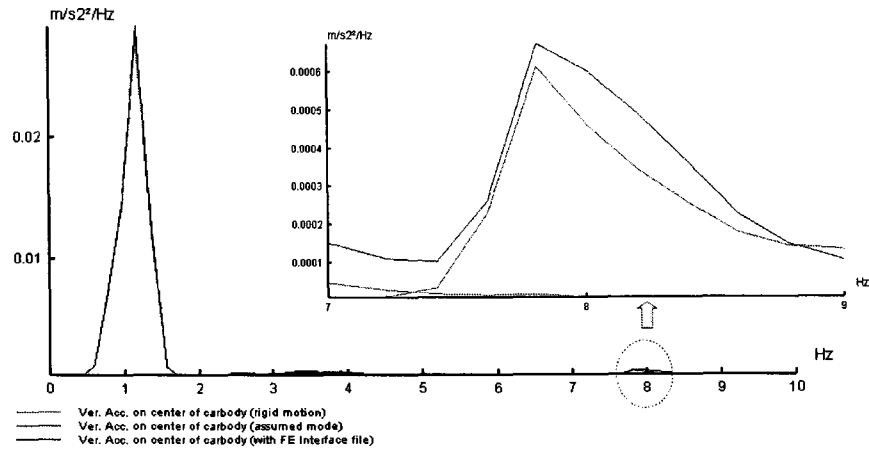


그림 3. Vertical acceleration on Center of Carbody [frequency domain]

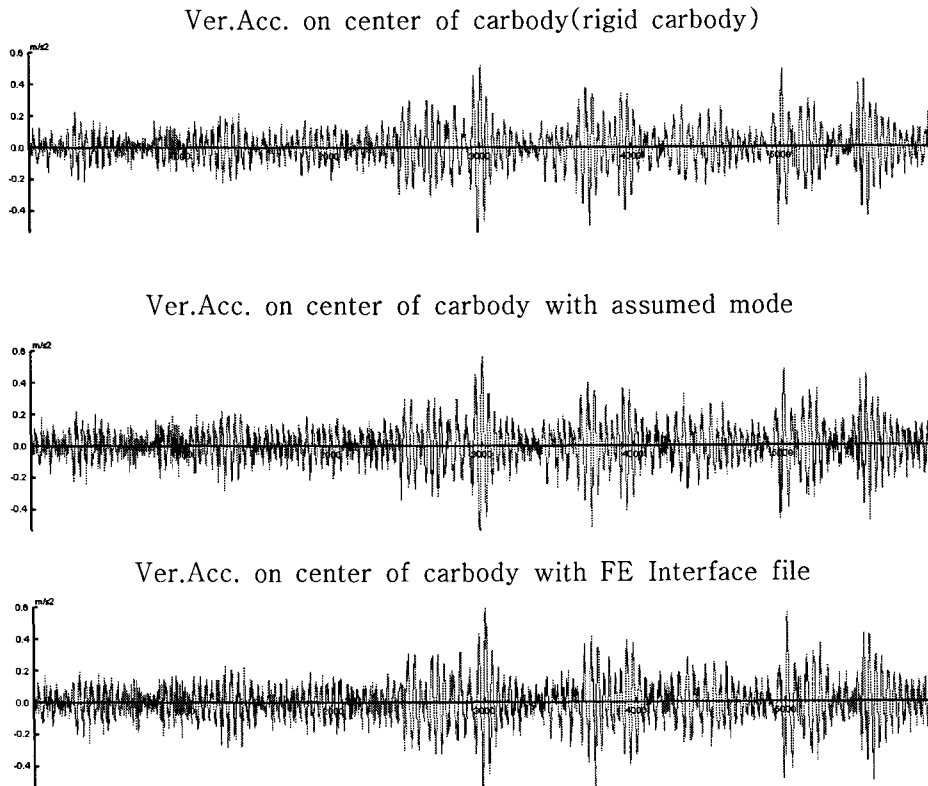


그림 4. Vertical acceleration on center of carbody [time domain]

Table 2. Sperling ride comfort(W_z)

	Carbody center (rigid carbody)	Carbody center with assumed mode	Carbody center with FE Interface file
Vertical ride index(W_z)	1.504	1.502	1.511

3. 결론

차체의 1차 굽힘 모드가 승차감에 미치는 영향을 알아보기 위하여 VAMPIRE 동역학 모델에 차체의 1차 굽힘 모드를 적용하여 승차감을 해석적으로 구하였다.

차체의 1차 굽힘 고유진동수는 7.9 Hz로 나타났으며, 이와 가장 유사한 현가장치 특성에 의한 대차 프레임의 기구학적 모드는 Bounce mode로 8.7 Hz로 나타났다.

승차감 해석결과는 차체의 1차 굽힘 고유진동수의 영향을 많이 받는 차체 중앙 바닥에서 수직방향의 값을 구하였다. 그림 3, 4에서 알 수 있듯이 차체의 Bounce mode(1.22 Hz)가 차체의 수직방향 승차감에 가장 큰 영향을 주었으며, 7.9 Hz 대역에서의 차체의 1차 순수 굽힘 모드의 영향은 상대적으로 적었다.

참고문헌

1. Edward J. Haug, Computational-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems
Volume 1 : Basic Method
2. I-DEAS Manual
3. Vampire Manual
4. A. Minnis(1994) Vampire Training Course.