

대형트럭의 정면 충돌 특성해석을 위한 유한요소모델의 개발

김 학 덕*, 송 주 현**, 오 재 윤***

Development of a Finite Element Model for Frontal Crash Analysis of a Large-Sized Truck

Hak-Duck Kim, Ju-Hyun Song, Chae-Youn Oh

Key Words: Finite element model(유한요소모델), vehicle pulse(감가속도 파형), frontal crash(정면 충돌), barrier(고정벽), large-sized truck(대형트럭)

Abstract

This paper develops a finite element model for frontal crash analysis of a large-sized truck. It is composed of 220 parts, 70,041 nodes and 69,073 elements. This paper explains only major parts' models in detail such as frame, cab, floor, and bumper which affect on crash analysis a lot. In order to prevent penetration not only at a part itself but also between parts, all contact areas are defined using type-36, self-impact type. The developed model's reliability is validated by comparing simulation and crash test results. The results used for model validation are vehicle pulses at B-pillar, and frame and deformation of frame and cab. The frontal crash simulation is performed with the same conditions as crash test. And, it is performed using PAM-CRASH installed in super-computer SP2. The developed model whose reliability is verified may be used as a base to develop a finite element model for occupant behavior and injury coefficient analysis.

1. 서 론

매년 트럭과 관련된 많은 교통사고에 의해 초래되는 사상자 및 중상자 수는 매우 심각한 상황이다. 이 같은 트럭 안전성에 관한 심각한 상황을 깊이 인식하여 최근 들어 유럽지역과 미주지역 및 일본에서 트럭의 충돌 안전성을 능동적으로 혹은 수동적으로 개선하고자 하는 연구를 활발히 진행하고 있다. 현재에는 트럭과 후면충돌에서 승용차가 underrun하는 것을 막기 위한 방안이 의무규제로 제정되어 있으며[1], 정면 충돌

(head-on collision)에서 승용차가 underrun 하는 것을 막기 위한 규제에 대한 연구가 심도 있게 진행되고 있다[2]. 또한 트럭의 knee bolster, 충격 흡수식 스티어링 킬럼 및 휠, 에어백 등과 같은 승객보호장구 개발에 관한 연구도 활발히 진행되고 있으며[3], 현재 일부 차종에서는 에어백이 선택 사양으로 제공되고 있다. 이와 같은 승객보호장구의 개발을 위해서는 많은 횟수의 충돌시험을 수행해야 하므로, 개발비용과 시간을 줄이기 위해서 신뢰성 있는 유한요소모델을 개발하여 활용하는 것은 필수다라고 할 수 있다.

본 연구에서는 대형트럭의 충돌특성을 해석할 수 있고, 궁극적으로는 승객보호장구 등을 개발하는데 필요한 실차 상태에서 승객거동 해석과 상해치 해석을 수행할 수 있는 유한요소모델을 개발하는데 기반이 될 수 있는, 신뢰성이 검증된 유한요소모델을 개발한다. 개발되는 유한요소모

* 전북대학교 정밀기계공학과

** 현대자동차 상용구조 연구팀

*** 전북대학교 기계공학부,
메카트로닉스 연구센터

델의 신뢰성은 실차 충돌시험과 같은 조건에서 수행되는 충돌특성 해석 결과를 실차 충돌시험을 통해 얻어진 결과와 비교하여 검증한다.

2. 대형트럭 충돌특성 해석을 위한 유한요소 모델 개발

대형트럭 모델은 프레임, 캡, 좌우측 도어, 플로어, 범퍼, 엔진 및 트랜스미션, 카고 박스와 기타 부위의 대략 8개의 주요 부분으로 구성된다. 차량 CAD 데이터에는 포함된 불필요한 부품 및 불필요한 기하학적 요소가 포함되어 있으므로 이들을 제거하고, 경우에 따라서 일부 부품들을 유한요소 모델링이 용이하게 다듬거나 조합하는 전처리 작업을 수행하였다.

이와 같은 전처리 과정을 거친 차량의 데이터를 Hyper-Mesh[4]에 넘겨서 차량의 유한요소 모델링을 수행하였다. 그리고 차량의 유한요소 모델을 PAM-GENERIS에 넘겨서 PAM-CRASH[5]를 이용하여 충돌해석을 수행할 수 있는 입력파일을 작성하였다. 본 연구에서 실차 충돌해석은 슈퍼컴퓨터 SP2에 설치된 PAM-CRASH를 이용하여 수행하였다.

본 연구에서는 PAM-CRASH에서 제공하는 탄성, 탄소성, 강재, 고무류 탄소성의 네 가지 재료 모델을 사용하였다. 탄성 재료모델은 엔진, 동력 전달장치 등의 단품에서 사용되었다. 탄소성 재료모델은 프레임, 캡전반부 패널, 범퍼, 도어, 플로어, 스티어링 휠, 크러쉬 패드, 필라 등과 같이 많이 변형되면서 충돌 특성에 직접적인 영향을 미치는 요소들에 사용되었다. 강재 재료모델은 운전석 시트, 엔진 마운팅과 같은 마운팅 점에 등에 사용되었다. 비선형적인 특성을 많이 가지고 있는 고무류들은 본 연구에 이용된 대형트럭의 충돌 특성에는 큰 영향을 미치지 않으므로 본 연구에서는 간단한 선형 모델로 근사하였다.

본 연구에서 개발한 대형트럭 충돌특성 해석을 위한 전체 차량 유한요소 모델은 220 부분으로 나누어졌다. 각 부분은 하나의 단품 혹은 여러 단품들의 조합으로 구성된 반 조립 형태의 부분들로 구성된 것이다.

실차 충돌해석을 수행할 때 프레임과 프레임 보강재 사이, 범퍼와 프레임 전면부 사이, 라디에이터와 프레임 사이 등에서와 같이 단품 자신에

서 뿐 아니라 단품 상호간에 충돌이 일어나는 부위에서 침투가 일어나지 않도록 접촉이 일어나는 전체 영역을 type 36번의 self-impact type으로 접촉면을 정의하였다.

다음에서는 충돌 특성에 많은 영향을 미치는 프레임, 캡, 플로어, 범퍼 등과 같은 부분들의 유한요소모델을 상세히 설명한다.

먼저, 프레임은 충돌이 일어날 때 전체 충돌에너지의 60~70% 정도의 충돌 에너지를 흡수하고 전달하는 가장 중요한 부재이다[6]. 그러므로 프레임의 충돌 특성이 차량 전체의 충돌 특성을 좌우한다. 프레임은 충돌시 전반부 두 곳에서 좌굴이 일어남으로 해서 프레임과 라디에이터가 접촉을 하게된다. 이와 같은 프레임의 변형양상과 라디에이터와의 접촉을 고려하여 프레임을 모델링하였다. 프레임은 쉘 요소를 이용하여 모델링하였으며, 노드 수는 19,609개이고, 요소의 수는 18,323개이며 총 16개의 부품으로 이루어져 있다. Fig. 1은 프레임의 유한요소 모델의 그림을 보여준다.



Fig. 1 Finite element model of frame

캡은 차량이 고정벽에 충돌할 때 캡 자체가 변형하면서 전체 충돌에너지의 상당 부분을 흡수한다. 그러나 캡의 변형은 그대로 객실 내의 안전 공간 크기에 반영됨으로 캡은 승객의 거동 및 상해에 직접적으로 영향을 미치게 되는 매우 중요한 부분이다. 즉, 캡 전반부의 변형은 곧바로 A-Pillar 및 크래쉬 패드에 영향을 줄 뿐 아니라 플로어 변형에 커다란 영향을 미친다. 그리고 캡의 후반부에서는 카고 박스가 관성에 의해 밀리면서 캡의 후반부와 충돌하며 이것은 캡의 변형에 상당한 영향을 미친다. 이와 같은 대형트럭 캡의 변형 특성 및 양상을 잘 나타낼 수 있도록 모델링하였다. 캡은 쉘 요소를 이용하여 모델링되었으며, 노드 수는 14,381개이고, 요소 수는 13,970개이며 총 21개의 부품으로 이루어져 있다. Fig. 2는 캡 유한요소 모델의 그림을 보여준다.

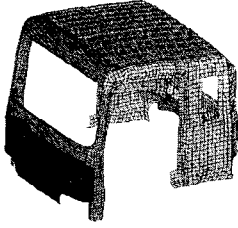


Fig. 2 Finite element model of cab

캡 바닥에 위치하는 플로어는 캡의 구조적인 강성을 유지해주고 있는 부분으로, 충돌에 의한 범퍼, 프레임, 캡 부위의 변형은 최종적으로 플로어의 변형으로 바뀌면서 객실의 변형으로 반영된다. 그러므로 플로어는 안전공간의 확보에 매우 중요한 승객 상해치에 직접적으로 영향을 미치게 되는 중요한 부분이라 할 수 있다. 플로어는 쉘 요소를 이용하여 모델링하였으며, 노드 수는 3,896개이고, 요소의 수는 3,703개이며 총 4개의 부품으로 이루어져 있다. Fig. 3은 플로어 유한요소 모델을 보여준다.

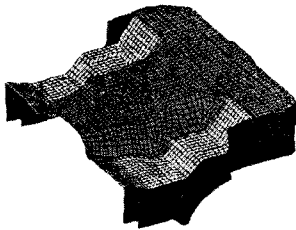


Fig. 3 Finite element model of floor

범퍼는 충돌 초기에 맨 먼저 고정벽에 부딪히면서 충돌에너지를 흡수하는 부재로, 대형트럭의 경우 범퍼는 2~3% 이내의 아주 적은 양의 충돌에너지만을 흡수하므로 전체 충돌 특성에는 거의 영향을 미치지 않는다. 그러나 차량이 고정벽에 충돌을 할 때 초기에 급격한 충돌에너지의 상승을 안정화 시켜주므로 초기에 해석을 안정화시키는 역할을 수행한다[6]. 범퍼는 쉘 요소로 정의되어 있으며, 노드 수는 1,826개이고, 요소 수는 1,582개이며 총 4개의 부품으로 이루어져 있다. Fig. 4는 범퍼 유한요소 모델을 보여준다.

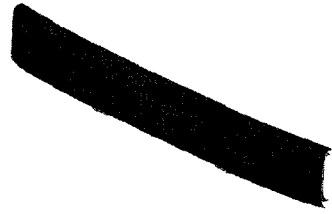


Fig. 4 Finite element model of bumper

위에서 상세히 언급한 충돌해석에 중요한 역할을 수행하는 주요부재 외의 직접적인 접촉이 일어나지 않는 부재 등은 가능한 간단히 모델링하였다. 전체 차량의 하중 분포는 고정벽에 일차 충돌할 때 뿐 아니라 카고 박스 등과 같은 부분들이 관성력에 의해 밀리면서 발생하는 이차 충돌에 많은 영향을 미치므로 차량 모델이 실차와 하중 분포가 유사하게 하였다.

총 220개의 부품으로 이루어진 전체 차량 유한요소 모델에 사용된 총 노드 수는 70,041개이고, 쉘 요소는 68,715개, 빔 요소는 255개, 바 요소는 103개이다. Fig. 5는 본 연구에서 개발한 전체 차량 유한요소 모델을 보여준다.

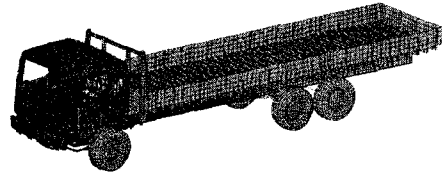


Fig. 5 Finite element model of full vehicle

3. 개발된 유한요소모델의 검증

본 연구를 통해 개발된 유한요소 모델을 이용하여 실차 충돌시험과 동일한 조건으로 충돌해석을 수행하였다. 실차 충돌시험은 FMVSS 208의 정면 충돌시험 규정에 따라 수행하였다. 시험 차량이 고정벽에 충돌하기 직전의 속도는 45kph (11.417 m/s)이었으며, 고정벽과 충돌각도는 0° (정면 충돌) 이었다. 충돌해석으로부터 얻어진 차량의 ①주요 부위에서 차량 감 가속도 파형, ②주요 충돌 관련 부품의 변형 부위 및 변형 형상

을 실차시험을 통해 얻어진 결과와 비교하여 개발된 유한요소 모델의 신뢰성을 검증하였다.

Fig. 6은 실차 충돌해석을 통해 얻어지는 운동 에너지와 위치에너지 및 이 둘을 합한 총 에너지 곡선을 보여준다. 이 그림이 보여주는 바와 같이 충돌 해석이 진행되는 동안 전반적으로 총 에너지가 일정하게 유지되므로 해석이 정확하게 진행되었음을 알 수 있다. 이 그림으로부터 운동에너지와 내부에너지 교환이 90msec까지 계속 완만히 이루어지고 그 이후에는 에너지의 교환이 거의 없음을 알 수 있다. 이 그림으로부터 대형트럭은 중형트럭에 비해 좀 더 완만하게 에너지 교환이 이루어지고 있음을 알 수 있다[6].

Fig. 7은 충돌해석이 진행되는 동안 고정벽면에서 하중 변화 양상을 보여주는 그림이다. 충돌 초기부터 8msec까지는 고정벽면과의 충돌에서 범퍼의 에너지 흡수에 의해 고정 벽면 하중 곡선의 경사가 완만하다. 그 이후 이 그림이 보여주는 바와 같이 프레임의 앞부분이 고정벽에 닿기 시작하는 8msec부터 고정벽면 하중이 급격히 커져 14msec에서 첫 번째 peak를 나타낸다. 이 시점에서 프레임의 첫 번째 좌굴이 발생하게 된다. 그리고서 대략 38msec 부위에서 두 번째 피크를 나타내는데 이는 프레임의 첫 번째 좌굴이 일어난 후 차량 뒷부분이 관성에 의해 밀려오면서 벽면력이 증가하게 되는 시점이다. 70msec 이후에서는 벽면력이 급격히 감소함을 볼 수가 있다.

Fig. 8은 프레임의 변형 양상을 20 msec 시간격으로 보여준다. 승용차의 경우에는 대부분의 에너지를 앞쪽 엔진룸 부위에서 흡수한다. 그러나 캡 오버 타입인 트럭의 경우에는 이와는 달리 프레임 부분이 차량 충돌에너지의 70% 가량을 흡수하며, 트럭의 충돌특성을 좌우한다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 실차 충돌 해석시 20 msec 경에 프레임의 앞부분에서 프레임의 첫 번째 좌굴이 시작되고, 라디에이터가 횡 부재(cross member)와 부딪히게 된다. 이후 이 부분의 변형의 감소하고 프레임의 굴곡부위에서 두 번째 좌굴이 발생함을 보여준다. 프레임 앞 부분에서 일어나는 좌굴에서는 대칭으로 좌굴되는데, 프레임 굴곡부에서는 비대칭으로 좌굴됨을 알 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10은 B-pillar 좌측과 우측 하단에서 실차 충돌시험으로부터 얻은 감가속도 파형(vehicle pulse)과 충돌해석으로부터 얻은 감가속도

파형을 비교하여 보여주는 그림이다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 B-pillar 좌측에서는 충돌 해석 결과의 감가속도 피크 값이 실차시험 결과보다 약간 작았으나, 우측에서는 충돌해석의 감가속도 피크 값이 실차 충돌시험 결과보다 약간 컸다. 좌측과 우측에서 감가속도의 피크 값을 충돌해석은 실차 충돌시험 결과를 10% 정도의 오차로 예측하였다. 그리고 충돌해석으로부터 얻은 좌측과 우측의 감가속도 파형은 실차 충돌시험으로부터 얻은 감가속도 파형의 경향을 상당히 유사하게 예측하였다.

Fig. 11과 Fig. 12는 프레임 좌측과 우측에서 실차시험으로부터 얻은 감가속도 파형과 충돌해석으로부터 얻은 감가속도 파형을 비교하여 보여주는 그림이다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 프레임의 경우에는 좌측과 우측 모두에서 충돌해석의 감가속도 피크 값이 실차시험 결과보다 약간 작았다. 충돌해석으로부터 얻은 프레임 좌측과 우측의 감가속도 파형은 실차 충돌시험으로부터 얻은 감가속도 파형의 경향을 상당히 유사하게 예측하였다.

Fig. 13은 충돌해석으로부터 얻어진 결과와 실차시험으로부터 얻어진 충돌 후의 캡 부위 좌측면의 변형 형상을 비교하여 보여준다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 프레임의 변형에 의해 캡 뒷 부분이 위로 들리는 현상과 카고 박스가 관성력에 의해 밀리면서 캡 뒷 부분에 부딪히는 현상을 상당히 유사하게 충돌해석이 나타내고 있음을 알 수 있다.

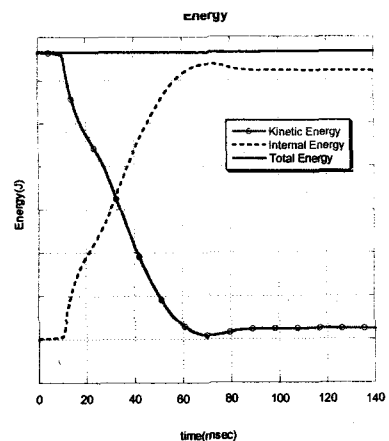


Fig. 6 Kinetic, internal and total energy

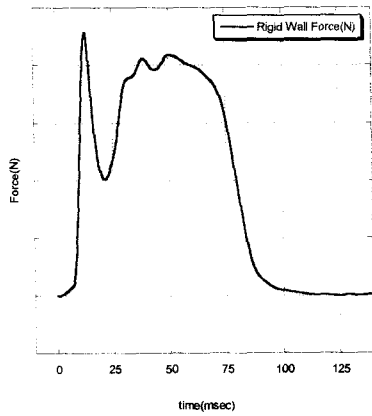


Fig. 7 Wall force

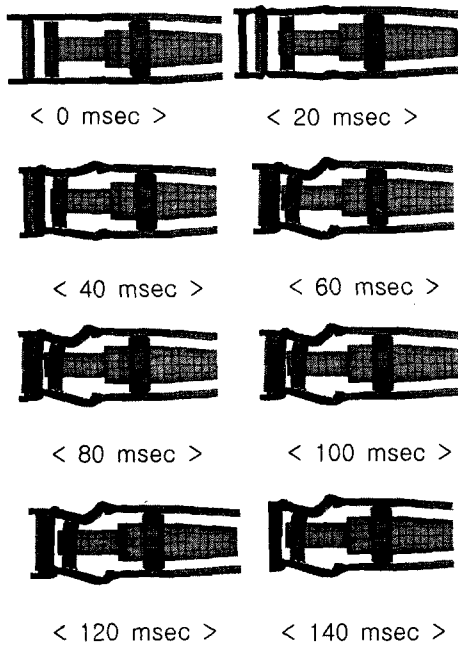


Fig. 8 Frame deformation

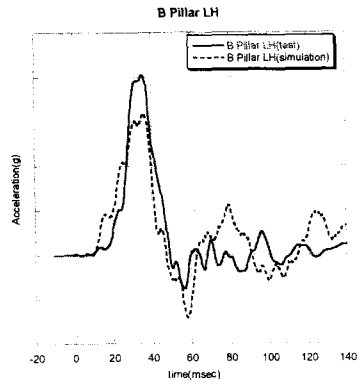


Fig. 9 Vehicle pulse at left B-pillar

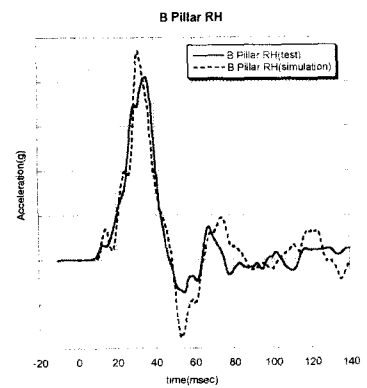


Fig. 10 Vehicle pulse at right B-pillar

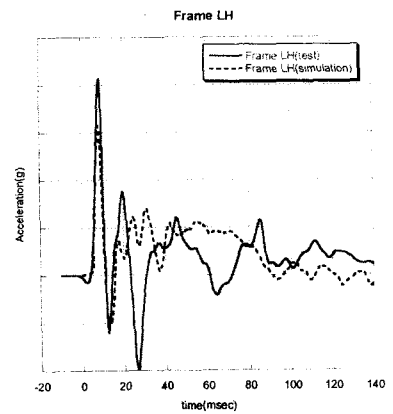


Fig. 11 Vehicle pulse at left frame

4. 결 론

본 연구에서는 대형트럭의 충돌특성을 해석할 수 있고, 궁극적으로는 승객보호장구 등을 개발하는데 필요한 실차 상태로 승객거동 해석과 상해치 해석을 수행할 수 있는 유한요소모델을 개발하는데 기반이 될 수 있는, 유한요소모델을 개발하였다. 개발된 모델을 이용한 충돌해석은 B-pillar 좌측과 우측 하단 및 프레임의 좌측과 우측에서 감가속도 과형의 경향을 상당히 유사하게 예측하였으며, 최고 값을 10% 정도의 오차로 실차 충돌시험 결과를 예측하였다. 캡의 뒷부분이 카고 박스에 의해 밀려서 캡의 뒷 부분이 위로 들리면서 변형되는 현상과 프레임 앞부분의 좌굴이 일어나는 위치와 형상이 실차시험 결과와 상당히 유사하였다. 이와 같이 본 연구를 통해 개발된 충돌 특성 해석을 위해 개발된 유한요소모델은 매우 신뢰성이 높은 모델임을 검증하였다.

참고문헌

- (1) G. Rechnitzer, C. Powell, and K. Seyer, Performance Criteria, Design and Crash Tests of Effective Rear Underride Barriers for Heavy Vehicles, The 17th ESV Conference, NHTSA, Amsterdam Nether- land, 2001.
- (2) K. Langwieder and H. Baumler, European Accident Statistics Related to Car-to-truck Frontal Collision, The 15th ESV Conference, pp. 1814-1822, Melbourne Australia, 1996.
- (3) M. Simon, P. Botto, Y. Page, and F. Paulhet, The Potential Gain to be Achived by Generalization of Seat Belts and Airbags in Trucks, The 17th ESV Conference, NHTSA, Amsterdam Netherland, 2001.
- (4) Altair computing, HYPER-MESH reference manual, Altair computing, 1999.
- (5) PAM system international, PAM-CRASH reference manual, PSI, 2000.
- (6) 홍창섭, 오재운, 이대창, 중형트럭의 정면 충돌 특성해석을 위한 유한요소모델의 개발, 한국정밀공학회논문집, 제17권, 제4호, pp. 226-232, 2000.

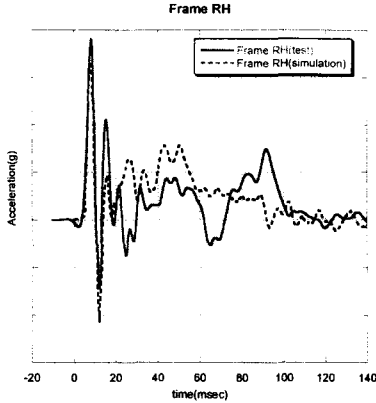


Fig. 12 Vehicle pulse at right frame

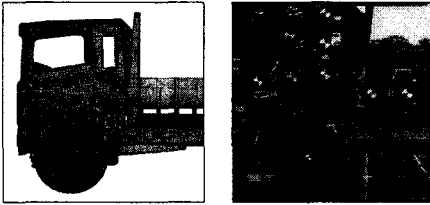


Fig. 13 Cab deformation comparison

Fig. 14는 충돌해석으로부터 얻어진 결과와 실차시험으로부터 얻어진 충돌 후의 프레임 앞부분 주요 변형 부위를 비교하여 보여준다. 실차 충돌 시험의 경우 충돌 후 차량을 아래 부분에서 직접 사진을 찍을 수 없어서 직접적인 비교는 불가능하지만, 프레임 앞부분의 좌굴이 심하게 일어나는 위치 및 형상이 상당히 유사함을 알 수 있다.

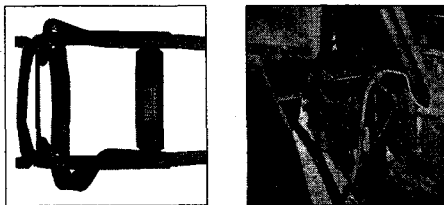


Fig. 14 Frame deformation comparison