열차사고의 2차원 충돌동역학 모델링 기법 연구

Analysis of train collisions using 2D multibody dynamics models

김거영[†] 조현직* 박민영** 구정서*** Kim, Geo-young Cho, Hyun-Jik Park, Min-Young Koo, Jeong-Seo

ABSTRACT

Through this study, 2D multibody dynamics models for analysis of train collisions have been developed to evaluate the crashworthiness requirements of the TSI regulation. The crashworthiness regulation requires some performance requirements for two heavy collision accident scenarios; a train-to-train collision at the relative speed of 36 kph, and a collision against a standard deformable obstacle of 15 ton at 110 kph. The complete train set will be composed of hybrid model with 2D and 1D model. Using numerical analysis of the hybrid model, some crashworthy design were evaluated in terms of mean crush forces and energy absorptions for main crushable structures and devices. especially, 2D model can evaluate overriding effect in train collisions. It is shown from the simulation results that the suggested hybrid model can easily evaluate the crashworthiness requirements.

1. 서 론

열차는 자동차와 달리 여러 개의 차량으로 연결되어 있어 사고시 각 차량간의 거동해석을 위한 동역 학적 분석이 매우 중요하다[1]. 이를 위해 다물체 동역학을 이용한 전체 차량의 충돌 거동해석을 이용하 게 되는데, 이러한 방법은 철도차량의 충돌안전도설계를 평가하는 방법으로 이용된다[2]. 일반적으로 철 도차량의 충돌안전도 초기설계 가이드라인을 도출하기 위하여 전체차량을 단순화한 스프링-질량-댐퍼 1 차원 모델을 사용하는데 이를 이용한 열차의 1차원 충돌 동역학해석을 통하여 각 차체구조의 에너지 흡 수 능력, 생존공간 확보 및 충격가속도 크기 등을 평가할 수 있다.[3] 그러나 1차원 충돌 동역학해석은 전체적으로 차체구조의 충돌안전도 설계 사양을 도출하는데 유용하지만, 실제 충돌시 발생하는 각 단위 차량간의 타고오름 현상과 각 차량의 차간연결기 부품 및 지지 브라켓 구조에서 발생하는 충격력의 크 기 등은 예측할 수 없다. 이러한 물리량들을 분석하려면 전체차량 편성에 대하여 2차원 모델을 구성하 여 해석하여야 한다. 그러나 여러 개의 단위 차량으로 편성되는 철도차량에 대하여 2차원 동력학 모델 을 구성하는 것은 매우 복잡하고 많은 양의 동적 물성 자료를 필요로 한다.

이 연구는 기존 2차원 모델에서 문제시되었던 강제끼리 충돌을 보완한 개선된 모델을 제공하기 위한 것이다. 도출된 모델링 방법을 검증하기 위하여 G7 연구의 한국형고속전철(KHST) 차량을 대상으로 2 차원 동력학 모델을 구성하였다.

2. G7의 2차원 충돌해석 모델링

본 논문에서는 모델링의 복잡성을 줄이면서도 2차원 충돌 동역학해석에서 얻을 수 있는 기계적 거동 을 해석하기 위하여 2차원 모델과 1차원 모델을 혼합한 하이브리드 모델을 사용하였다. 주요 사고 각본

[↑] 책임저자 : 학생회원, 서울산업대학교 철도전문대학원, 석사과정 E-mail : koojs@snut.ac.kr

TEL: (02)970-6878

^{*} 정회원, 서울산업대학교 철도전문대학원, 박사과정

^{**} 학생회원, 서울산업대학교 기계설계자동화공학부, 석사과정

^{***} 교신저자 : 정회원, 서울산업대학교 철도전문대학원, 교수

으로 사용하고 있는 국내충돌안전기준 시행지침 16조, EN15227, TSI 충돌사고각본들은 충돌 시 전방에 위치한 몇몇 차량에 큰 충격력이 발생하지만 후방의 차량은 충돌 영향을 덜 받음을 감안하여 전방의 동 력차, 동력객차, 후속 객차 3량은 2차원 모델로 구성하고 나머지 차량들은 1차원 모델로 구성하였다. 주 요 동역학적 요소인 대차 및 차간 연결부품 등에 사용된 스프링, 댐퍼 등은 정상작동 영역에서는 일반 차량동역학에서 사용하는 값을 사용하고, 충돌에 의하여 정상영역을 벗어나는 구간에 대해서는 정상영 역 값의 10배 이상인 매우 큰 값을 적용한다. 한편 본 논문에서 개발된 동역학적 모델은 기존의 2차원 충돌해석 모델에서 고려할 수 없었던 차체구조의 압괴를 반영하기 위하여 탑승공간은 강체로 모델링하 고 단부나 출입문과 같이 압괴가 발생하는 영역은 비선형 스프링으로 모델링하였다. 이렇게 하면 장애 물에 대한 2차원 충돌해석 모델을 그대로 열차 대 열차 충돌에 적용할 때 문제가 되었던 강체끼리의 충 돌을 원천적으로 제거할 수 있다.

본 2D 모델은 Fig. 5~7과 같이 상하부 2개 비선형 스프링 요소와 현가장치, 연결기, 사이드버퍼, 차 체 및 대차에 대한 강체요소 등을 결합하여 구성하였다. 한편 차체의 수직방향 스프링 강성은 수평방향 스프링 강성의 약 1/5인 100 kN/mm로 가정하였고 압괴 구간을 상하 스프링으로 나누었기 때문에 차체 구간별 회전 스프링 강성은 적용하지 않고 모델링하였다. 이것은 추후 SAFETRAIN 연구에서 제시된 모델과 비교분석하는 추가 연구에 의하여 타당성이 규명되어야 한다.

Fig. 5~7과 같이 구성된 2차원 동력학모델을 이용하여 충돌해석을 수행하면 대차와 차체의 상하운동, 연결장치나 지지구조에 부과되는 전후 상하방향의 충격력 등 1차원 해석에서 얻을 수 없었던 결과를 얻 을 수 있다.



Fig. 5 Two dimensional model of the power cars



Fig. 6 Two dimensional model of the motorized trailers Fig. 7 Two dimensional model of trailers

3. 2차원 다물체 충돌동역학해석 및 성능평가

TSI의 열차 대 열차 충돌사고 각본인 시속 36kph로 정면충돌하였을 때 각 차량구조의 충격력 및 압 괴 길이 등을 정리하였다. 이전 연구결과[8]와 비교하였을 때 크게 3가지 차이가 있는데, 첫 번째로 사 이드 버퍼의 타고오름량 및 ball & socket joint 부분의 수직하중에서 약간의 차이가 있었다. 그 이유로 flexible car body 모델에서는 초기 상태의 대차 스프링 특성에 보다 정확한 preload 값이 적용되므로 충 돌해석시 차량이 상하로 흔들리는 것을 최소화되었기 때문이다. 두 번째 차이점으로는 rigid car model 로 해석한 전두부 압괴량이 flexible car model에서는 보다 적게 나왔다. 이는 당연한 결과로 flexible car model에서는 압괴영역이 증가함에 따라 충돌에너지가 각 압괴영역에 분산되기 때문이다. 세 번째 차이점으로는 충돌 가속도로써 rigid car model에서의 가속도는 전두부를 제외한 운전자구간에서 후미부 까지 전부 강체로 모델링하여 이 강체의 평균 가속도를 의미하나 flexible car model은 각 차체구간을 나눠서 모델링하였기 때문에 보다 정확한 충돌 가속도를 알아 낼 수 있다.

Fig. 5~7과 같이 구성된 2차원 충돌 동력학모델을 이용하여 해석하면 대차와 차체의 상하운동, 연결 장치나 지지구조에 부과되는 전후 상하방향의 충격력 등 1차원 해석에서 얻을 수 없었던 결과를 얻을 수 있을 뿐만 아니라 1차원 해석을 통해야만 얻을 수 있었던 각 차량 차체구조의 압괴량, 흡수에너지 등도 동시에 얻을 수 있다.

Fig. 20은 충돌 해석 시 에너지의 전환 이력을 나타낸 것이다. 초기 운동에너지를 모두 흡수하였으며 수치해석과정의 총 에너지 변화량도 0.076% 이내로 미미하였다. Fig. 21은 동력차 전두부의 커플러와 에 너지흡수튜브, 헤드스톡의 압괴 거리에 대한 하중선도인데, 압괴변형은 최대 허용 변형량인 2020 mm에 도달하여 각 차량 구조/부품 중 가장 많은 에너지를 흡수하였다. 또한 Fig. 22의 하니콤의 압괴 선도도 최대 허용 변형량인 1004 mm가 압괴되어 전두부에서 흡수 할 수 있는 에너지는 전부 흡수하였다.

Fig. 23~28은 각 차량 차체의 압괴 구간인 출입문과 단부의 하중선도로 초기 충돌 압괴하중이 작아 압괴길이가 대부분 40mm 이내이며 상대적으로 압괴하중이 작은 전두부 및 사이드 버퍼에서 대부분의 에너지가 흡수되었다.

Fig. 29~31은 동력차 운전실, 동력객차 및 후속 객차의 승객탑승구간에 발생하는 충격 가속도결과를 나타낸 것이다. 동력차의 운전실 경우 최대 17.74g의 충돌가속도가 발생하였으며, 동력객차 승객탑승구 간은 최대 17.3g, 후속객차 승객탑승구간은 최대 16.58g 발생하였다. 본 결과는 표준충돌 사고각본에 명 시된 승객탑승구간의 위험도 평가기준인 최대 7.5g 이하, 평균치 5g 이하에 만족하지 못하고 있다.

Fig. 32는 동력차 전방 대차의 충격 가속도를 나타낸 것이다. 충돌 사고에 의하여 대차 피봇이 파손되는 경우를 위한 것으로 차체와 대차간의 연결 강도설계에서 매우 중요하다. 해석결과 동력차 전방 대차에 최대 25.28g 정도의 충격 가속도가 발생하였다.

Fig. 33, 34은 동력차와 동력객차 사이에 취부 되어 있는 사이드 버퍼의 압괴량과 수직 상대변위를 구 한 것인데, 열차 사고에서 가장 위험한 사고 유형인 타고오름에 의한 압괴의 발생 여부를 예측하기 위 한 것이다. 해석결과, 축방향 압괴변형은 최대 허용 변형량인 400 mm에 도달하였고 최대 64.37mm 이하 의 수직 상대변위를 나타내었다. 그러나 이것은 anti-climbing grip에서 수직방향으로 허용되는 상대변 위의 여유 공차인 80 mm 이하이다. 결론적으로 사이드 버퍼에는 수직하중이 거의 발생하지 않고 타고 오름 현상도 발생하지 않는다.

Fig. 35, 36은 객차간 연결 ball & socket 조인트에 작용하는 축방향 충격하중과 수직방향 충격하중의 결과이며, 수직방향 충격력의 경우 최대 662kN 이었다. 축방향 충격력의 경우는 최대 9,039 kN이 발생 하였다.

Fig. 37에서는 각 차체 구조 또는 부품에서 흡수한 충격 에너지 량을 나타내었다. 전체 운동 에너지의 48.72%(4.6127 MJ)은 커플러, 에너지흡수튜브, 헤드스톡에서, 그리고 20.82%(1.9713 MJ)은 운전실 앞 하 니콤에서 흡수되어 전두부에서 총 69.55%(6.584 MJ)을 흡수하였고, 전방 동력차 사이드 버퍼에서는 8.25% (0.7809 MJ)이 흡수되며 나머지 구조/부품에서는 22.2% (2.102 MJ)만 흡수되었다.



Fig. 20 Energy history curves







Fig. 22 F- δ curve of the Honeycomb











Fig. 28 F- δ curve of the T1-end



Fig. 23 F- δ curve of the PC-door



Fig. 25 F- δ curve of the MT-door



Fig. 27 F- δ curve of the T1-door



Fig. 29 Acceleration of the driver's area



Fig. 30 Acceleration of the MT-mid



Fig. 32 Acceleration of the front power bogie



Fig. 34 Relative vertical displacement of the side buffer



Fig. 36 Vertical forces of the ball & socket joint



Fig. 31 Acceleration of the T-mid



Fig. 33 F- δ curve of the side buffer 200 0 Force [kN] -2000 -4000 -6000 -8000 -10000 0 200 400 1200 1400 1600 1800 600 1000 800 2000 time [ms]

Fig. 35 Axial forces of the ball & socket joint



Fig. 37 Absorbed energy in each part

4. 결 론

본 연구에서는 거대 장애물 충돌사고 및 열차 대 열차 충돌사고 각본을 위한 2차원 충돌동역학 모델 링 기법을 개발하였다. Fig. 5~7과 같이 구성된 2차원 충돌 동력학모델을 해석하면 대차와 차체의 상 하운동, 연결장치나 지지구조에 부과되는 상하방향의 충격력 등 1차원 충돌해석에서는 얻을 수 없는 결 과를 해석할 수 있고 1차원 충돌해석에서 구해지는 각 차량 차체구조의 압괴량, 흡수에너지 등도 구할 수 있다. 따라서 2차원 충돌 동역학 모델 해석결과를 1차원 충돌 동역학 해석모델 결과와 비교하면 해 석 오류나 수치 오차 등 바람직하지 않은 결과들을 사전에 조처할 수 있는 부수적인 효과도 있다.

따라서 초기설계 가이드라인 도출에서는 1차원 충돌동역학 모델을 적용한 후, 기본 설계를 통하여 차 체구조가 정의되면 2차원 충돌 동역학 모델을 적용하여 차체구조 각부의 압괴 강도, 에너지 흡수량, 충 격 가속도, 연결부 충격력, 구조나 장치의 지지 브라켓의 충격력 등 상세설계 단계에 필요한 많은 강도 설계 기초 자료들을 도출할 수 있다.

감사의 글

본 연구는 국토해양부에서 연구비를 지원하여 한국철도기술연구원에서 진행 중인 철도종합안전기술 개발사업 (No. SR06008)의 연구결과로서 관계자들께 감사드립니다.

참고문헌

1. A. Marissal, B. Marguet, P. Drazetic, and Y. Ravalrd, "Comportement au Choc de Vehicules Guides", Revue Technique Gec Alsthom, No. 9, pp.55~81, 1992

2. L. T> Kisielewicz and K. Ando, Crashworthy rolling stocks, PUCA '93, pp.73~81, 1993

3. 구정서(2001), "1차원 동역학 모델을 이용한 한국형 고속전철의 충돌 안전도 평가", 한국철도학회 논문집, v.4, no.3, pp.94-101

4. J. S. Koo, Y. H. Youn(2004), "Crashworthy Design and Evaluation on the Front-end Structure of Korean High Speed Train", International Journal of Automative Technology, Vol. 5, No. 3, pp. 173-180.

5. J. S. Koo, J. H. Jik, D. S. Kim and Y. H. Youn(2001), "An Evaluation of Crashworthiness for the Full Rake KHST Using 1-D Dynamic Model", Journal of Korea Society for Railway, Vol. 4, 3, pp. 94-101.

6. J. S. Koo, D. S. Kim, H. J. Cho, T. S. Kwon and S. K. Choi(2000). "Analysis on the Crashworthiness of the Full Rake Korean Electric Multiple Unit Train", Korean Society for Railway, Vol. 3, No. 1, pp.27-33.

7. H. S. Han and J. S. Koo(2003), "Simulation of train crashes", Vehicle System Dynamics", Vol. 40, 6 , pp. 435-450.

8. 권태수 외 26인, 철도차량 충돌안전성능 평가 및 피해저감 기술개발, 건설교통부연구보고서, 2006