

중형 트럭의 정면 충돌 특성해석을 위한 유한요소 모델의 개발

홍창섭*, 오재윤**, 이대창***

Development of a Finite Element Model for Frontal Crash Analysis of a Mid-Size Truck

Chang-Seob Hong*, Chae-Youn Oh**, Dae-Chang Lee***

ABSTRACT

This paper develops a finite element model for studying the crashworthiness analysis of a mid-size truck. A simulation for a truck frontal crash to a rigid barrier using the model is performed with PAM-CRASH installed in super computer SP2. Full vehicle model is composed of 86467 shell elements, 165 beam elements and 98 bar elements, and 86769 nodes. The model uses four material model such as elastic, elastic-plastic(steel), rigid and elastic-plastic(rubber) material model which are in PAM-CRASH. Frame and suspension system are modeled with 28774 shell elements and 31412 nodes. Cab is modeled with 34680 shell elements and 57 beam elements, and 36254 nodes. Bumper is modeled with 2262 shell elements, and 2508 nodes. Axle, steering shaft, etc are modeled using beam or bar elements. Mounting parts are modeled using rigid bodies. Bodies are interconnected using nodal constrains or joint options. To verify the developed model, frontal crash test with 30mph velocity to a rigid barrier is carried out. In the crash test, vehicle pulse at lower part of b-pillar is measured, and deformed shapes of frame and driver seat area are photographed. Those measured vehicle pulse and photographed pictures are compared those from the simulation to verify the developed finite element model.

Key Words : Vehicle pulse(가속도 파형), Injury coefficient(인체 상해치), Barrier test(고정벽 시험), Finite element model(유한요소모델)

1. 서론

현재 승용차에 관한 충돌 안전성은 법규로 제정이 되어 있다. 그러나 상용차에 관한 충돌 안전성은 현재는 법규로 제정은 되어 있지 않으나 최근 들어 소비자들의 충돌 안전성에 대한 인식이 높아

짐에 따라 각국은 차량 안전성에 관한 법규를 형식적인 면보다는 현실적이고도 구체적인 양상으로 방향으로 강화해 나가는 추세이어서 2000년대에는 소형 상용차의 경우부터 충돌 안전성이 법규로 규제가 될 전망이다. 이 같이 예상되는 상용차 충돌 안전성 규제에 능동적으로 대처하기 위해서 세계 각국의 대형 상용차 제조업체에서는 고 안전 상용

* 전북대학교 정밀기계공학과 대학원
** 전북대학교 기계공학부, 메카트로닉스연구센터
*** 현대자동차 상용구조연구팀

차 개발의 필요성을 인식하고 이에 대한 연구를 활발하게 수행하고 있다.

고 안전 상용차의 개발을 위해서는 상용차 개발 초기 단계에서부터 상용차의 충돌특성을 해석하고 에어백 등과 같은 보조 안전 장치(secondary restraint system, SRS)를 장착하는 경우에는 이의 적합성 해석을 수행해야 한다. 일반적으로 상용차의 충돌 특성을 평가하고 해석하기 위해서 실차 충돌 시험을 수행한다. 실차 충돌시험은 차량을 고정벽에 직접 충돌시켜 주요 부위에 부착한 센서로부터 차량 가속도 파형(vehicle pulse)을 측정하고 더미(dummy)로부터 인체 상해치(injury coefficient) 데이터를 측정하는 고정벽 시험(barrier test)을 의미한다.

그러나 상용차의 실차 충돌시험은 승용차와는 달리 여러 가지 어려운 점이 많이 있다. 상용차 경우는 실차 충돌 시험을 위한 시험 차량의 확보가 승용차의 경우보다 어렵고, 상용차 차종에 따라서는 충돌 에너지가 과도하여 실차 충돌 시험이 용이하지 않다. 따라서 고 안전 상용차 개발을 위해 필요한 충돌 특성을 해석하고 에어백 등과 같은 보조 안전 장치 장착의 적합성 해석을 수행하기 위해 실차 충돌 시험에만 의존한다는 것은 개발비용과 시간이 많이 소요되므로 매우 비효율적일 수 있다. 더욱이 차량 개발 개념을 설정하는 단계에서는 차량의 구성이 구체화되어 있지 않음으로서 실차를 이용한 충돌시험을 통한 충돌 특성을 해석한다는 것은 현실적으로 어려울 수 있다. 그러므로 실차 충돌시험에 드는 비용과 시험 횟수를 줄이고 차량 개발 개념을 설정하는 단계에서 차량의 충돌 특성 해석을 수행 할 수 있는 컴퓨터를 이용한 충돌 모의시험 기법을 개발하여 차량의 안전성과 충돌 특성을 해석하는 것이 고 안전 상용차 개발을 위해서는 필수라 할 수 있다¹⁾³⁾.

최근 들어 컴퓨터 소프트웨어 및 하드웨어의 눈부신 발전으로 이전에는 다루기가 용이하지 않았던 차량 충돌과 같은 아주 짧은 시간동안에 아주 큰 변형이 일어나는 문제의 해석도 상대적으로 용이하게 다룰 수 있게 되었다. 본 연구에서는 중형 트럭 충돌 특성 해석을 위한 유한요소 모델을 개발한다. 개발된 유한요소 모델과 슈퍼 컴퓨터 SP2에 탑재된 충돌해석 전용 상용 소프트웨어인 PAM-CRASH⁴⁾를 이용하여 충돌 모의시험을 수행한다. 실차 충돌 시험으로 얻어진 차량 가속도 파형(vehicle pulse)과 차량의 주요 부위의 변형된 형상

을 충돌 모의시험으로부터 얻어진 결과와 비교하여 개발된 충돌 모의시험을 위한 유한요소 모델의 정확성을 검증한다.

2. 충돌해석을 위한 유한요소 모델의 개발

본 연구에서는 중형 트럭의 충돌해석을 위한 유한요소 모델을 개발하였다. 본 연구에 이용된 트럭의 총 중량은 2922 kg이고, 총 길이는 6670 mm이고, 축거는 3735 mm 이다.

본 연구에 이용된 트럭은 프레임(frame), 캡(cab), 엔진, 변속기(transmission), 바퀴와 허브(wheel and hub), 문(door)과 기타 부위의 대략 7개의 주요 부분으로 구성된다. 이 들로 구성된 삼차원 기하학적 형상의 차량 형상은 CATIA를 이용하여 작성되었다. 이 같이 CATIA를 이용해 작성된 차량 CAD 데이터에는 충돌해석용 모델에는 불필요한 부분이 많이 포함하고 있으므로 CATIA를 이용하여 불필요한 부분을 제거하고 필요한 부분은 유한요소 모델링이 용이하게 표면(surface)을 다듬거나 조합하는 전처리(preprocessing)를 수행한다. 이와 같이 전처리된 데이터를 삼차원 유한요소 모델링 전용 소프트웨어인 Hyper-Mesh⁵⁾를 이용하여 유한요소 모델링을 수행한다. 이 같이 모델링된 데이터를 PAM-GENERIS에 넘겨서 PAM-CRASH를 이용하여 충돌 해석을 수행할 수 있는 입력파일을 작성한다. 충돌 모의시험은 슈퍼컴퓨터 SP2에 설치된 PAM-CRASH를 이용하여 수행한다. 그리고 해석결과의 후처리(postprocessing)는 PAM-VIEW를 이용하여 수행하였다. Fig. 1은 위와 같은 연구 수행 절차의 흐름을 보여주는 그림이다.

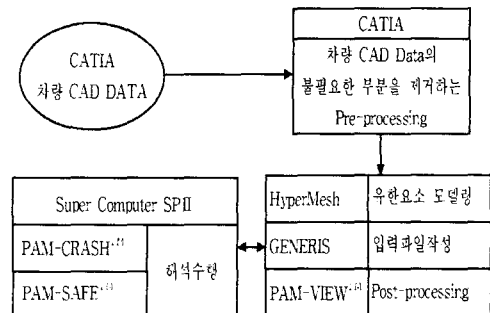


Fig.1 Procedure flowchart

본 연구에서는 차량 각 단품들의 재료 모델링을 위해 PAM-CRASH에서 제공하는 Table 1에서 보여주는 것과 같은 ①탄성, ②탄소성(steel), ③강체, ④탄소성(rubber)의 4가지 재료 모델(material model)을 사용하였다. Table 1의 세 번째 칸은 PAM-CRASH의 material type number를 나타낸다. 그리고 네 번째 칸은 이 들이 사용된 단품의 수를 나타낸다.

Table 1 Material model

Material	Material Type	Type No	No. of Components
Steel	Elastic	101, 201	33
	Elastic-Plastic	102, 202	64
	Rigid	100	4
Rubber	Elastic-Plastic	102	1

Table 1의 탄성 재료 모델(elastic material model)은 엔진이나 변속기 등의 단품에서 사용되었다. Table 1의 탄소성(elastic-plastic(steel)) 재료 모델은 프레임, 전면 판넬(front panel), 범퍼(bumper) 등과 같이 충돌 특성에 직접적인 영향을 미치는 요소들에 사용되었으며, Table 2와 같은 특성 값들을 가진다.

Table 2 Elastic-plastic material model

Elastic-Plastic	Material type 102
Density	$7.85 \times 10^6 \text{ kg/mm}^3$
Young's Modulus	210 KN/mm^2
Poisson's Ratio	0.3
Non-Linear Part	Tangent Modulus를 포함

Table 1의 강체(rigid) 재료 모델은 각 단품의 마운팅 점(mounting point)과 의자(seat)등에 사용되었다. 비선형적 특성을 많이 가지고 있는 고무류들은 충돌해석을 수행하는데 많은 역할을 담당하지 않으므로 본 연구에서는 간단한 선형 모델로 근사하여 이용하였다.

프레임을 비롯한 캡, 도어 등과 같은 주요 부재는 셸(shell) 요소를 사용하여 모델링하였다. 셸 요소는 사각형(quadrilateral)과 삼각형(triangular) 형태의 두 종류가 사용되었다. 기타 현가장치, 액슬(axle), 조향축 및 휠, 추진축 등은 빔(bean)이나 바(bar) 요소를 사용하여 모델링 하였으며, 엔진 마운

팅 등과 같은 바디 마운팅 부위는 강체(rigid) 요소를 사용하여 모델링하였다.

유한요소 모델에서 각 단품들의 연결은 노드 제한(nodal constraint) 혹은 조인트로 모델링하였다. 만약 단품(component)들이 근접하고 일정한 거리를 유지하고 있는 경우나(예를 들어 프레임에 보강재(reinforce)가 있는 경우) 상대적인 회전(revolution)이 자유로워야 하는 경우(예를 들어 전 후 현가장치의 경우)는 노드 제한으로 연결하였다. 그러나 두 단품이 같은 점에서 연결되는 경우는(예를 들어 도어 힌지 부위) 조인트를 사용하여 연결하였다.

실차 충돌 모의시험 해석시 단품 자신에서 뿐 아니라 다른 단품과의 충돌에서 상호 침투가 일어나지 않도록 Table 3에 나타난 바와 같이 전부 다섯 부위에 접촉면을 정의하였다.

Table 3 Sliding interface definition

Contact	Type	Contact이 정의된 부위
Type33	seg. to seg.	Cab front vs Crash panel
Type33	seg. to seg.	Bumper vs Frame front support
Type33	seg. to seg.	Frame vs Reinforced(front)
Type33	seg. to seg.	Frame vs Reinforced(rear)
Type36	self-impact	Cab, Frame, and suspension, etc

다음은 프레임을 근간으로 하는 차량(frame based vehicle)의 충돌에너지를 흡수하고 전달하는데 중요한 역할을 수행하는 주요 부재인 프레임과 캡 및 범퍼 유한요소 모델의 구성을 좀 더 상세히 설명한다. 그리고 전체 차량의 유한요소 모델의 구성을 설명한다.

2.1 프레임 모델링

트럭과 같은 프레임을 근간으로 하는 차량의 경우에서 프레임은 충돌이 발생했을 때 대부분의 충돌 에너지를 흡수하고 전달하는 중요한 부재이다. 그러므로 프레임과 이에 부착된 서스펜션 시스템은 차량 전체의 충돌 특성을 좌우하게 되므로 모델링에 있어서 매우 중요하다. 프레임 및 서스펜션 시스템은 셸 요소로 정의되어 있으며, 31412개의 노드(node)와 28774개의 요소(element)를 이용하여 모델링 하였다. Table 4은 프레임의 유한요소 모델을 요약해서 보여준다.

Table 4 F.E. model of frame

Number of Parts	14
Number of Nodes	31412
Number of Elements	28774

2.2 캡 모델링

트럭의 경우는 승용차와는 달리 앞쪽에 엔진 룸이 없는 관계로 충돌이 발생했을 때 프레임의 변형과 캡의 변형은 직접 객실내의 침투로 이어지므로 승객의 상해치에 매우 큰 영향을 미치기 때문에 캡의 모델링 역시 중요하다. 캡 모델은 주로 셸 요소와 빔 요소로 구성되어 있다. 총 노드 수는 36254개이고, 셸 요소는 34680개, 빔 요소는 57개이다. Table 5는 캡의 유한요소 모델을 요약하여 보여준다.

Table 5 F.E. model of cab

Number of Parts	4
Number of Nodes	36254
Number of Shell Elements	34680
Number of Beam Elements	57

2.3 범퍼 모델링

범퍼는 충돌 초기에 맨 먼저 고정벽에 부딪히면서 충돌에너지를 흡수하는 부재로 차량 충돌 모의 시험을 수행할 때 초기에 모의시험을 안정화시키는데 중요한 역할을 수행한다. 범퍼는 셸 요소를 이용하여 모델링하였으며, 2508개의 노드와 2262개의 요소로 구성되어 있다. Table 6은 범퍼의 유한요소 모델을 요약하여 보여준다.

Table 6 F.E. model of bumper

Number of Parts	3
Number of Nodes	2508
Number of Elements	2262

2.4 전체 차량 유한 요소 모델링

위에서 언급한 충돌 해석에 중요한 역할을 수행하는 프레임, 캡, 범퍼와 같은 주요 부재 외에 캡틸팅(cab tilting) 부위는 셸과 빔 요소를 이용하여

모델링하였으며, 직접적인 접촉이 일어나지 않는 시트 등은 최대한 간단히 모델링하였다. 전체 차량 유한요소 모델에 사용된 총 노드 수는 86769개이고, 요소 수는 셸 요소가 86467개, 빔 요소가 165개이고 바 요소는 98개이다. Table 7은 전체 차량 유한요소 모델을 요약하여 보여준다. 그리고 Fig. 2는 본 연구에서 개발한 전체 차량 유한요소 모델을 보여 주는 그림이다.

Table 7 F.E. model of the full vehicle

Number of Parts	102
Number of Nodes	86769
Number of Shell Elements	86467
Number of Bar Elements	98
Number of Beam Elements	165

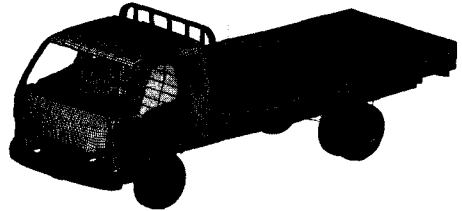


Fig. 2 Full vehicle finite element model

3. 개발된 유한요소 모델의 검증

본 연구에서 개발되는 충돌해석을 위한 유한요소 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 실차 충돌 시험을 수행하였다. 실차 충돌은 FMVSS의 정면 충돌 시험 규정에 따라 수행하였다. 시험 차량이 고정벽에 부딪히기 직전의 속도는 30 mph(13.778m/sec)이었으며, 고정벽과의 충돌 각도는 0° (정면충돌)이었다. 실차 충돌 시험을 통해 얻어지는 가속도 파형(vehicle pulse)과 충돌 시험 후 프레임의 좌굴이 일어나는 위치 및 좌굴된 형상과 캡의 변형과 같은 주요 부위의 변형 양상을 충돌 모의 시험을 통해 얻어지는 결과와 비교하여 개발된 모델을 검증하였다. 실차 충돌 시험을 통해 얻어진 데이터들은 SAE 60 filter(with 5 kHz re-sampling)를 이용하여 처리하였다.

Fig. 3은 본 연구를 통해 개발된 유한요소 모델

을 이용한 정면 충돌 모의시험을 통해 구해지는 운동(kinetic) 에너지와 내부(internal) 에너지 및 이 둘을 합한 총 에너지 곡선을 보여준다. 이 그림이 보여주는 바와 같이 전체적으로 총 에너지가 일정하게 유지되므로 모의시험이 정확하게 진행되었음을 알 수 있다.

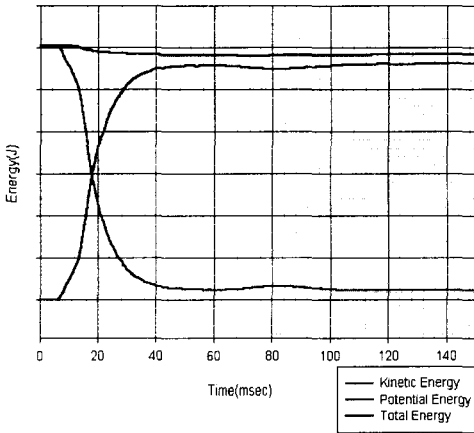


Fig. 3 Kinetic and internal energy

Fig. 4는 시간에 따른 벽면력(wall force) 변화 양상을 보여주는 그림이다. 이 그림이 보여 주는 바와 같이 프레임 및 범퍼의 앞부분이 고정벽에 닿기 시작하는 5 msec부터 벽면력(wall force)이 급격히 상승한 후 범퍼와 프레임 접합 부위가 접히기 시작하는 10 msec 전후로 벽면력(wall force)이 약간 주춤한 후 다시 상승하여 프레임의 변곡부에서 좌굴이 시작되는 16 msec 부근에서 첫 번째 최고치(peak)를 나타내고, 이후 감소하기 시작하여 25 msec까지는 급격히 감소하다가 내부 에너지가 최대값에 도달하는 40 msec 부근부터 프레임의 좌굴이 끝나는 70 msec까지 상대적으로 완만한 경사를 이루며 감소한다. 이 그림으로부터 캡 오버 타입 상용차는 승용차에 비해 최고 감 가속도가 아주 짧은 시간에 발생함을 알 수 있다. 이 같은 사실로 미루어 향후 상용차의 경우는 에어백과 같은 안전 보조 장치의 개발 조건이 승용차에 비해 여러 측면에서 매우 열악할 것이라고 예상된다.

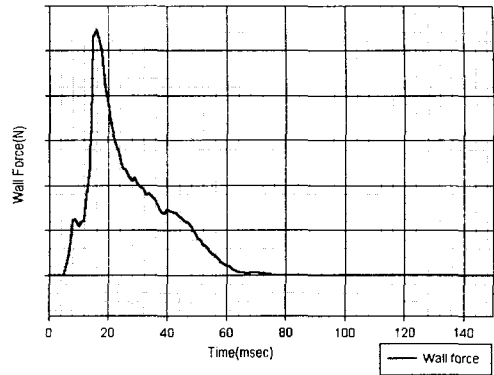


Fig. 4 Rigid wall force

Fig. 5는 30 mph(50.4 km/h) 정면 충돌시 전체 차량의 변형 양상을 20 msec 시간 간격으로 하여 처음 100 msec까지를 보여준다.

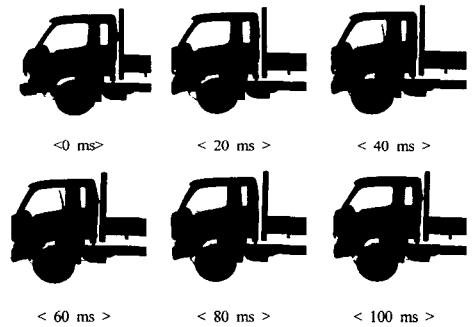


Fig. 5 Deformation of the full vehicle

Fig. 6은 프레임의 변형 양상을 20 msec 시간 간격으로 하여 처음 100 msec까지를 보여준다. Fig. 6에서 보여주는 바와 같이 실차 모의시험시 10 msec까지는 프레임의 선단과 범퍼의 체결되는 부위가 접히다가 16 msec이후 프레임의 변곡부에서 좌굴이 일어나고 있음을 알 수 있다. Fig. 7는 실차 충돌 시험과 실차 충돌 모의시험 후 프레임의 좌굴이 일어나는 부위 및 형상을 비교하여 보여 준다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 실차 모의 시험을 위한 유한요소 모델은 프레임의 좌굴이 일어나는 부위 뿐 아니라 형상도 상당히 정확하게 예측하고 있음을 알 수 있다.

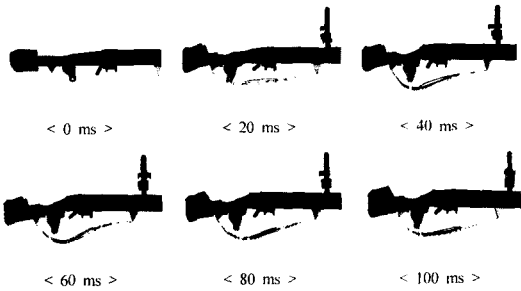


Fig. 6 Deformation of frame



Fig. 7 Comparison of a buckling position and shape deformation

Fig. 8은 실차 충돌 시험과 실차 충돌 모의시험 후 캡의 운전석 좌측 하단 부위의 변형된 형상을 비교하여 보여 준다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 충돌 모의 시험을 위한 유한요소 모델은 운전석 좌측 하단 부위의 변형된 형상을 상당히 정확하게 예측하고 있음을 알 수 있다.

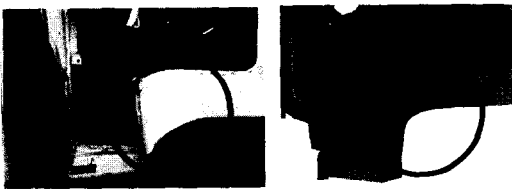


Fig. 8 Comparison of buckling position between truck and finite element model

Fig. 9는 두 차례 실차 충돌 시험으로 얻어진 B-pillar 하단 부위의 좌 우측 가속도를 평균하여 얻은 가속도 파형과 충돌 모의시험으로부터 얻은 가속도 파형을 비교하여 보여주는 그림이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 모의시험으로 얻은 가속도 파형은 실차 충돌 시험의 가속도 파형의 경향 뿐 아니라 최고 값을 15% 이내로 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 이 같은 본 논문의 내용은 현재 관련된

자료를 구하기가 매우 어려운 캡 오버 타입 상용차 충돌 해석 분야 연구에 좋은 참고 자료로 활용될 수 있을 것으로 생각된다.

위의 그림들에서 보여 주는 바와 같이 본 연구를 통해 개발된 실차 충돌 모의 시험을 위한 유한요소 모델은 프레임과 운전석 하단 부위와 같은 주요 부위의 변형 위치 뿐 아니라 변형 형상도 상당히 정확하게 예측하였다. 그리고 실차 충돌 시험의 가속도 파형의 경향뿐 아니라 최고 값을 상당히 정확하게 예측할 수 있는 신뢰성이 높은 모델이라 할 수 있다.

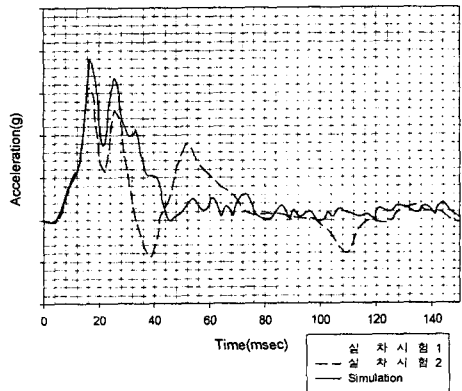


Fig. 9 Comparison of average negative-acceleration on B-Pillar

4. 결론

본 연구에는 트럭 충돌해석을 위한 유한요소 모델을 개발하여 슈퍼컴퓨터 SP2에 탑재된 충돌해석 전용 상용 소프트웨어인 PAM-CRASH를 이용하여 충돌 모의시험을 수행하였다. 본 연구에서는 PAM-CRASH에서 제공하는 탄성, 탄소성(철판류), 강체, 탄소성(고무류)와 같은 네 가지의 재료 모델을 사용하였다. 프레임을 비롯한 엔진 및 변속기 등의 주요 부재는 쉘 요소를 사용하여 모델링하였다. 기타 현가장치, 액슬, 조향축 및 휠, 추진축 등은 빔 혹은 바 요소를 사용하여 모델링 하였으며, 엔진 마운팅 등과 같은 바디 마운팅 부위는 강체 요소를 사용하여 모델링하였다. 유한요소 모델에서 각 단품들은 노드 제한(nodal constraint) 혹은 조인트로 연결하였다. 또한 충돌 모의시험 해석시 상호

침투가 일어나지 않도록 다섯 부위에 접촉면을 정의하였다.

본 연구에서 개발되는 충돌해석을 위한 유한요소 모델의 정확성을 검증하기 위하여 실차 충돌시험을 수행하였다. 실차 충돌 시험시 고정벽에 부딪히기 직전의 속도는 30mph이며, 고정벽과의 충돌 각도는 0° (정면충돌)이었다. 실차 시험을 통해 얻어지는 가속도 파형과 주요 부위의 변형 양상을 충돌 모의 시험을 통해 얻어지는 결과와 비교하여 개발된 모델을 검증하였다.

본 연구를 통해 개발된 실차 충돌 모의 시험을 위한 유한요소 모델은 프레임과 운전석 하단 부위와 같은 주요 부위의 변형 위치 뿐 아니라 변형 형상도 상당히 정확하게 예측하고, 실차 충돌 시험의 가속도 파형의 경향과 최고 값을 상당히 정확하게 예측할 수 있는 신뢰성이 높은 모델임을 검증하였다.

참 고 문 헌

1. Dhafer Marzougui, Cing-Dao Kan, and Nabih E. Bedewi, "Development and Validation of an NCAP Simulation Using LS-DYNA3D," FHWA/NHTSA National Crash Analysis Center.
2. 이화원, 신현우, "Frame이 있는 차량의 정면충돌 특성에 관한 연구," 한국자동차공학회 1996년도 춘계학술대회, pp.173-177, 1996.
3. L.T. Kisielewicz, S. Goto, Y. Matsuoka, P. Guyon, S. Miura, M. Hanamura, N. Niii and K. Nakagawa, "Structural Crashworthiness Optimization of Large Vehicles Using Detailed Models," PUCA'98, pp. 193-205, 1998.
4. PAM system international, PAM-CRASH reference manual, PSI, 1998.
5. Altair computing, HYPER-MESH reference manual, Altair computing, 1999.