분산형 고속전철의 34자유도 동역학적 모델링을 통한 철도차량의 동적 특성 해석

Dynamic Analysis of Railway Vehicle Using Mathematical Modeling of High-Speed EMU

이래민† 이필호* 이상원** 구자춘** 최연선** Lee, Rae-Min Lee, Pil-Ho Lee, Sang-Won Koo, Ja-Choon Choi, Yeon-Sun

ABSTRACT

This paper addresses the numerical study on the dynamics of the High-speed EMU to enhance the ride quality. The 17 and 34 degrees-of-freedom (DOF) dynamic models for a single railway vehicle are proposed, and its vibrational characteristics according to the nonuniform rail profile are analyzed via Matlab. The validity of the proposed 34-DOF model are verified by comparing its dynamic characteristics and those from ADAMS/Rail. In addition, the critical dynamic parameters are identified by the parametric analysis, and rough design variables to reduce the vibration level of the railway vehicle are proposed. Finally, the frequency analysis - FFT - are conducted to extract the resonant frequencies, which have a significant influence on the determination of the critical speed of the railway vehicle. It is demonstrated that the results from the Matlab-based numerical analysis of the 34-DOF dynamic model are similar to those from ADAMS/Rail.

1. 서 론

분산형 고속전철은 각 차량에 동력장치가 부착되어 있고, 기존 한국형 고속전철(G7)의 관절대차와다른 대차를 사용한다. 관절대차는 철도차량 사이사이에 부착되어 차량을 연결하는 역할을 하지만, 분산형 고속전철의 동력객차는 동력장치와 더불어 철도차량 1량에 2개의 대차가 부착되게 된다. 이러한차이로 인해 승객의 승차감 개선을 고려한 분산형 고속전철의 설계 시 각 현가장치 설계인자에 대한검토가 필요하다. 일반적으로 철도차량 현가장치는 차륜과 대차를 연결하는 1차 현가장치, 대차와 차체를 연결하는 2차 현가장치로 구성되어 있으며 철도차량 설계에 있어서 주요 대상 부품이 된다. 이러한 주요 부품의 설계변수들이 철도차량 진동발생에 미치는 영향을 검토하고 이로 인해 철도차량의 승차감에 미치는 영향을 확인하기 위하여 수학적 모델구성이 요구된다.

철도차량의 진동저감을 위하여 진행된 선행연구로서 Kumaran[1]은 17 자유도 철도차량 모델과 트랙 구조(track structure)의 수학적 모델을 개발하여 철도차량의 동특성을 해석하였으며, 장종기[2]는 KTX 의 주행안정성 검토하기 위한 동적 해석모델을 개발하였다. Nishimura[3][4]는 고속열차의 현가장치시스템 설계를 위해 3 자유도 모델과 10 자유도 및 13 자유도 동역학 모델을 개발하여 주파수 분석 및 매개변수 연구를 수행하였고, 박준혁[5]은 전동차의 7 자유도 반차체 모델에 대한 선형운동방정식을 통하여 주행안정성을 해석하고 각 현가장치에 특성에 따른 임계속도의 변화를 분석하였다.

철도차량의 고속화에 따른 차체의 진동문제는 지속적으로 예측되었으며, 이러한 진동문제들을 예측하고 진동 저감을 실현시키기 위하여 본 논문에서는 17 자유도 및 34 자유도의 수치해석을 시행하였다. 기존의 논문의 경우 전체차량 모델링이 상하 또는 좌우 방향의 응답만 확인할 수 있었는데, 그러할 경우에는 철도차량에 작용하는 힘이 제대로 분산되지 않는 문제점이 있다. 또한 상하/좌우의

E-mail: windy0619@skku.edu

[†] 책임저자 : 정회원, 성균관대학교, 기계공학과, 석사과정

TEL : (031)299-4757 FAX : (031)299-4690 정회원, 성균관대학교, 기계공학과, 석사과정

^{**} 정회원, 성균관대학교, 기계공학과, 교수

응답을 동시에 볼 수 없기 때문에, 이러한 점을 개선하여 34 자유도 철도차량 수치해석 모델을 개발하였다. 이러한 동역학적 모델을 기반으로 한 수치해석을 통해 철도차량의 동특성을 파악하였으며, 수치해석 결과와 전산해석을 통한 동특성 결과를 비교, 분석하여 제시한 34 자유도 동역학적 모델의 타당성을 검증하였다.

2. 철도차량 강체모델 해석

2.1 17 자유도 모델링

분산형 철도차량의 17 자유도 모델은 그림 2.1에 주어져 있다. 그림 2.1에서 볼 수 있듯이, 이 모델은 차체, 대차, 윤축의 상하방향의 변위, 피치 및 롤 운동을 볼 수 있으며, 좌우 방향은 배제된 형태의전체 철도차량 모델링이다. 본 모델은 G. Kumaran[1]가 철도차량의 동특성을 해석하기위해 제시한 모델과 동일하나 레일과 윤축사이의 관계를 스프링으로 모델링하였기 때문에 좌우 레일의 상하방향 불균일 변위가 열차의 입력이 된다. 이로 인한 열차의 응답은 차체의 상하, 롤, 피치운동(z_c , ϕ_c , θ_c), 대차의 상하, 롤, 피치운동(z_{bi} , ϕ_{bi} , θ_{bi} , i = 1,2), 윤축의 상하, 롤운동(z_{wj} , ϕ_{wj} , j = 1,2,3,4)인 17개의 좌표로 표현된다. G7 철도차량의 동력차가 분산형 고속철도와 동일한 대차 구조를 갖기 때문에, 본철도차량 모델은 G7 철도차량의 동력차를 기반으로 도출되었다. 17 자유도 모델은 모두 질량, 스프링, 대퍼로 모델링 되어있으며, 이들 사이의 상호작용을 통하여 17개의 상태방정식을 유도할 수 있다. 17 자유도의 상태방정식은 부록 1에서 볼 수 있다.

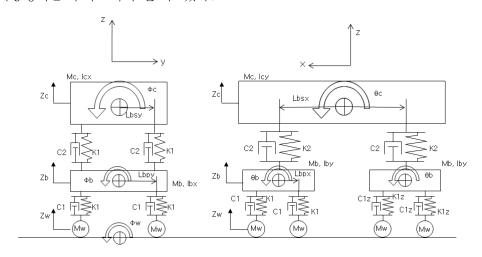


그림 2.1 분산형 고속전철 철도차량의 17 자유도 모델

2.2 34 자유도 모델링

분산형 철도차량의 34 자유도 모델은 그림 2.2에 주어져 있다. 이 모델은 철도 차량 1 량의 모든 요소를 고려하여 모델링되었기 때문에, 차량의 X, Y, Z의 변위와 롤(roll, ϕ), 피치(pitch, θ), 요 (vaw, ψ)운동을 모두 분석할 수 있다.

17 자유도 모델과 달리 34 자유도 모델은 차체의 좌우 변위 및 요 운동을 고려하여 열차에 작용하는 힘을 분산시키도록 모델링 하였다. 또한 17 자유도 모델링에서는 차체와 대차의 너비와 길이만 적용하여 모델링을 하였으나, 34 자유도 모델링에서는 차체의 높이에 의한 영향을 고려하여 모델링 하였다. 레일의 의한 입력의 경우 상하방향의 레일불균일 입력 뿐 아니라, 좌우방향의 레일불균일 입력이 작용될 수 있도록 모델링하였으며, 윤축과 레일 사이의 모델링을 17 자유도 모델처럼 스프링으로만 모델링을 하지 않고, 스프링과 댐퍼를 모두 이용하여 모델링 하였다. 차체와 대차의 경우 센터피봇(center pivot) 요소인 요잉스프링(yawing spring)과 횡댐퍼(lateral damper) 요소를 고려하였다. 요잉스프링은 센터피봇이 차체가 지나치게 회전하지 않도록 하는 역할을 하며, 횡댐퍼는 대차와 차체의 좌우방향 움직

임의 차이가 지나치게 크지 않도록 잡아주는 역할을 한다. 34 자유도 모델 또한 질량, 스프링, 댐퍼 요소로 모델링 하였으며, 이들 사이의 상호작용을 통하여 34개의 상태방정식을 유도하였으며, 그 결과 는 부록 2에 주어져 있다.

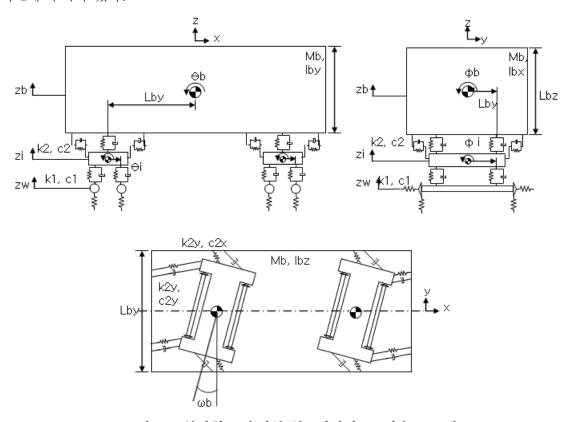


그림 2.2 분산형 고속전철 철도차량의 34 자유도 모델

2.3 철도차량 강체모델의 타당성 검토

17, 34 자유도 분산형 고속전철 철도차량 모델의 타당성을 검토하기 위하여 Matlab을 이용한 강체모 델 해석의 결과를 상용화된 철도차량 해석 프로그램인 ADAMS/Rail의 전산해석결과와 비교하였다. 그 림 2.3은 ADAMS/Rail의 3차원 모델이다. 전산해석모델은 강체모델해석과 마찬가지로 G7의 동력차의 물성치를 이용하여 시뮬레이션 하였다.



그림 2.3 ADAMS/Rail 시뮬레이션 모델링

그림 2.4는 17 자유도, 34 자유도 강체모델과 ADAMS/Rail 전산해석모델에서 차체의 가속도 RMS값 을 나타낸 것이다. 그림 2.4에서 보는 것과 같이 세 모델의 경우 속도가 증가함에 따라 가속도의 값이 증가하는 경향은 비슷하다. 특히 34자유도 강체모델 해석과 ADAMS/Rail 기반 전산해석으로부터의 가속 도 RMS값은 피크점과 응답의 크기까지 거의 유사한 경향을 갖는 것을 알 수 있다. 전산해석 값이 철도 차량의 모든 요소를 고려하였으므로, 강체모델해석과 오차가 발생함을 확인할 수 있으나, 유사한 결과 를 얻은 것이라 확인할 수 있다.

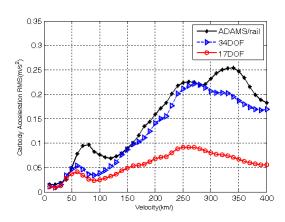


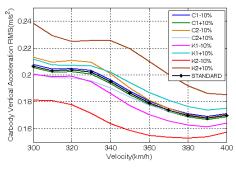
그림 2.4 ADAMS/Rail, 17, 34 자유도 모델의 상하방향 가속도 RMS

3. 매개변수 분석

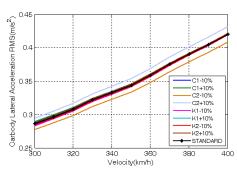
34 자유도모델의 동력학적 응답특성을 확인하고 철도차량 진동에 영향을 미치는 요소들을 찾기 위하여 매개변수 분석을 시행하였다. 매개변수 분석 방법으로 34 자유도 모델의 1차 현가장치와 2차 현가장치의 스프링 및 댐퍼 요소들의 값을 ± 10 %씩 변화시키며 매개변수 분석을 수행하였다. 각 요소들의 물성치는 부록 3에서 볼 수 있다.

그림 3.1 (a), (b)는 차체의 상하, 좌우 가속도 RMS 값을 보여준다. 차체의 상하방향 가속도 RMS는 속도가 증가할수록 감소하는 경향을 나타내며 2차 현가장치 강성의 영향이 가장 크게 작용한다. 좌우 방향 가속도 RMS는 속도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이며, 2차 현가장치의 댐퍼에 가장 큰 영향을 받는 것으로 나타났다. 이는 2차 현가장치가 차체에 직접 연결되어 있어 1차 현가장치의 영향이 거의 작용하지 않기 때문이다.

그림 3.1 (c), (d)는 대차의 상하, 좌우 가속도 RMS 값을 보여준다. 대차의 상하방향 가속도 RMS는 속도가 증가에 따라 증가하는 경향이 나타남을 볼 수 있으며 1차 현가장치의 영향을 가장 많이 받는다. 대차의 좌우 가속도 RMS는 상하방향과 같이 속도가 증가함에 따라 증가함을 볼 수 있다. 좌우방향의 가속도 RMS 또한 1차 현가장치의 영향을 가장 많이 받는다고 볼 수 있으나, 상하방향의 경우보다는 변화가 작음을 확인할 수 있다.



(a) 차체 상하방향 가속도 RMS



(b) 차체 좌우방향 가속도 **RMS**

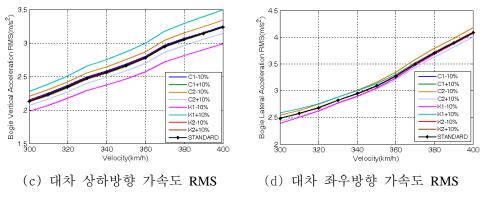


그림 3.1 34 자유도 매개변수 분석

그림 3.2와 그림3.3은 차체의 속도별 주요 응답 주파수(FFT)를 강체모델해석의 결과와 전산해석의 결과를 비교 분석한 것이다. 그림 3.2 및 3.3에서 알 수 있듯이, 강체모델해석과 전산해석의 결과가 유사하게 나옴을 확인할 수 있다. 강체모델해석의 결과와 전산해석의 결과에서 가속도의 크기는 서로 다른 것을 볼 수 있는데, 이는 강체모델해석과 전산해석의 입력이 서로 다르게 모델링되어있기 때문에 윤축에 작용하는 힘이 서로 다르므로 가속도의 크기가 다르다고 판단할 수 있다. 강체모델해석과 전산해석의 주파수분석결과를 보면 대부분의 속도대역의 약 0.97 Hz에서 1차 주파수가 나타남을 볼 수 있다. 이는 철도차량이 주행할 때 진동을 발생시키는 위험 주파수의 하나로 판단할 수 있으며, 이 주파수의 영향을 피해갈 수 있도록 철도차량을 설계해야 한다.

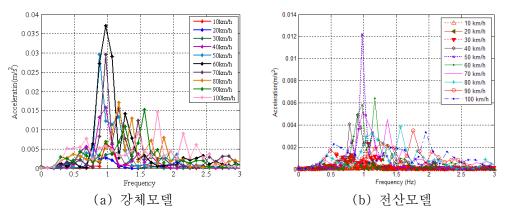


그림 3.2 10km/h~100km/h 속도의 강체모델해석과 전산해석의 주파수 응답 비교

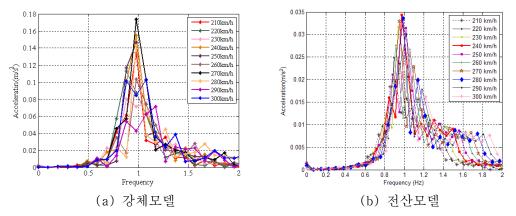


그림 3.3 210km/h~300km/h 속도의 강체모델해석과 전산해석의 주파수 응답 비교

4. 결론

본 연구를 통하여 고속전철의 진동을 저감시키고 승차감을 향상시키기 위하여 34 자유도 강체해석모델을 도출하였다.

- 1) 철도차량의 동역학적 특성을 확인하기 위해 질량, 스프링, 댐퍼 요소를 이용한 17 자유도, 34 자유도의 철도차량 강체모델해석모델을 만들었다. 이러한 강체모델해석 모델을 가지고 동역학적 특성을 파악한 결과 34자유도의 결과가 전산해석모델의 결과와 상대적으로 유사한 결과를 얻었다.
- 2) 34 자유도의 매개분석 결과, 차체의 가속도 RMS는 상하방향의 경우 2차 현가장치의 강성, 좌우 방향의 경우 댐퍼의 영향을 가장 많이 받는 것으로 나타났고 대차의 가속도 RMS는 상하방향의 경우 상하, 좌우 방향 모두 1차 현가장치의 강성의 영향을 가장 많이 받는 것으로 나타났다.
- 3) 주요 응답 주파수 분석을 통하여 0.97Hz에서 1차 주파수가 나타남을 확인하였으며, 철도차량의 설계 시 이 주파수의 영향이 고려되어야 한다.
- 4) 강체해석모델의 속도별 RMS와 응답 주파수 분석결과 전산해석 결과와 유사한 응답을 보임으로 강체해석모델의 타당성이 검증되었다.

본 연구를 통하여 도출된 강체모델을 바탕으로 진동저감을 위한 적정 현가장치 설계값을 도출할 수 있고, 나아가 비선형 요소를 고려한 차량설계에 이용될 수 있다.

감사의 글

본 연구는 국토해양부 미래철도기술개발사업의 연구비지원(과제번호 07차세대고속철도A01)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- 1. G. Kumaran, Devdas Menon, K. Krishnan Nair, 2003, "Dynamic studies of rail track sleepers in a track structure system", Journal of Sound and Vibration, pp. 485-501.
- 2. 장종기, 2003, "KTX의 동적 운동 해석," 석사졸업논문, 성균관대학교 기계공학과.
- 3. Kazuhiko Nishimura, N. C. Perkins, Weiming Zhang, 2004, "Suspension dynamics and design optimization of a high speed railway vehicle", Proceedings of the 2004 ASME/IEEE Joint Rail Conference, pp. 129-139.
- 4. Kazuhiko Nishimura, Yoshiaki Terumichi, Tsutomu Morimura, Kiyoshi Sogabe, 2007, "Development of vehicle dynamics simulation for safety analyses of rail vehicles on excited tracks", Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference.
- 5. 박준혁, 허현무, 유원희, 2007, "현가특성 변화에 따른 도시형 전동차의 임계속도 선형해석," 한국 철도학회 추계학술대회논문집, pp. 248 254.
- 6. 김남포, 김정석, 구동회, 2004, "한국형 틸팅대차의 진동저감을 위한 최적현가장치 연구", 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 372-377.
- 7. 김남포, 구동회, 2004, "TTX 차량의 대차 현가장치 매개변수 분석," 한국철도학회 춘계학술대회논 문집, pp. 37 - 43.
- 8. Vijay K. G., Rao V. D, 1984, "Dynamics of railway vehicle systems," Academic Press.

부록 1. 17 자유도 모델의 상태방정식

- 차체의 운동방정식

$$\begin{split} M_c \ddot{z}_c &= -4K_2 z_c + 2K_2 z_{b1} + 2K_2 z_{b2} - 4C_2 \dot{z}_c + 2C_2 \dot{z}_{b1} + 2C_2 \dot{z}_{b2} \\ I_{cy} \ddot{\theta}_c &= -4L_{csx}^2 K_2 \theta_c + 2L_{csx} K_2 z_{b1} - 2L_{csx} K_2 z_{b2} - 4L_{csx}^2 C_2 \dot{\theta}_c + 2L_{csx} C_2 \dot{z}_{b1} - 2L_{csx} C_2 \dot{z}_{b2} \\ I_{cx} \ddot{\phi}_c &= -4K_2 L_{csy}^2 \phi_c + 2K_2 L_{csy}^2 \phi_{b1} + 2K_2 L_{csy}^2 \phi_{b2} - 4C_2 L_{csy}^2 \dot{\phi}_c + 2C_2 L_{csy}^2 \dot{\phi}_{b1} + 2C_2 L_{csy}^2 \dot{\phi}_{b2} \end{split}$$

- 대차의 운동방정식 (i = 1,2)

$$\begin{split} M_{b}^{'}z_{bi} &= 2K_{2}z_{c} + (-1)^{i+1}2K_{2}L_{csx}\theta_{c} - (2K_{2} + 4K_{1})z_{bi} + 2K_{1}z_{w(2i-1)} + 2K_{1}z_{w(2i)} \\ &\quad + 2C_{2}z_{c} + (-1)^{i+1}2C_{2}L_{csx}\dot{\theta}_{c} - (2C_{2} + 4C_{1})z_{bi} + 2C_{1}z_{w(2i-1)} + 2C_{1}z_{w(2i)} \\ I_{by}\theta_{bi} &= -4K_{1}L_{bpx}^{2}\theta_{bi} + 2K_{1}L_{bpx}z_{w(2i-1)} - 2K_{1}L_{bpx}z_{w(2i)} - 4C_{1}L_{bpx}^{2}\dot{\theta}_{bi} + 2C_{1}L_{bpx}z_{w(2i-1)} - 2C_{1}L_{bpx}z_{w(2i)} \\ I_{bx}\ddot{\phi}_{bi} &= 2K_{2}L_{csy}L_{bpy}\phi_{c} - (2K_{2}L_{csy}L_{bpy} + 4K_{1}L_{bpy}^{2})\phi_{bi} + 2K_{1}L_{bpy}L_{w}\phi_{w(2i-1)} + 2K_{1}L_{bpy}L_{w}\phi_{w(2i)} \\ &\quad + 2C_{2}L_{csy}L_{bpy}\dot{\phi}_{c} - (2C_{2}L_{csy}L_{bpy} + 4C_{1}L_{bsy}^{2})\phi_{bi} + 2C_{1}L_{bsy}L_{w}\phi_{w(2i-1)} + 2C_{1}L_{bsy}L_{w}\phi_{w(2i)} \end{split}$$

- 윤축의 운동방정식 (i=1,2) 이면 i=1/j=3,4 이면 i=2)

$$\begin{split} M_w \ddot{z_{wj}} &= 2K_1 z_{bi} + (-1)^{j+1} 2K_1 L_{bpx} \theta_{bi} - (2K_1 + 2K_0) z_{wj} + 2C_1 \dot{z_{bj}} + (-1)^{j+1} 2C_1 L_{bpx} \dot{\theta_{bi}} - 2C_1 \dot{z_{wj}} + 2K_0 z_{0j} \\ I_{wx} \ddot{\phi_{wj}} &= 2K_1 L_w L_{bpv} \phi_{bi} - (2K_1 L_w^2 + 2K_0 L_w^2) \phi_{wj} + 2C_1 L_w L_{bpv} \dot{\phi_{bi}} - 2C_1 L_w^2 \dot{\phi_{wj}} + 2K_0 L_w^2 \phi_{rj} \\ \end{split}$$

부록 2. 34 자유도 모델의 상태방정식

- 차체의 운동방정식

$$\begin{split} &M_{c}\dot{x}_{c}\!\!=\!-4K_{2x}x_{c}+4H_{c}K_{2x}\theta_{c}+2K_{2x}x_{b1}+2H_{b}K_{2x}\theta_{b1}+2K_{2x}x_{b2}+2H_{b}K_{2x}\theta_{b2}\\ &-4C_{2x}\dot{x}_{c}\!\!+\!4H_{c}C_{2x}\dot{\theta}_{c}\!\!+\!2C_{2x}\dot{x}_{b1}\!\!+\!2H_{b}C_{2x}\dot{\theta}_{b1}\!\!+\!2C_{2x}\dot{x}_{b2}\!\!+\!2H_{b}C_{2x}\dot{\theta}_{b2}\\ &M_{c}\dot{y}_{c}\!\!=\!\!-4K_{2y}y_{c}-4H_{c}K_{2y}\phi_{c}+2K_{2y}y_{b1}-2H_{b}K_{2y}\phi_{b1}+2K_{2y}y_{b2}-2H_{b}K_{2y}\phi_{b2}\\ &-4C_{2y}y_{c}\!\!-\!4H_{c}C_{2y}\phi_{c}+2C_{2y}y_{b1}-2H_{b}C_{2y}\phi_{b1}+2C_{2y}y_{b2}-2H_{b}C_{2y}\phi_{b2}\\ &M_{c}\ddot{z}_{c}\!\!=\!\!-4K_{2z}z_{c}+2K_{2z}z_{b1}+2K_{2z}z_{b2}-4C_{2z}z_{c}\!\!+\!2C_{2z}z_{b1}\!\!+\!2C_{2z}z_{b2}\\ &I_{cx}\phi_{c}=\!\!-4H_{c}K_{2y}y_{c}-(4H_{c}^{2}K_{2y}+4L_{csy}^{2}K_{2z})\phi_{c}+2H_{c}K_{2y}y_{b1}+(-2H_{b}H_{c}K_{2y}+2L_{csy}^{2}K_{2z})\phi_{b1}\\ &+2H_{c}K_{2y}y_{b2}+(-2H_{b}H_{c}K_{2y}+2L_{csy}^{2}K_{2z})\phi_{b2}\\ &-4H_{c}C_{2y}y_{c}-(4H_{c}^{2}C_{2y}+4L_{csy}^{2}C_{2z})\phi_{c}\!\!+\!2H_{c}C_{2y}y_{b1}\!\!+\!(-2H_{b}H_{c}C_{2y}+2L_{csy}^{2}C_{2z})\phi_{b1}\\ &+2H_{c}C_{2y}y_{b2}+(-2H_{b}H_{c}C_{2y}+2L_{csy}^{2}C_{2z})\phi_{b2}\\ &I_{cy}\ddot{\theta}_{c}\!\!=\!4H_{c}K_{2x}x_{c}-(4H_{c}^{2}K_{2x}+4L_{csx}^{2}K_{2z})\theta_{c}-2H_{c}K_{2x}x_{b1}-2L_{csx}K_{2z}z_{b1}\\ &-2H_{b}H_{c}K_{2x}\theta_{b1}-2H_{c}K_{2x}x_{b2}+2L_{csx}K_{2z}z_{b2}-2H_{b}H_{c}K_{2x}\theta_{b2}\\ &+4H_{c}C_{2x}x_{c}-(4H_{c}^{2}C_{2x}+4L_{csx}^{2}C_{2z})\theta_{c}-2H_{c}C_{2x}x_{b1}-2L_{csx}K_{2z}z_{b1}\\ &-2H_{b}H_{c}K_{2x}\theta_{b1}-2H_{c}C_{2x}x_{b2}+2L_{csx}C_{2z}z_{b2}-2H_{b}H_{c}C_{2x}\theta_{b2}\\ &I_{cz}\ddot{\psi}_{c}\!\!=\!(-4L_{csy}^{2}K_{2x}-4L_{csx}^{2}K_{2y})\psi_{c}+2L_{csx}K_{2y}y_{b1}-2H_{b}L_{csx}K_{2y}\phi_{b1}\\ &+2L_{csy}^{2}K_{2x}\psi_{b1}-2L_{csx}^{2}K_{2y})\psi_{c}+2L_{csx}C_{2y}g_{b1}-2H_{b}L_{csx}C_{2y}\phi_{b1}\\ &+2L_{csy}^{2}C_{2x}\psi_{b1}-2L_{csx}^{2}C_{2y}\psi_{b2}+2H_{b}L_{csx}C_{2y}\phi_{b2}+2L_{csy}^{2}C_{2x}\psi_{b2}\\ &+(-4L_{csy}^{2}C_{2x}-4L_{csx}^{2}C_{2y})\psi_{c}+2L_{csx}C_{2y}g_{b1}-2H_{b}L_{csx}C_{2y}\psi_{b2}+2L_{csy}^{2}C_{2x}\psi_{b2}\\ &+(-4L_{csy}^{2}C_{2x}\psi_{b1}-2L_{csx}^{2}C_{2y}\psi_{b2}+2H_{b}L_{csx}C_{2y}\phi_{b2}+2L_{csy}^{2}C_{2x}\psi_{b2}\\ \end{pmatrix}$$

- 대차의 운동방정식 (i = 1,2)

$$\begin{split} M_b x_b &= 2K_{2,x}x_c - 2H_c K_{2,y}\theta_c - (2K_{2x} + 4K_{1x})x_{b_1} + (-2H_b K_{2x} + 4H_b K_{1x})\theta_{b_1} \\ &+ 2C_{2,x}x_c - 2H_c C_{2x}\theta_c - (2C_{2x} + 4C_{1x})x_{b_1} + (-2H_b C_{2x} + 4H_b C_{1x})\theta_{b_1} \\ &+ 2K_{1y}y_{w}(z_{1-1}) - 2H_{wc}K_{1y}\phi_{w}(z_{1-1}) + 2L_{xy}y_{w}(z_{1}) - 2H_{wc}K_{1y}\phi_{w}(z_{21}) \\ &+ 2K_{1y}y_{w}(z_{1-1}) - 2H_{wc}K_{1y}\phi_{w}(z_{1-1}) + 2L_{xy}y_{w}(z_{1}) - 2H_{wc}K_{1y}\phi_{w}(z_{21}) \\ &+ 2C_{2y}y_{c} + 4H_c C_{2y}\phi_c + (-1)^{y+1}2L_{cxx}C_{2y}\psi_c - (2K_{2y} + 4K_{1y})y_{b_1} + (2H_bC_{2y} - 4H_bC_{1y})\phi_{b_1} \\ &+ 2C_{1y}y_{w}(z_{1-1}) - 2H_{wc}K_{1y}\phi_{w}(z_{1-1}) + 2C_{1y}y_{w}(z_{1}) - 2H_{wc}C_{1y}\phi_{w}(z_{21}) \\ &+ 2C_{2y}z_{c} + (-1)^{y}2L_{cxx}K_{2y}\theta_c - (2K_{2x} + 4K_{1x})z_{b_1} + 2K_{1x}w_{(21-1)} + 2K_{1x}z_{w}(z_{21}) \\ &+ 2C_{2z}z_{c} + (-1)^{y}2L_{cxx}K_{2y}\theta_c - (2K_{2x} + 4K_{1x})z_{b_1} + 2K_{1x}w_{(21-1)} + 2K_{1x}z_{w}(z_{21}) \\ &+ 2C_{2z}z_{c} + (-1)^{y}2L_{cxx}K_{2y}\theta_c - (2K_{2x} + 4K_{1x})z_{b_1} + 2K_{1x}w_{(21-1)} + 2K_{1x}z_{w}(z_{21}) \\ &+ 2C_{2z}z_{c} + (-1)^{y}2L_{cxx}K_{2y}\theta_c - (2K_{2x} + 4K_{1x})z_{b_1} + 2K_{1x}w_{(21-1)} + 2K_{1x}z_{w}(z_{21}) \\ &+ 2H_bK_{2y}y_{c} + (-2H_aK_{2y} + 2L_{cxy}^2K_{2x})\phi_c + (-1)^{y}2L_{cxx}H_bK_{2y}\psi_c + (2H_bK_{2y} - 4H_bK_{1y})y_{b_1} \\ &- (2H_b^2K_{2y} + 4H_b^2K_{1y} + 2L_{cxy}^2K_{2x})\phi_c + (-1)^{y}2L_{cxx}H_bK_{2y}\psi_c + (2H_bK_{2y} - 4H_bK_{1y})y_{b_1} \\ &- (2H_b^2K_{2y}y_{c} + (-2H_wK_{2y} + 2L_{cxy}^2K_{2x})\phi_c + (-1)^{y}2L_{cxx}H_bC_{2y}\psi_c + (2H_bC_{2y} - 4H_bC_{1y})y_{b_1} \\ &- (2H_b^2K_{2y}y_{c} + 2H_bC_{2y}y_{c} + 2L_{cxy}^2C_{2x})\phi_c + (-1)^{y}2L_{cxx}H_bC_{2y}\psi_c + (2H_bC_{2y} - 4H_bC_{1y})y_{b_1} \\ &- (2H_bC_{2y}y_{c} + 2H_bC_{2y}y_{c} + 2L_{cxy}^2C_{2x})\phi_c + (-1)^{y}2L_{cxx}H_bC_{2y}\psi_c + (2H_bC_{2y} - 4H_bC_{1y})y_{b_1} \\ &- (2H_b^2K_{2y}y_{c} + 2H_b^2K_{2y}C_{2x})\phi_c + (-1)^{y}2L_{xx}H_bC_{2y}\psi_c + (2H_bC_{2y} - 4H_bC_{1y})y_{b_1} \\ &- (2H_b^2K_{2y}x_{c} + 2H_bK_{2y}K_{2y}\theta_c + 2L_{cyy}K_{2y}H_bK_{2y}\theta_c + (-1)^{y}2L_{yy}K_{2y}H_bK_{2y}H_bK_{2y}H_bK_{2y}H_bK_{2y}H_bK_{2y}H_bK_{2y}H_bK_{$$

 $-2H_{wa}C_{1y}\dot{y}_{bi} + (-2H_{b}H_{wa}C_{1y} + 2L_{bvy}^{2}C_{1z})\dot{\phi}_{bi} + (-1)^{j}2L_{bvx}H_{wa}C_{1y}\dot{\psi}_{bi} + (2H_{wa}C_{1y} - 2H_{w}C_{0y})\dot{y}_{wi}$

 $I_{wz}\ddot{\psi_{wj}} = 2L_{bpy}^2 K_{1x}\psi_{bi} - 2L_{bpy}^2 K_{1x}\psi_{wj} + 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi_{bi}} - 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi_{wj}}$

 $-\left(2H_{wa}^2\ C_{1y}+2H_w^2\ C_{0y}+2L_{bpy}^2\ C_{1z}+2L_w^2\ C_{0z}\right)\dot{\phi_{wj}}+H_wC_{0y}(\ Y_{(2j-1)}+\ Y_{(2j)})+L_wC_{0z}(-\ Z_{(2j-1)}+\ Z_{(2j)})$

부록 3. 34 자유도 모델링에 사용된 고속철도 차량의 설계값

Index	Terms	Symbol	Units	Value
Car body	Weight of the Car body	M_c	kg	53319.2
	Moment of Inertia(Roll)	I_{cx}	kg • m ²	58660
	Moment of Inertia(Pitch)	I_{cy}	kg • m ²	1160450
	Moment of Inertia(Yaw)	I_{cz}	kg • m ²	1143300
Bogie	Weight of the Bogie	M_b	kg	2447.9
	Moment of Inertia(Roll)	I_{bx}	kg • m ²	1309
	Moment of Inertia(Pitch)	I_{by}	kg • m ²	2128
	Moment of Inertia(Yaw)	I_{bz}	kg • m ²	3227
Wheel-Set	Weight of the Wheel-set	M_w	kg	2184
	Moment of Inertia(Roll)	I_{ux}	kg • m ²	1285.5
	Moment of Inertia(Yaw)	I_{wz}	kg • m ²	1285.5
Primary Suspension	Vertical Stiffness	K_{1x}	N/m	40379300
	Vertical Stiffness	K_{1y}	N/m	8020300
	Vertical Stiffness	K_{1z}	N/m	1123000
	Vertical Damper	C_{1x}	Ns/m	0
	Vertical Damper	C_{1y}	Ns/m	0
	Vertical Damper	C_{1z}	Ns/m	10200
Secondary Suspension	Vertical Stiffness	K_{2x}	N/m	151600
	Vertical Stiffness	K_{2y}	N/m	151600
	Vertical Stiffness	K_{2z}	N/m	616000
	Vertical Damper	C_{2x}	Ns/m	0
	Vertical Damper	C_{2y}	Ns/m	92700
	Vertical Damper	C_{2z}	Ns/m	19400
Center	Yawing spring	K_{sb}	N/m	165000
Pivot	Lateral Damper	C_{sby}	Ns/m	92700
Dimension	Half of Between 2nd Suspension Center(front)	L_{csy}	m	1.125
	Half of Between 2nd Suspension Center(side)	L_{csx}	m	6.9
	Half of Between 1st Spring(front)	L_{bpy}	m	0.7175
	Half of Between 1st Spring(side)	L_{bpx}	m	1.05
	Half of Wheel-Set Distance	L_w	m	0.75
	Half of Car-body height	H_c	m	1.5
	Wheel Radius	H_w	m	0.46
	Half of Bogie height	H_{wa}	m	0.1
Wheel-rail Contact	Lateral Track Stiffness	K_{0y}	N/m	8000000
	Vertical Track Stiffness	K_{0z}	N/m	59000000
	Lateral Track Damper	C_{0y}	N/m	65000
	Vertical Track Damper	C_{0z}	N/m	280000