

소형버스 정면 충돌 특성 해석을 위한 유한요소 모델의 개발

Development of a Finite Element Model for Crashworthiness Analysis of a Small-Sized Bus

김학덕*, 송주현**, 오재윤***
Hak-Duck Kim, Ju-Hyun Song, Chae-Youn Oh

ABSTRACT

This paper develops a finite element model for crashworthiness analysis of a small-sized bus. The full vehicle finite element model is composed of 31,982 shell elements, 599 beam elements, 42 bar elements, and 34,204 nodes. The model uses four material models (such as elastic, elastic-plastic(steel), rigid, and elastic-plastic (rubber) material model) of PAM-CRASH. The model uses four contact types to define sliding interfaces in ten areas. A frontal crash test using an actual vehicle with 30mph velocity to a rigid barrier is carried out. Vehicle pulses at lower part of left and right b-pillar are measured, and deformed shapes of frame and driver seat's lower left area are photographed. A frontal crash simulation using the developed full vehicle finite element model is performed with PAM-CRASH installed in super computer SP2. The simulation is performed with the same conditions as the test. The measured vehicle pulses and photographed deformed shapes from the test are compared to ones from the simulation to validate the reliability of the developed model.

주요기술용어 : Vehicle pulse(가속도 파형), Crashworthiness analysis(충돌해석), Small-size bus(소형버스), Barrier test(고정벽시험), Finite element model(유한요소모델)

1. 서론

매년 상용차 충돌과 관련된 많은 교통사고에 의해 초래되는 사상자 및 중상자 수가 매우 심각해짐에 따라 최근 들어 상용차의 충돌 안전성에 관한 소비자들의 인식이 점차 높아지고 있다. 이 같은 추세를 반영하기 위해 미주 지역과 유럽 지역 및 일본에서 상용차의 충돌 안전성을 능동적 혹은 수동적으로 개선하고자 하는 연구를 활발

하게 진행하고 있다.¹⁻⁶⁾ 현재 일본과 유럽에서는 버스의 사고 통계에 근거하여 탑승객의 상해에 관한 안전성을 능률적이고 신속하게 측정할 수 있고, 버스의 치명적인 사고를 잘 재현 할 수 있고, 승용차 충돌 테스트에서 요구하는 것과 동등해야 한다는 등의 조건들을 만족하는 버스의 충돌시험법을 제정하기 위한 준비 작업을 하고 있으며, 버스 정면 충돌시험과 상해도 규정을 위한 시행 안을 제시하는 단계에까지 와 있다.⁶⁾ 이와 같이 일본과 유럽 및 미국에서는 별도로 통계적인 사고 분석 자료에 근거하여 상용차의 충돌 안전도에 관한 법규를 승용차에 버금가는 수준으

* 회원, 전북대학교 정밀기계공학과

** 회원, 현대자동차 상용구조 연구팀

*** 회원, 전북대학교 기계공학부, 메카트로닉스 연구센터

로 제정하기 위한 연구를 활발히 수행하고 있으며, 조만간 소형 상용차의 경우부터 충돌 안전도를 법규로 제정할 전망이다.

이처럼 상용차의 충돌 안전성에 대한 소비자의 인식이 높아지고 있고, 선진국을 중심으로 상용차의 충돌 안전 관련 규제가 강화되고 있는 상황에서 고 안전 상용차, 특히 많은 승객이 탑승하는 고 안전 버스의 개발은 필수적이다. 고 안전 버스의 개발을 위해서는 버스 개발 초기 단계에서부터 충돌 특성을 파악할 수 있어야 한다. 이 같은 버스의 충돌 특성을 파악하기 위해 일반적으로는 실차 충돌시험을 수행한다. 그러나 버스의 실차 충돌시험은 승용차와는 달리 여러 가지 어려운 점이 많이 있다. 먼저 시험을 위한 차량의 확보가 어렵고, 대형 차량의 경우 충돌에너지가 과도하여 국내에서는 시험장비의 용량 부족으로 시험이 불가능하다. 또한 승용차에 비해 파생차종의 중량 변동폭이 크고 다양하여 각 차종마다 전부 실차 충돌시험을 실시할 수 없는 실정이다. 따라서 고 안전 버스 개발을 할 때 필수적인 차체 충돌 특성을 파악하기 위해서 각 차종에 대한 실차 충돌 시험을 실시한다는 것은 개발비용과 개발 소요 시간 측면에서 매우 비효율적임을 알 수 있다. 더욱이 차량 개발 개념을 설정하는 단계에서는 차량의 구성이 구체화되어 있지 않음으로 실차를 이용한 충돌시험을 통하여 충돌 특성을 파악하기는 거의 불가능하다. 그러므로 충돌시험에 드는 비용과 시험 횟수를 줄이고 차량 제품 기획 단계에서 차량의 충돌 특성 해석을 수행할 수 있는 충돌 해석 기법을 개발하여 차량의 충돌 안전성과 충돌 특성을 해석하는 것이 고 안전 버스 개발을 위해서 필수적이라 할 수 있다.

본 연구에서는 고 안전 소형버스 개발을 위해서 필수적이라 할 수 있는 차량의 충돌 안전성과 특성 해석을 위한 유한요소 모델을 개발한다. 개발된 충돌 해석을 위한 유한요소 모델과 슈퍼컴퓨터 SP2에 탑재된 충돌해석 전용 상용 소프트웨어인 PAM-CRASHTM를 이용하여 충돌 해석을 수행한다. 실차 충돌시험으로부터 얻어진 차량

가속도 파형(vehicle pulse)과 차량의 주요 부위의 변형된 형상을 실차 충돌 시험으로부터 얻어진 결과와 비교하여 개발된 충돌 특성 해석을 위한 유한요소 모델의 신뢰성을 검증한다.

2. 충돌 특성 해석을 위한 유한요소 모델의 개발

본 연구에 이용된 소형버스의 기하학적인 형상은 CATIA[®]를 이용하여 준비되었다. CATIA를 이용하여 준비된 차량 CAD 데이터에는 충돌해석을 위한 모델을 개발하는 데는 불필요한 작은 부품과 홈 및 충돌특성에 거의 영향을 미치지 않는 다수의 부품을 포함하고 있다. 또한 차량의 CAD 데이터는 유한요소 모델링에는 불필요한 점과 선 및 표면과 같은 기하학적 요소를 다수 포함하고 있다. 이 같은 불필요한 부품과 기하학적 요소를 제거하고, 나머지 필요한 부분은 유한요소 모델링이 용이하게 표면(surface)을 다듬거나 조합하는 전처리(preprocessing)를 수행하였다. 이와 같이 전처리된 차량 CAD 데이터를 삼차원 유한요소 모델링 전용 소프트웨어인 Hyper-Mesh[®]를 이용하여 유한요소 모델링을 수행하였다. 이와 같은 절차로 개발된 차량의 유한요소 모델을 PAM-GENERIS에 넘겨서 PAM-CRASH를 이용하여 실차 충돌 해석을 수행할 수 있는 입력파일을 작성하였다. 실차 충돌 해석은 슈퍼컴퓨터 SP2에 설치된 PAM-CRASH를 이용하여 수행하였다. 실차 충돌 해석 결과의 후처리는 PAM-VIEW를 이용하여 수행하였다. Fig. 1은 위와 같은 연구 수행 절차를 보여주는 그림이다.

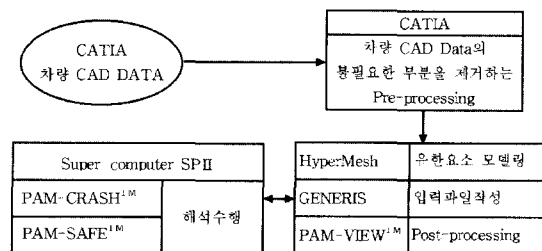


Fig. 1 Procedure flowchart

Table 1 Material model

Material	Material type	Type No.	No. of components
Steel	Elastic	101, 201	35
	Elastic-plastic	102, 202	66
	Rigid	100	1
Rubber	Elastic-plastic	102	1

본 연구에서는 Table 1과 같이 PAM-CRASH에서 제공하는 4가지 재료모델(material model)을 사용하였다. Table 1의 세 번째 줄은 PAM-CRASH의 재료 형 번호(material type number)를 나타낸다. 그리고 네 번째 줄은 각 재료 모델을 사용한 소형버스 유한요소 모델 단품의 수를 나타낸다.

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 변형되면서 충돌 특성에 직접적인 영향을 미치는 요소들에 사용되었으며, Table 2와 같은 특성 값들을 가진다. Table 2의 비선형 부분은 Fig. 2에서 보여주는 바와 같이 piece-wise linear 하게 모델링하였다.

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

프레임을 비롯한 바디, 도어 등과 같은 주요 부재는 사각형(quadrilateral)과 삼각형(triangular)의 두 종류 쉘(shell) 요소를 사용하여 모델링하였

Table 2 Elastic-plastic material model

Elastic-plastic	Material type 102
Density	$7.85 \times 10^{-6} \text{kg/m}^3$
Young's modulus	210KN/mm^2
Poisson's ratio	0.3
Non-linear part	Piece-wise linear

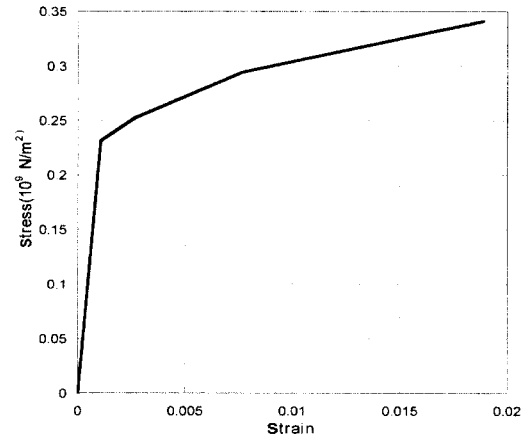


Fig. 2 Stress and strain curve of non-linear part

다. 기타 현가장치, 액슬, 조향축, 추진축 등은 빔 (beam) 이나 바(bar) 요소를 사용하여 모델링 하였으며, 엔진 마운팅 등과 같은 마운팅 부위는 강체요소를 사용하여 모델링하였다.

유한요소 모델에서 각 단품들의 연결은 노드 제한(nodal constraint) 혹은 조인트로 모델링하였다. 만약 단품들이 근접하고 일정한 거리를 유지하고 있는 경우나(예: 프레임에 보강재가 있는 경우) 상대적인 회전이 자유로워야 하는 경우(예: 전 후 현가장치의 경우)는 노드 제한으로 연결하였다. 그러나 두 단품이 같은 점에서 연결되는 경우는(예: 도어 힌지 부위) 조인트를 사용하여 연결하였다.

실차 충돌 해석을 수행할 때 프레임과 프레임 보강재 사이, 범퍼와 프레임 전면부 사이, 라디에이터와 프레임 사이 등에서와 같이 단품 자신에서 뿐 아니라 단품 상호간에 충돌이 일어나는 부위에서 침투가 일어나지 않도록 접촉이 일어나는 전체 영역을 type 36번의 self-impact type으로 접촉면을 정의하였다. 그리고 프레임 전반부의 용접 부위와 같이 과도한 변형으로 인하여 파단 (rupture)이 일어나는 부분은 type 32번의 tied contact type으로 접촉면을 정의하였다.

다음은 프레임을 근간으로 하는 버스의 충돌에너지 흡수하고 전달하는데 중요한 역할을 수행하는 주요 부재인 프레임과 바디 및 범퍼의 유한

요소 모델 구성을 좀 더 상세히 설명한다. 그리고 전체 차량의 유한요소 모델의 구성을 설명한다.

2.1 프레임 모델링

프레임은 상용차와 승용차의 구조에서 가장 큰 차이를 보이는 부분으로써, 상용차의 경우 충돌이 일어날 때 프레임의 구조에 따라 약간의 차이는 있지만 대략 전체 충돌에너지의 60~70%를 흡수하고 전달하는 중요한 부재이다.^{10,11)} 차량 전체의 충돌 특성을 좌우하는 프레임과 이에 부착된 서스펜션 시스템은 차량의 다른 어느 부품보다도 중요하므로, 유한요소 모델의 신뢰성이 요구된다. 프레임 및 서스펜션 시스템은 쉘 요소를 이용하여 변형이 많이 일어나는 부위에서는 메시 한변의 길이를 대략 15mm 정도로 모델링하였다. 프레임 및 서스펜션 시스템 모델은 5,679개의 노드(node)와 5,275개 요소(element) 및 19개의 부품으로 구성되었다. Table 3은 프레임의 유한요소 모델을 요약하여 보여준다. 그리고 Fig. 3은 본 연구에서 개발한 버스 프레임 유한요소 모델을 보여주는 그림이다.

2.2 바디 모델링

본 연구에서 이용하는 캡 오버 타입 소형버스

Table 3 F.E. model of frame

Number of parts	19
Number of nodes	5679
Number of elements	5275

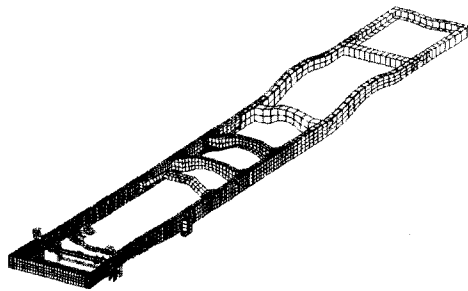


Fig. 3 Frame finite element model

Table 4 F.E. model of body

Number of parts	62
Number of nodes	22585
Number of elements	21633

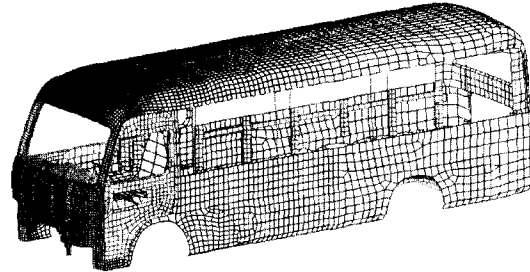


Fig. 4 Body finite element model

의 경우는 승용차와는 달리 차량 앞쪽에 엔진룸이 없는 관계로 충돌이 발생했을 때 프레임의 변형과 바디의 변형은 직접 객실내의 침투로 이어져서 운전자의 상해치에 매우 큰 영향을 미친다. 그리고 트럭의 경우는 캡 부위가 전체 충돌에너지의 10% 정도만을 흡수하는데 비해 소형버스의 바디는 전체 충돌에너지의 대략 25% 정도를 흡수하므로 트럭의 경우보다도 소형버스 바디는 유한요소 모델의 신뢰성이 더 중요하다고 할 수 있다. 바디는 쉘 요소를 이용하여 모델링하였으며, 요소의 수는 21,633개이며, 노드 수는 22,585개이고, 62개의 부품으로 구성되어 있다. Table 4는 바디의 유한요소 모델을 요약하여 보여준다. 그리고 Fig. 4는 본 연구에서 개발한 버스 바디 유한요소 모델을 보여주는 그림이다.

2.3 범퍼 모델링

범퍼는 충돌 초기에 맨 먼저 고정벽에 부딪히면서 충돌에너지를 흡수하는 부재로, 범퍼는 2~3% 이내의 아주 적은 양의 충돌 에너지만을 흡수하므로 전체 충돌 특성에는 거의 영향을 미치지 않으나, 차량이 고정 벽에 충돌을 할 때 초기에 급격한 충돌에너지의 상승을 안정화시켜주는 부품이다. 따라서 범퍼는 실차 충돌 해석을 수행할 때 초기에 실차 충돌 해석을 안정화시키

Table 5 F.E. model of bumper

Number of parts	3
Number of nodes	1,194
Number of elements	1,064

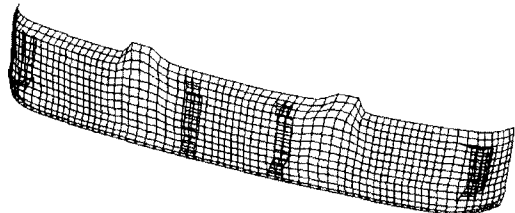


Fig. 5 Bumper finite element model

는데 중요한 역할을 수행한다. 범퍼는 쉘 요소를 이용하여 모델링하였으며, 노드의 수는 1,194개이고, 요소 수는 1,064개이며, 3개의 부품으로 구성되어 있다. Table 5는 범퍼의 유한요소 모델을 요약하여 보여준다. 그리고 Fig. 5는 본 연구에서 개발한 버스 범퍼 유한요소 모델을 보여 주는 그림이다.

2.4 전체 차량 유한 요소 모델링

위에서 언급한 충돌 해석에 중요한 역할을 수행하는 프레임, 바디, 범퍼와 같은 주요 부재 외에 직접적인 접촉이 일어나지 않는 엔진, 변속기 등은 최대한 간단히 모델링하였다. 전체 차량 유한요소 모델에 사용된 총 노드 수는 34,204개이고, 쉘 요소가 31,982개이고, 빔 요소가 599개이며 바 요소는 42개이다. Table 6은 전체 차량 유한요소 모델을 요약하여 보여준다. 그리고 Fig. 6은 본 연구에서 개발한 전체 차량 유한요소 모델을

Table 6 F.E. model of full vehicle

Number of parts	103
Number of nodes	34204
Number of shell elements	31982
Number of bar elements	42
Number of beam elements	599

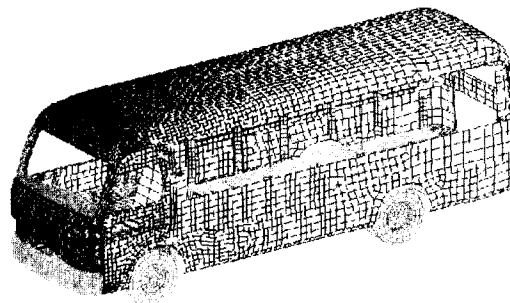


Fig. 6 Full vehicle F.E. model

보여 주는 그림이다.

3. 개발된 충돌 특성 해석을 위한 유한요소 모델의 검증

본 연구를 통해 개발된 소형버스의 충돌 특성 해석을 위한 유한요소 모델의 신뢰성은 실차 충돌시험을 통해 얻어지는 가속도 파형(vehicle pulse)과 충돌시험 후 프레임 및 운전석 좌측 하단 부위의 좌굴이 일어나는 위치와 변형 양상을 개발된 모델을 이용한 실차 충돌 해석을 통해 얻어지는 결과와 비교하여 검증하였다.

실차 충돌시험은 FMVSS 208의 정면 충돌시험 규정에 따라 수행하였다. 시험 차량이 고정벽에 부딪치기 직전의 속도는 30mph(13.4112m/s)이었으며, 고정벽과의 충돌 각도는 0°(정면 충돌)이었다. 실차 충돌시험을 통해 얻어진 데이터들은 SAE 60filter(with 5KHz re-sampling)를 이용하여 처리하였다. Fig. 7은 실차 충돌시험을 보여주는 사진이다.



Fig. 7 Actual vehicle crash test

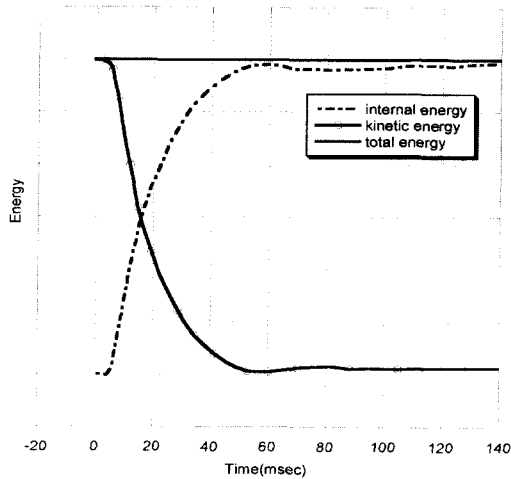


Fig. 8 Kinetic, internal and total energy

Fig. 8은 본 연구를 통해 개발된 유한요소 모델을 이용한 실차 충돌 해석을 통해 구해지는 운동(kinetic) 에너지와 내부(internal) 에너지 및 이 둘을 합한 총 에너지 곡선을 보여준다. 이 그림으로부터 소형버스의 경우는 중형트럭의 경우¹¹⁾보다 10ms 정도 지연되면서 운동에너지와 내부 에너지의 교환이 이루어지고 있음을 알 수 있다. 이러한 현상은 중형트럭의 경우 전체 충돌 에너지가 프레임에서 주로 흡수되는데 반하여 소형버스의 경우는 바디에서 20% 정도에 해당하는 상당한 부분의 충돌 에너지를 흡수하기 때문이다. 이 그림이 보여주는 바와 같이 전체적으로 총 에너지가 일정하게 유지되므로 실차 충돌 해석이 정확하게 진행되었음을 알 수 있다.

Fig. 9는 시간에 따른 벽면력(wall force) 변화 양상을 보여주는 그림이다. 이 그림이 보여주는 바와 같이 프레임 및 범퍼의 앞부분이 고정벽에 닿기 시작하는 6msec부터 벽면력이 급격히 커져 9msec에서 첫 번째 최고치(peak)를 나타내고, 중형트럭과는 다른 양상¹¹⁾으로 35msec 정도까지 완만한 경사를 이루면서 감소하다가 40msec 부근에서 약간의 벽면력이 증가하여 두 번째 최고치를 이룬 후 상대적으로 완만한 경사를 이루며 감소한다. 이 두 번째 최고치는 일차 충돌 후에 바디가 충돌에 의해 약간의 시간 지연을 가지고

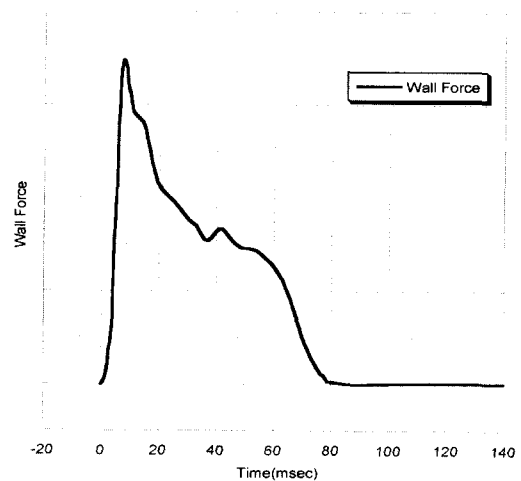


Fig. 9 Rigid wall force

밀려들어오면서 고정벽에 관성력으로 작용하기 때문이다. 그리고 소형버스의 경우는 프레임의 변형이 중형트럭에 비해 월등히 많기 때문에 프레임의 변형이 일어나면서 충돌 에너지를 어느 정도 흡수하기 때문에 벽면력 감소 경향이 중형트럭에 비해¹¹⁾ 완만해진다. 이 그림으로부터 캡 오버 타입 상용차인 소형버스는 중형트럭과 마찬가지로 승용차에 비해 최고 감 가속도가 충돌 후 아주 짧은 시간 내에 발생함을 알 수 있다. 이 같은 사실로 미루어 향후 소형버스의 경우는 에어백과 같은 안전 보조 장치의 개발 조건이 승용차에 비해 여러 측면에서 매우 열악할 것이라고 예상된다.

Fig. 10은 프레임의 변형 양상을 20msec 시간 간격으로 처음 100msec까지를 보여준다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 10msec까지는 프레임의 선단이 접히면서 프레임의 굴곡 부위에서 좌굴이 진행되기 시작한다. 15msec 전후에서 프레임의 두 번째 횡 부재(cross member)의 용접부에 허용 하중 이상의 하중이 걸리므로 이 부분이 분리됨을 볼 수 있었으며, 이후에는 프레임의 좌굴과 바디의 변형이 동시에 이루어지면서 충돌 에너지 흡수가 이루어진다.

Fig. 11은 실차 충돌시험과 실차 충돌 해석을 수행한 후 차량 밑에서 바라본 변형 형상을 비교

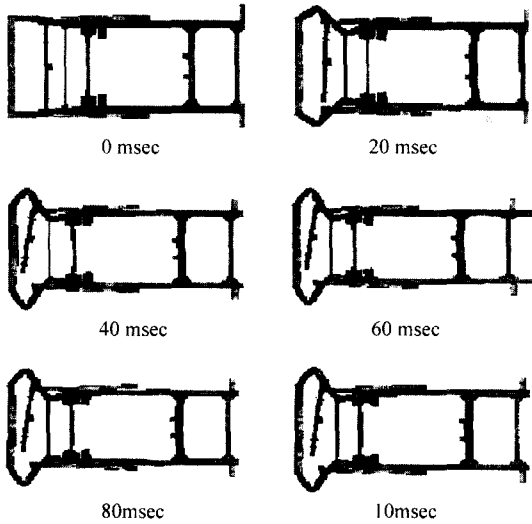


Fig. 10 Deformation of frame at an interval of 20ms

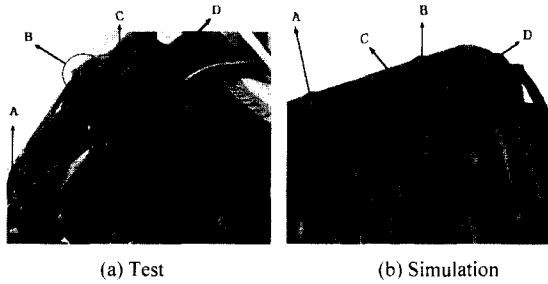


Fig. 11 Comparison of the fore part of the vehicle's underbody

하여 보여준다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 중형트럭의 경우와는 달리 소형버스는 프레임의 변형이 과도하게 일어나므로 프레임과 용접된 횡 부재의 A 부분과 B 부분이 분리되는 것을 알 수 있다. 또한 이 같이 과도한 프레임의 변형에 의해 C 부위의 두 번째 횡 부재의 한쪽 용접 부위가 떨어짐을 알 수 있다. 이 같이 과도한 프레임의 변형으로 인해 용접 부위에 허용 하중 이상의 하중이 집중되면서 떨어지는 현상을 개발된 유한요소 모델이 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 그리고 가장 많은 프레임의 좌굴이 발생하는 D 부위의 변형 양상과 위치도 개발된 모델이 잘 예측하고 있음을 보여준다.

Fig. 12는 실차 충돌시험과 실차 충돌 해석을

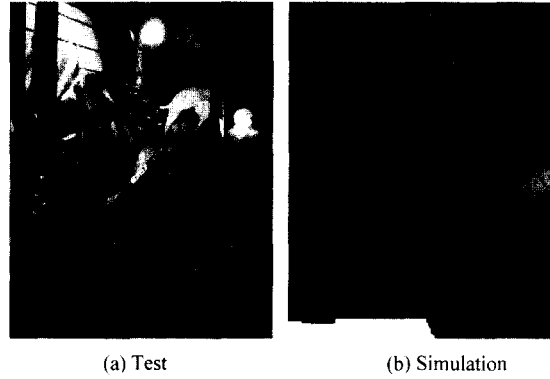


Fig. 12 Comparison of buckling position and shape at the lower left part of cab

수행한 후 운전석 좌측 하단 부위의 변형된 형상을 비교하여 보여 준다. 이 부분의 변형정도는 운전석의 변형정도를 직접적으로 나타내므로 이곳은 운전석의 안전공간 확보 여부를 보여줄 수 있는 매우 중요한 부분이다. 이 그림에서 보여주는 바와 같이 실차 충돌 해석을 위한 유한요소 모델은 운전석 좌측 하단 부위의 변형된 형상 역시 상당히 정확하게 예측하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13은 실차 충돌시험과 실차 충돌 해석으로부터 얻어진 좌측 B-pillar 하단 부위의 가속도 파형(vehicle pulse)을 비교하여 보여주는 그림이다. 그리고 Fig. 14는 실차 충돌시험과 실차충돌

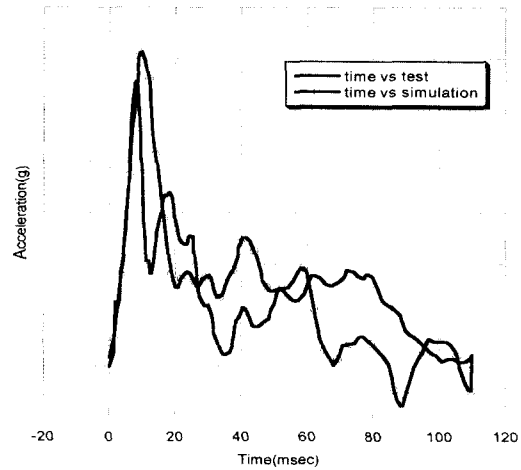


Fig. 13 Comparison of vehicle pulse at the lower left part of B-pillar

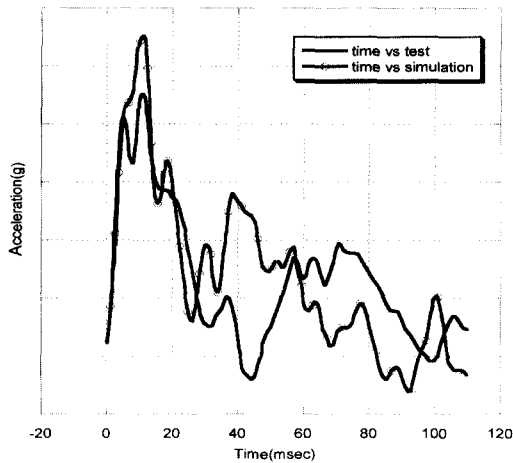


Fig. 14 Comparison of vehicle pulse at the lower right part of B-pillar

해석으로부터 얻어진 우측 B-pillar 하단 부위의 가속도 파형을 비교하여 보여주는 그림이다. 이 그림들이 보여주는 바와 같이 실차 충돌 해석으로부터 얻은 가속도 파형은 실차 충돌시험의 가속도 파형의 경향 뿐 아니라 최고 값을 15% 이내로 잘 예측하고 있음을 알 수 있다.

아래의 그림들에서 보여 주는 바와 같이 본 연구를 통해 개발된 실차 충돌 해석을 위한 유한요소 모델은 프레임 및 운전석 하단 부위와 같은 주요 부위의 변형 위치 뿐 아니라 변형 형상도 상당히 정확하게 예측하였다. 그리고 실차 충돌시험으로부터 얻어진 B-pillar의 감 가속도 파형의 경향뿐 아니라 감 가속도 최고 값도 상당히 정확하게 예측할 수 있는 신뢰성이 높은 모델이라 할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 소형버스의 충돌 특성 해석을 위한 유한요소 모델을 31,982개의 쉘 요소, 599개의 빔 요소, 42개의 바 요소를 이용하여 개발하였다. 유한요소 모델에서 각 단품들은 노드 제한(nodal constraint) 혹은 조인트로 연결하였으며 실차 충돌 해석을 수행할 때 부품 자신 뿐 아니라 부품 상호 간에 침투가 일어나지 않도록 접촉면 전체를 self-impact type으로 접촉면을 정의하였다. 본

연구를 통해 개발된 유한요소 모델과 슈퍼컴퓨터 SP2에 탑재된 PAM-CRASH를 이용하여 실차 충돌 해석을 수행하였다. 개발된 충돌해석을 위한 유한요소 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 30mph로 고정벽에 정면 충돌하는 실차 충돌시험을 수행하였다. 본 연구를 통해 개발된 유한요소 모델은 프레임과 운전석 하단 부위와 같은 주요 부위의 변형 위치 뿐 아니라 변형 형상도 실차 충돌시험의 결과를 상당히 정확하게 예측하고, 실차 충돌시험의 감 가속도 파형의 경향과 감 가속도 최고 값을 상당히 정확하게 예측할 수 있는 신뢰성이 높은 모델임을 보여 주었다. 본 연구를 통해 개발된 실차 충돌 해석을 유한요소 모델은 생존 공간이 상대적으로 열악한 버스의 충돌 특성을 파악하여 충돌을 효과적으로 흡수할 수 있는 차체 구조 설계를 위해 사용될 수 있다. 또한 개발된 모델은 추후 에어백, 니블스터 등과 같은 보조 안전장치를 개발할 때 이의 적합성 해석에 이용할 수도 있을 것이다.

참고 문헌

- 1) National Transportation Safety Board, Highway Special Investigation Report; Bus Crashworthiness Issues, NTSB/SIR-99/04, 1999.
- 2) F. Alexander Berg, J. Grandel, W. Niewohner, K. Morschheuser, "Improving the Safety of Commercial Vehicles on the Basis of Entirety Observations with Accident Analyses and Crash Tests," The 15th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles, Melbourne, pp.1823-1839, 1996.
- 3) K. Fukamachi, S. Miyamoto, H. Nagasawa, S. Uchino, "Study of Crash Worthiness of Super High-Decker Large-Sized Bus by CAE Approach," Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, Seoul, pp.1-7, 2000.
- 4) Y. Sukegawa, F. Matsukawa, T. Kuboike, "Study of Large Bus Crash Test," JARI Research Journal 20-11, pp.23-26, 1998.
- 5) Y. Sukegawa, F. Matsukawa, S. Okano, "171 Accident Analysis and Experimental Studies of

- Bus Occupants Protection in Frontal Impact,” JARI internal Report, 1999.
- 6) Y. Sukegawa, F. Matsukawa, T. Kuboike, M. Oki, “Heavy Duty Vehicle Crash Test Method in Japan,” JAMA, pp.892-898, 1998.
 - 7) PAM System International, PAM-CRASH Reference Manual, PSI, 1998.
 - 8) Dassault Systems, CATIA Reference Manual, 1998.
 - 9) Altair computing, Hyper-Mesh Reference Manual, 1999.
 - 10) 이화원, 신현우, “프레임이 있는 차량의 정면 충돌 특성에 관한 연구,” 한국자동차공학회 1996년 춘계학술대회, pp.173-177, 1996.
 - 11) 홍창섭, 오재윤, 이대창, “중형트럭의 정면 충돌 특성해석을 위한 유한요소 모델의 개발,” 한국정밀공학회지, 제17권 제4호, pp.226-232, 2000.