

철도차량 충돌시 선두차량의 타고오름량 예측 연구

김준우* · 구정서** · 김거영* · 박정필*

* 서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과

A Study on Prediction of Overriding Behavior Leading Vehicle in Train Collision

Jun Woo Kim*, Jeong Seo Koo**, Geo Young Kim* and Jeong Pil Park*

* Dept. of Rolling Stock System, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology

(Received December 16, 2015 ; Revised May 19, 2016 ; Accepted June 29, 2016)

Key Words: Overriding(타고오름), Free-body Diagram(자유물체도), Theoretical Model(이론 모델), Leading Vehicle(선두차량), Pitching(피칭)

초록: 본 연구에서는 철도차량의 대형사고의 주요원인 되는 타고오름 충돌에 대해 이론 모델을 정립하여 선두차량의 타고오름 거동에 대한 이론식을 도출하였다. 이론식을 검증하기 위하여 상용 소프트웨어인 LS-DYNA를 사용하여 이론모델과 동일한 단순 2차원 모델과 실제 동력대차 모델이 적용된 단순 3차원 모델을 만들어 시뮬레이션으로 비교하였다. 타고오름 현상에서 가장 중요한 전두 완충기 수직변위에 대해 시뮬레이션과 이론식을 비교한 결과 최대 편차율은 0.5 [%]과 3.9 [%] 발생하여 이론식이 실제 모델에도 잘 적용될 수 있음을 확인하였다. 또한, 고무 완충기와 유압 버퍼 2가지를 적용한 여러 가지 충돌조건에 대해 이론식을 적용하여 선두 차량 간 타고오름 량을 분석하고, 사고 후 재현 시뮬레이션이나 전두부 충돌완충 설계 시 활용할 수 있는 이론적 방법을 제시하였다.

Abstract: In this study, we derived an theoretical equation, using a simplified spring-mass model for the rolling stock, to obtain the overriding behavior of a leading vehicle, which is considered as the main factor in train accidents. To verify the derived equation, we created a simple 2D model based on the theoretical model, and a simple 3D model considering the characteristics of the power bogie. We then compared the theoretical results with the simulation results obtained using LS-DYNA. The maximum relative derivations in the vertical displacements at the first end-buffer, which is the most important point in overriding, were 3.5 [%] and 1.7 [%] between the two results. Further, we evaluated collision-induced overriding displacements using the theoretical equation for a rubber draft gear, a hydraulic buffer under various collision conditions. We have suggested a theoretical approach for the realization of overriding collision accidents or the energy absorption design of the front end of trains.

1. 서 론

철도차량의 사고는 다른 운송수단에 비해 빈도는 낮지만, 사고 발생 시에는 항공기와 비슷한 인적, 물적 피해를 발생시킨다.

또한, 철도는 대중교통 수단이란 점을 감안하면 사회적 이슈가 될 수 있다.^(1,2) 그렇기 때문에 우

리나라에서도 열차사고 발생 시 피해를 최소화하기 위하여 유럽의 철도차량 규정인 EN 15227⁽³⁾을 적용하고 있다.

이 충돌안전기준을 만족시키기 위하여 완충장치나 철도차량 설계와 같이 사고피해를 저감하기 위한 연구가 활발히 진행 중인 반면에 사고 후 열차의 유지보수 및 손상정도에 대한 연구는 거의 이루어지지 않고 있다.

정현승 등⁽¹⁾은 서울메트로 2호선 상왕십리역에

† Corresponding Author, koojs@seoultech.ac.kr

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

서 발생한 충돌사고에 대해 비선형 유한요소법으로 사고재현을 하고 피해를 최소화하는 개선방안을 제시한 바 있으며, 한형석 등⁽⁴⁾은 강체 다물체 동역학을 적용한 3차원 시뮬레이션을 이용하여 1차원 또는 2차원 해석에서 제공하지 않는 횡좌굴 현상을 구현하였다. 김거영 등⁽⁵⁾은 열차의 타고오름 해석을 위한 2차원 모델링 기법에서 기존 강체 차체에 변형구간을 추가하여 유연체 차체 모델링 기법을 제안하였다. 그러나 이러한 기존 연구들은 특정 충돌사고에 대하여 많은 시행착오적 기법으로 사고결과와 부합하지키든지,⁽¹⁾ 정해진 사고 시나리오에 대하여 충돌해석 후 결과를 추정한 연구^(4,5)들이다.

본 연구에서는 열차의 대형사고 중 주요원인이 되는 열차의 타고오름⁽⁶⁻⁸⁾ 충돌사고 시 선두차량의 타고오름량에 대한 이론식을 도출하였다. 그리고 도출된 이론식은 2차원 시뮬레이션과 실제 동력대차가 적용된 3차원 시뮬레이션 모델로 비교 검증하고 타당성을 평가하였다. 본 이론식은 열차의 타고오름 사고를 시뮬레이션으로 재현할 때 더 빠르게 구현할 수 있도록 초기 off-set 량 설정에 가이드라인 역할을 하고 전두부 충돌 설계 시 에너지 흡수부품들의 용량설계 기준값을 제공할 수 있을 것이다.

2. 선두차량 길이방향 충돌조건

열차의 선두차량과 뒤따라오는 차량의 속도차이로 인한 충돌을 간략히 도식화하면 Fig. 1과 같다.

Fig. 1과 같은 1차원 충돌에 대한 운동방정식은 다음 식 (1), (2)와 같다.

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_c(x_1 - x_2) = 0 \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_c(x_2 - x_1) = 0 \quad (2)$$

위의 운동방정식에 대한 초기조건은 $x_1(0) = x_2(0) = 0$, $\dot{x}_1(0) = V_1$, $\dot{x}_2(0) = V_2$ 로 정의하여 미분방정식을 라플라스 변환 후 정리하여 행렬로 표현하면 다음 식 (3)과 같다.

$$\begin{bmatrix} S^2 + \frac{k_c}{m_1} & -\frac{k_c}{m_1} \\ -\frac{k_c}{m_2} & S^2 + \frac{k_c}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

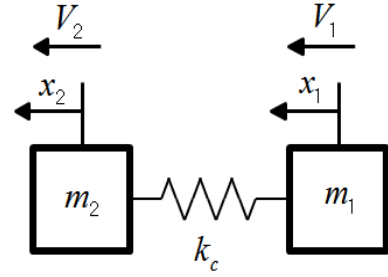


Fig. 1 Theoretical model for collision of 2 masses

이 식을 다시 X_1, X_2 에 대하여 다시 정리하면,

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{S^2(S^2 + w_o^2)} \begin{bmatrix} S^2 + \frac{k_c}{m_2} & \frac{k_c}{m_1} \\ \frac{k_c}{m_2} & S^2 + \frac{k_c}{m_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\text{여기서, } w_o^2 = \frac{k_c}{m} = \frac{k_c}{m_1} + \frac{k_c}{m_2}$$

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$$

식 (4)에서 X_1, X_2 에 대하여 라플라스 역변환을 하여 x_1, x_2 에 대한 변위를 구하면 식 (5), (6)과 같다.

$$x_1 = \frac{V_1}{w_o} \sin(w_o t) + \frac{\frac{k_c}{m_2} V_1 + \frac{k_c}{m_1} V_2}{w_o^2} \left(t - \frac{\sin(w_o t)}{w_o} \right) \quad (5)$$

$$x_2 = \frac{V_2}{w_o} \sin(w_o t) + \frac{\frac{k_c}{m_2} V_1 + \frac{k_c}{m_1} V_2}{w_o^2} \left(t - \frac{\sin(w_o t)}{w_o} \right) \quad (6)$$

위의 변위 식을 이용하여 두 물체 사이에 있는 연결기에서 작용하는 길이방향 충격력을 구하면 다음과 같다.

$$F_c = k_c(x_1 - x_2) = V m w_o^2 \sin(w_o t) \quad (7)$$

여기서, $V = V_1 - V_2$

위의 이론식을 검증하기 위해 상용소프트인 LS-DYNA⁽⁹⁾를 이용하여 이론모델과 동일한 시뮬레이션 모델을 만들어, Table 1과 같은 값을 적용하여 이론식과 시뮬레이션을 비교한 결과는 Fig. 2와 같다.

Table 1 Data of the collision model

Parameters	Values
m_1	56876 kg
m_2	34500 kg
k_1	10 kN/mm

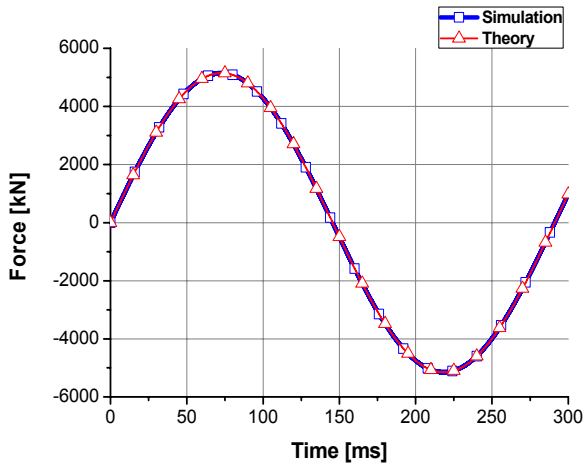


Fig. 2 Comparison of results by simulation and the theory for the collision of 2 masses

이론식과 시뮬레이션의 결과가 정확히 일치하는 것을 확인하였다.

3. 선두차량 수직 및 피칭(overriding)

3.1 선두차량 수직 및 피칭거동에 대한 이론식
한 편성 열차의 선두 또는 후미차량과 다른 편성 열차의 선두차량의 속도차이로 인해 충돌이 발생하였을 경우, 선두차량에서 나타나는 수직 및 피칭 거동을 간략히 도식화 하면 Fig. 3과 같다. Fig. 3의 (a)는 충돌직전, (b)는 충돌 후 시간이 경과한 선두차량에 대한 그림이다.

뒤 따라오는 차량과 충돌에 의한 연결기의 충격력은 식 (7)에서 유도한 식을 적용하였다.

Fig. 3의 (b)에서 차체의 수직, 수평, 피칭 거동에 대한 식을 유도하기 위하여 차체에 대한 자유물체도를 Fig. 4에 나타내었다.

선두차량 차체의 수직, 수평, 피칭 거동에 대한 미분방정식은 식 (8~10)과 같다.

여기서, θ 는 미소각으로 $\sin(\theta) \cong \theta$, $\cos(\theta) \cong 1$ 로 가정하였다.

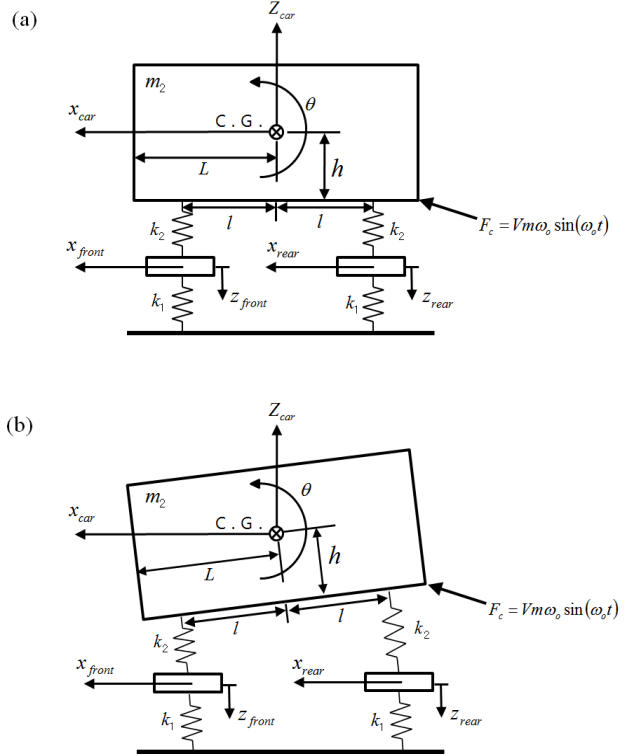


Fig. 3 Theoretical model about over-ride of a leading vehicle

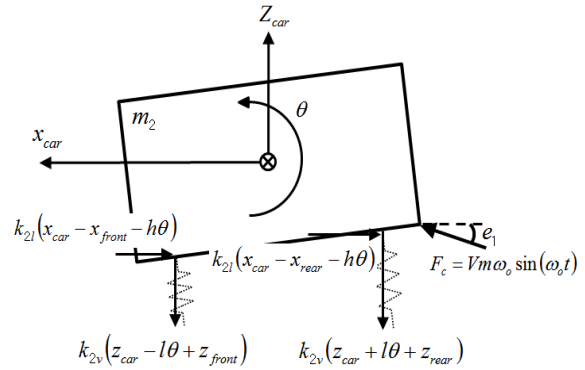


Fig. 4 Free-body diagram of a car body

$$\Sigma F_x = -k_{2l}(x_{car} - x_{front} - h\theta) - k_{2l}(x_{car} - x_{rear} - h\theta) + F_c \cos(e_1) = m_2 \ddot{x}_{car} \quad (8)$$

$$\Sigma F_z = -k_{2v}(z_{car} - l\theta + z_{front}) - k_{2v}(x_{car} + l\theta + z_{rear}) + F_c \sin(e_1) = m_2 \ddot{z}_{car} \quad (9)$$

$$\Sigma M = k_{2v}l(z_{car} - l\theta + z_{front}) - k_{2v}l(z_{car} + l\theta + z_{rear}) + k_{2l}h(x_{car} - x_{front} - h\theta) + k_{2l}h(x_{car} - x_{rear} - h\theta) + LF_c \sin(e_1) - hF_c \cos(e_1) = I_y \ddot{\theta} \quad (10)$$

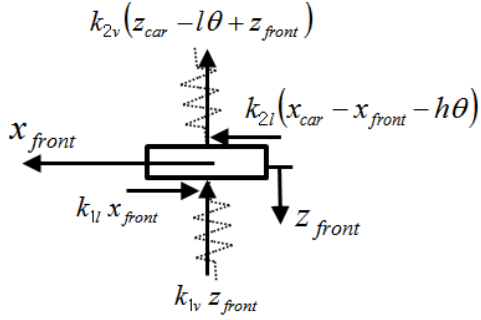


Fig. 5 Free-body diagram of the front bogie

선두차량 앞쪽 대차의 수직, 수평 거동에 대한 식을 유도하기 위하여 앞쪽 대차의 자유물체도는 Fig. 5와 같고, 앞쪽 대차의 수직, 수평 거동에 대한 미분방정식은 식 (11~12)와 같다.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= k_{2l}(x_{car} - x_{front} - h\theta) - k_{1l}x_{front} \\ &= m_b \ddot{x}_{front} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_z &= k_{2v}(z_{car} - l\theta + z_{front}) + k_{1v}z_{front} \\ &= -m_b \ddot{z}_{front} \end{aligned} \quad (12)$$

선두차량 뒤쪽 대차의 수직, 수평 거동에 대한 식을 유도하기 위하여 뒤쪽 대차의 자유물체도는 Fig. 6과 같고, 뒤쪽 대차의 수직, 수평 거동에 대한 미분방정식은 식 (13~14)와 같다.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= k_{2l}(x_{car} - x_{rear} - h\theta) - k_{1l}x_{rear} \\ &= m_b \ddot{x}_{rear} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_z &= k_{2v}(z_{car} + l\theta + z_{rear}) + k_{1v}z_{rear} \\ &= -m_b \ddot{z}_{rear} \end{aligned} \quad (14)$$

선두의 차체 및 대차에 대한 미분방정식을 라플라스 변환하여 차량 거동에 대한 행렬식으로 표현하면 식 (15)와 같다.

$$\begin{bmatrix} S^2 + w_{1l} + w_{bl} & 0 & 0 & 0 & -w_{bl} & 0 & w_h & 0 \\ 0 & S^2 + w_{1v} + w_{bv} & 0 & 0 & 0 & w_{bv} & -w_{bv}l & 0 \\ 0 & 0 & S^2 + w_{1l} + w_{bl} & 0 & -w_{bl} & 0 & w_h & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S^2 + w_{1v} + w_{bv} & 0 & w_{bv} & w_{bv}l & 0 \\ -w_{2l} & 0 & -w_{2l} & 0 & S^2 + 2w_{2l} & 0 & -2hw_{2l} & 0 \\ 0 & w_{2v} & 0 & w_{2v} & 0 & S^2 + 2w_{2v} & 0 & 0 \\ w_{il} & -w_{iv} & w_{il} & w_{iv} & -2w_{il} & 0 & S^2 + 2w_{iv} + 2hw_{il} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{front} \\ Z_{front} \\ X_{rear} \\ Z_{rear} \\ X_{car} \\ Z_{car} \\ \Theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{\cos(e_1)}{m_2} \frac{Vmw_o^2}{S^2 + w_o^2} \\ \frac{\sin(e_1)}{m_2} \frac{Vmw_o^2}{S^2 + w_o^2} \\ \frac{L\sin(e_1) - h\cos(e_1)}{I_y} \frac{Vmw_o^2}{S^2 + w_o^2} \end{bmatrix} \quad (15)$$

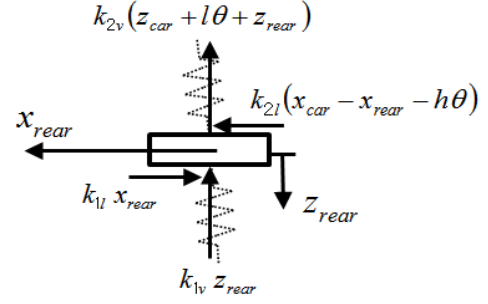


Fig. 6 Free-body diagram of the rear bogie

$$\begin{aligned} \text{여기서, } w_{1l} &= \frac{k_{1l}}{m_b}, & w_{bl} &= \frac{k_{2l}}{m_b}, & w_{1v} &= \frac{k_{1v}}{m_b z} \\ w_{bv} &= \frac{k_{2v}}{m_b}, & w_{2l} &= \frac{k_{2l}}{m_2}, & w_{2v} &= \frac{k_{2v}}{m_2} \\ w_{iv} &= \frac{k_{2v}l}{I_y}, & w_{il} &= \frac{k_{2l}h}{I_y} \end{aligned}$$

위의 식을 간단한 문자로 치환하면 식 (16)과 같고 선두차량의 거동을 나타내는 X 에 대해 정리한 후, 라플라스 역변환을 취하여 식 (17)과 같은 선두차량의 거동에 대한 해를 구하였다.

$$AX = B \quad (16)$$

$$x = L^{-1}\{A^{-1}B\} \quad (17)$$

3.2 선두차량 거동 2차원 시뮬레이션

이론식을 검증하기 위해 Ls-Dyna를 이용하여 이론 모델과 동일한 단순 2차원 열차를 Fig. 7과 같이 모델링하였고, 단순모델의 제원 및 입력 값은 Table 2와 같다.

위의 Table 2에서 언급한 파라미터 값을 적용하여 앞에서 제시한 이론을 검증하기 위해 열차

Table 2 Input parameters

Parameters	Values
m_1	34,500 kg
m_2	56,876 kg
m_b	6,922 kg
I_y	2.075×10^{12} kg·mm ²
L	9,510 mm
l	7,000 mm
h	700 mm
V	11.111 m/s
k_c	10 kN/mm
k_{1v}	30 kN/mm
k_{1l}	40 kN/mm
k_{2v}	20 kN/mm
k_{2l}	20 kN/mm
c_{1v}	10 kN·ms/mm
c_{2v}	20 kN·ms/mm

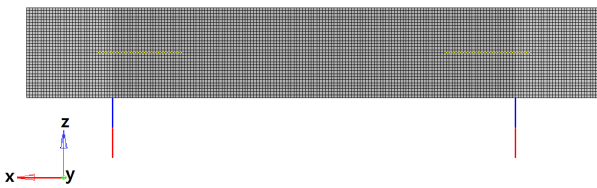


Fig. 7 Simple model for 2D simulations

의 타고오름에 가장 중요한 위치인 연결기 위치에서의 수직변위를 비교하였다.

이론식에는 연결기 위치에 대한 변수가 언급되어 있지 않기 때문에 열차의 수직변위(Z_{car})와 열차의 피칭각도(θ)를 구한 후, 식 (18)을 사용하여 Fig. 8과 Table 3에 결과를 나타내었다.

이론 모델에서는 단순한 스프링으로만 모델링되어 타고오름 거동이 나타난 후 스프링에 의해 진동하여 Fig. 8과 같이 나타나지만, 실제 타고오름 거동은 Fig. 8에서 나타난 첫 번째 최대치만큼 다른 열차를 타고 올라가는 거동으로 그 이후의 거동은 의미가 없기 때문에 시뮬레이션과 이론식의 비교는 첫 번째 최대치에 대해 비교 평가하였다.

$$Z_{coupler} = Z_{car} + L \times \theta \quad (18)$$

전두 완충기 수직변위에 대해 시뮬레이션과 이론식을 비교한 결과 179.0 [ms]에서 시뮬레이션은 91.1 [mm], 88.6 [mm] 이론식은 90.1 [mm]로 최대

Table 3 Comparison of the first peak value by the theory and the 2D simulation

	Times [ms]	Values [mm]	Deviation [%]
Simulation (only Spring)	179.1	91.1	0.3~0.5
Simulation (with Damper)	179.2	88.6	
Theory	179.0	90.1	

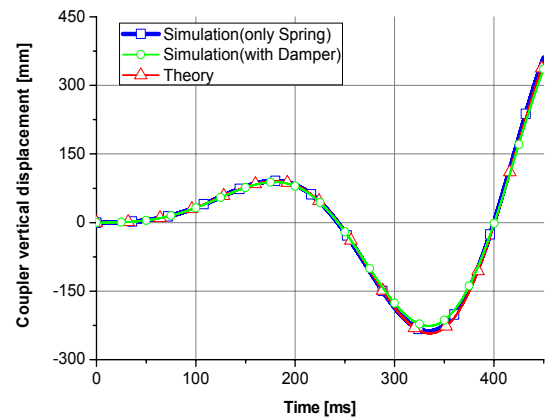


Fig. 8 Comparison of results by the theory and 2D simulation

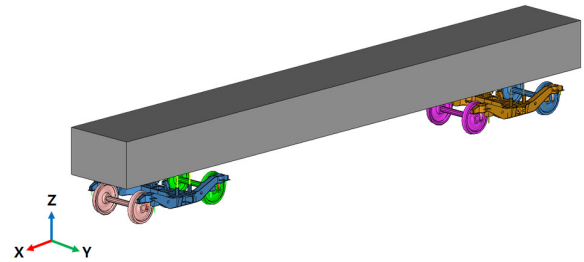


Fig. 9 Simple model for 3D simulations

의 편차가 발생하였다. 이때 편차율은 0.3~0.5 [%]로 시뮬레이션 결과와 이론식이 잘 일치하는 것을 확인하였다.

3.3 선두차량 거동 3차원 시뮬레이션

3차원 열차모델에 대해 이론식을 검증하기 위해 Ls-Dyna를 이용하여 단순 3차원 열차를 Fig. 9와 같이 모델링하였고, 단순모델의 제원 및 입력값은 Table 2와 같다.

3차원 모델은 실제 열차의 동력차와 동일하게 2차 현가장치 부분은 1개의 대차에 4개의 코일 스프링으로 구성하였고, 1차 현가장치 부분은 가

Table 4 Comparison of the first peak value by the theory and the 3D simulation

	Times [ms]	Values [mm]	Deviation [%]
Simulation (only Spring)	180.7	80.1	3.3 ~ 3.9
Simulation (with Damper)	178.4	78.3	
Theory	179.0	90.1	

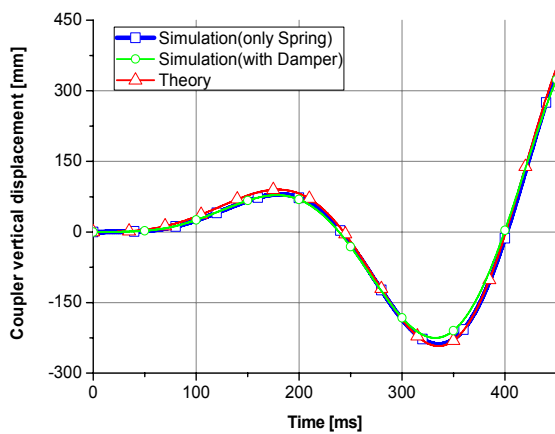


Fig. 10 Comparison of results by the theory and the 3D simulation

이드 스프링, 내측 스프링, 외측 스프링 3가지 스프링으로 구성하였다. Table 2와 같은 스프링 상수를 적용하기 위하여 스프링을 병렬로 계산하여 모델에 적용하였다.

전두 완충기 수직변위에 대해 시뮬레이션과 이론식을 비교한 결과 약 180.0 [ms]에서 시뮬레이션은 80.1 [mm], 78.3 [mm] 이론식은 90.1 [mm]로 최대의 편차가 발생하였다. 이때 편차율은 3.3~3.9 [%]로 시뮬레이션 결과와 이론식이 잘 일치하는 것을 확인하였다.

4. 충돌조건 및 완충기 성능에 따른 타고오름량 예측

열차의 충돌이나 추돌로 인하여 타고오름 현상이 발생하는데, 타고오름 사고는 열차의 상당한 파손을 발생시킨다. 철도차량 전두부 설계 시 충돌에너지 흡수 성능에 따른 타고오름량을 예측할 수 있으면 충돌안전도 초기 설계를 합리적으로

Table 5 The masses of vehicles

	Vehicle masses [kg]
P car	56,876
MT Car	34,500
T Car	27,000

Table 6 Data of the vehicles

	Vehicle strength [kN]	Stiffness [MN/m]
P, MT, T Car	2,000	100



Fig. 11 The formation of a train

도출할 수 있고, 가벼운 충돌사고 발생 시에는 초기 off-set량을 추정하여 컴퓨터 시뮬레이션에 적용함으로써 사고를 재현하고 수리 범위를 예측하여 수리 기간 및 비용을 저감할 수 있다.

따라서 본 장에서는 사고 후 재현 시뮬레이션이나 전두부 충돌완충 설계 시 활용할 수 있는 타고오름량 예측 방법을 제시한다. 먼저 OLEO 社의 1차원 충돌 전용 시뮬레이션 소프트웨어를 이용하여 충돌 시 에너지 흡수부재의 충격력 선도를 산출하고, 이를 식 (17)의 2차원 이론적 타고오름 모델에 적용하여 타고오름량을 예측하였다. 이 예측 결과의 타당성을 검증하기 위하여 Fig. 9의 3차원 단순 차량 모델을 Ls-Dyna로 시뮬레이션하여 두 결과를 비교분석하였다.

4.1 열차의 1차원 충돌 시뮬레이션 모델

열차의 선두차량과 뒤 따라오는 차량의 속도차이로 인해 충돌이 발생하였을 경우, 선두차량의 연결기에서 작용하는 충격력을 구하기 위하여 OLEO International 社의 OLEO 1D rail⁽¹⁰⁾을 사용하여 Fig. 11과 같이 10량 1편성으로 모델링하여 Table 5, Table 6과 같은 조건으로 열차 편성 대편성 충돌 시뮬레이션을 진행하였다.

이 때, 사용된 열차의 차간 연결기에 대한 특성은 Fig. 12와 같고, 전두부 완충기는 다음 절의 Fig. 13, 14와 같은 2가지 모델이 적용되었다.

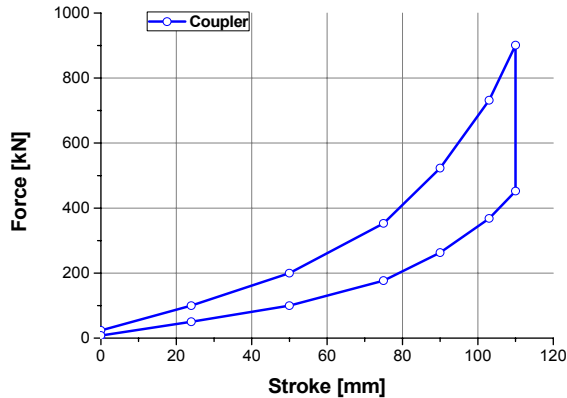


Fig. 12 Property curve of mid-coupler

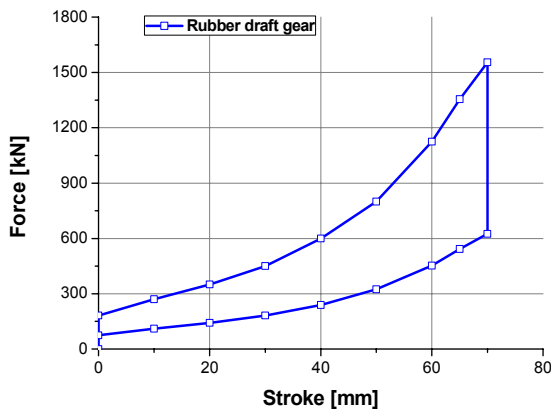


Fig. 13 Property curve of rubber draft gear in the front end

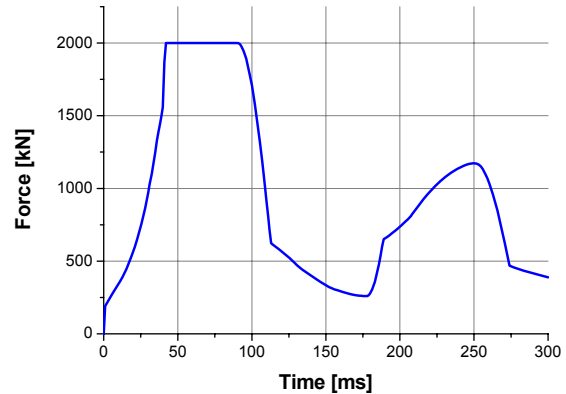


Fig. 14 The impact force acting on the leading vehicle equipped with a rubber draft gear

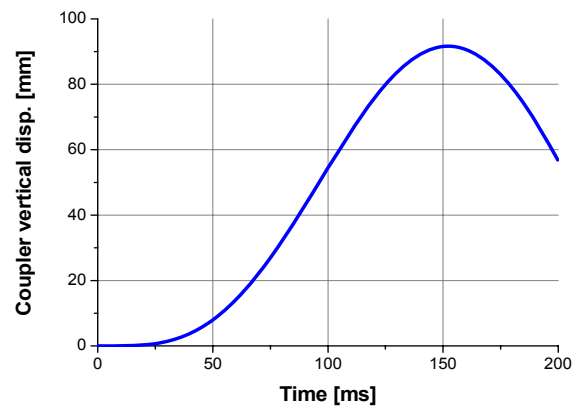


Fig. 15 Vertical displacement of the first end-buffer under the 15° and 15 km/h conditions

4.2 전두부 완충기 모델에 따른 충격력 해석

4.2.1 고무 완충기 모델 적용 경우

Fig. 11과 같은 한 편성 열차의 P1이 다른 편성 열차 P2 차량에 충돌하는 경우를 가정하고, 각 차량의 충돌부에 Fig. 13과 같은 특성의 고무 완충기를 적용하였다.

여기에 전두 고무완충기를 적용하여 15 km/h의 속도로 열차 편성 대 편성 충돌 시뮬레이션을 진행하였다.

15 km/h의 충돌 시 제일 앞 차량에 발생하는 충격력은 Fig. 14와 같다.

앞에서 유도된 식 (8)~(10)의 이론식으로 선두 차량의 피칭 및 수직 거동을 예측하기 위해서는 선두차량에 작용하는 충격력이 수식으로 표현되어야 한다.

Fig. 14에 있는 충격력을 다항식 회기 곡선 접합을 이용하여 수식으로 표현하면 식 (19)와 같고 이 수식의 R^2 의 값은 98.6%이다.

$$\begin{aligned}
 y = & -2.02545 \times x + 2.52268 \times x^2 \\
 & - 4.985E-02 \times x^3 + 3.67394E-04 \times x^4 \\
 & - 1.17891E-06 \times x^5 + 1.24482E-09 \times x^6 \\
 & + 1.12827E-12 \times x^7 - 2.21757E-15 \times x^8
 \end{aligned} \quad (19)$$

식 (19)는 선두차량에 작용하는 충격력이며, 앞에서 유도된 식 (8)~(10)의 차체에 작용하는 충격력(F_c)에 대입하여 Table 7에 나타난 충돌각도에 따른 전두 완충기의 수직 변위를 구하였다.

Fig. 15는 여러 가지 경우 중, 15° 각도로 15 km/h의 속도로 충돌할 때, 전두 완충기의 수직 변위를 나타낸다.

또한 Fig. 12, Fig. 13과 같은 특성의 연결기와 고무완충기가 적용된 동일한 모델을 상용소프트웨어인 LS-DYNA로 시뮬레이션 하여 구한 전두 완충기 수직변위와 이론식으로 구한 값을 열차의 충돌 속도 및 각도에 따라 비교하면 Table 7과 같다.

Table 7 Vertical displacements of the first end-buffer of the vehicle equipped with the rubber draft gear under different collision conditions

Collision speeds [km/h]	Collision angles [°]	Max. vertical displacements [mm]		Deviations [%]
		Simulation	Theory	
10	0	-7.45	-7.45	0
	5	27.05	27.20	0.55
	15	70.34	70.42	0.11
15	0	-9.74	-9.72	0.21
	5	35.44	35.25	0.54
	15	91.65	91.18	0.51
30	0	-10.54	-10.51	0.28
	5	52.90	52.01	1.68
	15	125.19	123.55	1.31

Table 8 Vertical displacements of the first end-buffer of the vehicle equipped with the hydraulic buffer under different collision conditions

Collision speeds [km/h]	Collision angles [°]	Max. vertical displacements [mm]		Deviations [%]
		Simulation	Theory	
10	0	-2.47	-2.48	0.40
	5	12.63	12.57	0.48
	15	30.06	29.98	0.27
15	0	-5.75	-5.76	0.17
	5	23.39	23.28	0.47
	15	58.05	57.83	0.38
30	0	-10.59	-10.57	0.19
	5	51.66	50.80	1.66
	15	121.6	120.05	1.27

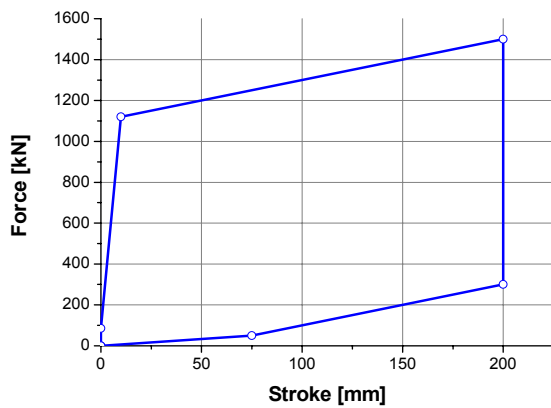


Fig. 16 Property curve of the hydraulic buffer

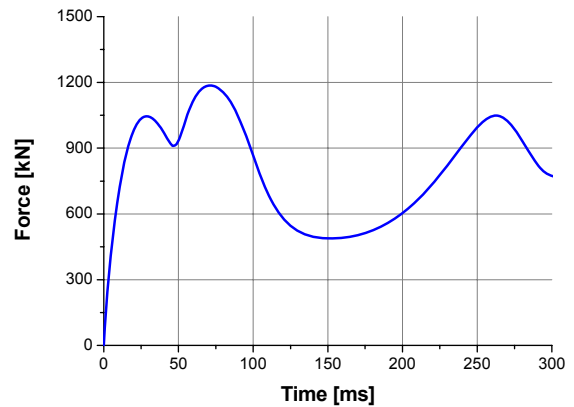


Fig. 17 The impact force acting on the leading vehicle equipped with the hydraulic buffer

4.2.2 유압 완충기 적용 경우

Fig. 11과 같은 한 편성 열차의 P1이 다른 편성 열차 P2 차량에 충돌하는 경우를 가정하고, 각 차량의 충돌부에 Fig. 16과 같은 특성의 고무 완충기를 적용하였다.

고무완충기 충돌시물레이션과 동일한 15km/h 충돌 조건에서 전두 완충기에 작용하는 충격력은 Fig. 17과 같다.

Fig. 17에 있는 충격력을 다항식 회기 곡선 집합을 이용하여 수식으로 표현하면 식 (20)과 같고 이 수식의 R²의 값은 98.9%이다.

$$\begin{aligned}
 y = & 5.331E+01 \times x - 7.3856E-01 \times x^2 \\
 & + 2.92E-03 \times x^3 - 2.69992E-06 \times x^4 \\
 & - 3.57059E-08 \times x^5 + 5.12803E-11 \times x^6
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

식 (20)은 선두차량에 작용하는 충격력이며, 앞에서 유도된 식 (8)~(10)의 차체에 작용하는 충격력(F_c)에 대입하여 충돌각도에 따른 전두 완충기 수직 변위를 정리하면 Table 8과 같다.

5. 결 론

본 논문은 선두 차량과 후속 차량의 충돌로 인한 타고오름 현상에 대해 연구하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 선두차량에서 받는 충격력을 계산하기 위해 2개의 Mass와 1개의 Spring으로 이루어진 1차원 충돌모델에 대하여 Spring에서 작용하는 충격력에 대한 이론식을 유도하고, 시물레이션으로 검증하

였다.

(2) 1차, 2차 현가장치가 적용된 선두차량 이론 모델에 앞에서 구한 2개의 Mass 사이에서 작용하는 Spring 충격력에 대한 이론식을 적용하여 선두차량의 차체와 대차 거동에 관한 이론식을 도출하였다.

(3) 이론 모델과 동일한 2차원 시뮬레이션 모델을 구성하여 이론식과 비교한 결과 스프링만 적용된 모델은 91.1 [mm], 댐퍼가 고려된 모델은 88.6 [mm], 이론식은 90.1 [mm]로 이론식과 시뮬레이션의 최대 편차는 0.5 [%]로 잘 일치하는 것을 확인하였다.

(4) 실제 열차모델과 이론식을 비교 검증하기 위하여 실제 동력차의 대차 모델을 적용한 3차원 시뮬레이션 모델을 구성하였다. 대차의 현가장치와 이론식에서 사용한 스프링 상수를 통일시키기 위하여 시뮬레이션 모델의 현가장치를 병렬로 계산하여 적용하였다. 3차원 시뮬레이션 모델과 이론식을 비교한 결과 스프링만 적용된 모델은 80.1 [mm], 댐퍼가 고려된 모델은 78.3 [mm], 이론식은 90.1 [mm]로 이론식과 시뮬레이션의 최대 편차는 3.9 [%]로 잘 일치하는 것을 확인하였다.

(5) 사고 후 재현 시뮬레이션이나 전두부 충돌 완충 설계 시 활용할 수 있는 이론적 방법을 제시하였다.

(6) 열차 충돌 시 열차의 특성과 조건에 따른 타고 오름의 크기를 예측하기 위하여 열차의 특성과 사용된 연결기 또는 완충기의 특성을 적용하여 1차원 시뮬레이션을 진행하였다. 그리고 1차원 시뮬레이션에서 구한 선두차량에 가해지는 충격력을 수식화하여 이론식에 대입하여 여러 가지 충돌조건에 대해서 선두차량의 타고오름 변위를 구하였다.

(7) 열차에 고무 완충기를 적용하였을 경우와 유압 버퍼를 적용하였을 경우를 비교한 결과, 10 km/h, 15 km/h에서는 에너지 흡수용량이 큰 유압 버퍼를 사용한 경우가 전두 연결기 수직 변위가 적게 발생하였다. 하지만, 속도를 올려 30 km/h의 경우에는 에너지 흡수용량을 초과하여 고무완충기와 유압버퍼의 성능과 상관없이 선두차량에서 거의 동일한 수직변위가 발생하였다.

후 기

본 연구는 국토교통부 국토교통기술촉진연구

사업의 연구비지원(15CTAP-C077444-02)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌 (References)

- (1) Jung, H. S., Son, S. W., Kwon, T. S. and Kim, J. S., 2015, "Study on Computational Simulation of a Metro Collision Accident and Improvement of Passive Safety," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 39, No. 9, pp. 885~892.
- (2) Kwak, S. L., Park, C. W., Wang, J. B. and Cho, Y. O., 2012, "A Study on the Utilization of Railway Accident Data," *Korean Society for Railway Autumn Conference*, pp. 571~575.
- (3) European Committee for Standardization, 2010, "The European Standard EN15227 : Railway Applications- Crashworthiness Requirement for Railway Vehicle Bodies".
- (4) Han, H. S. and Koo, J. S., 2002, "Simulation of Train Crashes in Three Dimensions," *Journal of Korean Soc. Railway*, Vol. 5, No. 3, pp. 116~124.
- (5) Kim, G. Y., Koo, J. S. and Kwon, T. S., 2011, "Study on a 2-Dimensional Dynamic Modeling Technique to Analyze the Overriding Phenomena of Rolling Stock," *Journal of Korean Soc. Railway*, Vol. 14, No. 1, pp. 11~18.
- (6) Micahael, C., Karina, J., Patricia, L., Kristine, S., Benjamin, P. and David, T., 2011, "Technical Criteria and Procedures for Evaluating the Crashworthiness and Occupant Protection Performance of Alternatively Designed Passenger Rail Equipment for Use in Tier/Service," *U.S. Department of Transportation Federal Railroad Administration*.
- (7) Kim, G. Y. and Koo, J. S., 2010, "A Study on Overriding Analysis Using Mathematical Model of Railway Vehicle," *The Korean Society of Automotive Engineers*, pp. 1907~1908.
- (8) Jin, S. Z., Jung, H. S., Kwon, T. S. and Kim, J. S., 2015, "A Study on 3-D Simulation for Override Evaluation of Urban Train," *The Korean Society of Mechanical Engineers Autumn Conference*, pp. 51~52.
- (9) LSTC, LS-DYNA Keyword User's Manual Version 971.
- (10) <https://www.oleo.co.uk>