

〈논 문〉 SAE NO. 96370122

ATB 소프트웨어를 이용한 측면충돌시 승객거동해석 모델링의 확립 및 분석

Establishment of an Occupant Analysis Modeling for Automobile Side Impact Using ATB Software

임 재 문,* 최 중 원,** 박 경 진***
J. M. Lim, J. W. Choi, G. J. Park

ABSTRACT

Most protection systems such as seat belts and airbags are not effective means for side impact protection of the occupants, since the injury usually results from the occupant contact with the intruding side structure. There has been significant effort in the automobile industries in seeking other protective methods, such as stiffer structure and padding on the door inner panel. Therefore, a car-to-car side impact model has been developed using ATB occupant simulation program and validated for test data of the vehicle. Compared to the existing side impact models, the developed model has a more detailed vehicle side structure representation for the more realistic impact response of the door. This model include impact bar which effectively increases the side structure stiffness without reduction of space between the occupant and the door and padding for absorbing impact energy. The established model is applied to a 4-door vehicle. The parameter study indicated that a stiffer impact bar would reduce both the acceleration-based criteria, such as thoracic trauma index:TTI(d), and deformation-based criteria, such as viscous criterion(VC). Padding on the door inner panel would reduce TTI(d) while VC gives the opposite indication in a specified thickness range. For a 4-door vehicle, the stiffness enhancement of B-pillar is more beneficial than that of A-pillar for occupant injury severity indices.

주요기술용어 : Side impact(측면충돌), Impact bar(임팩트바), Padding(패딩), TTI(흉부상해치),
SID(측면충돌터미)

* 한양대학교 대학원 기계설계학과

** 대우자동차(주) 기술연구소 차량해석실

*** 정회원, 한양대학교 공학대학 기계공학과

1. 서 론

최근들어, 자동차 산업의 급속한 발전으로 자동차의 성능은 크게 향상되었으나 교통사고의 유형은 점점 대형화되고 그로인한 인명 피해 역시 치명적인 실정이다. 이러한 교통사고의 피해를 줄이기 위해 1970년대 초부터 선진국에서는 에어백과 같은 승객보호 장비를 연구개발 해오고 있으며, 관련 법규를 제정하여 충돌사고시 승객 보호를 위한 많은 노력을 기울이고 있다^{1)~7)}.

측면 충돌은 차량의 정면이 다른 차량의 측면에 충돌하여 충돌된 차량의 도어가 차실내로 침입하면서 승객에게 상해를 입히는 현상으로서, 실제 교통사고에서 정면 충돌사고 다음으로 많이 발생하는 사고 유형이지만 이에 대비한 연구는 미흡한 형편이었다. 미국은 1980년대 중반에 측면충돌에 대한 연구 및 기준의 제정을 본격적으로 시작하여 승용차에 대하여 실차시험에 의한 측면충돌시 승객보호 기준을 이미 시행하고 있으며, 유럽연합은 1995년 10월부터 시행하고 있으나 1994년 1월부터 시행하고 있는 국내 자동차 안전 기준에는 실차시험에 의한 측면충돌시 승객 보호관련 기준은 없으며, 옆면강도만을 요구하는 수준이다^{3)~6)}.

측면 충돌시 안전벨트나 에어백과 같이 정면충돌시에 승객이 조향계나 차량의 내부에 충돌하는 것을 방지하여 승객의 상해치를 감소시키던 보호장구들이 협소한 공간으로 인한 충돌시간의 단축에 의해 별다른 효과를 거두지 못하는 것으로 알려져 있다^{3), 4)}. 이에 따라 자동차업계에서는 측면충돌시에 승객보호를 위하여 임팩트바(impact bar)를 도어 내부에 보강하여 도어의 강성을 높이거나 충돌에너지를 흡수할 수 있도록 도어의 안쪽면에 패딩(padding)을 하는 등의 대책을 마련하고 있다^{8)~13)}.

승객보호를 위한 설계의 도구 수단에 대한 개발 연구는 크게 시험법과 해석법으로 나뉜다. 실차 시험법은 설계의 개선 효과를 법규와 동일한 시험법을 통해 직접적으로 확인하여 볼 수 있으며, 궁극적으로 승객의 안전도는 실제적인 시험에 의해서 확인되는 작업이므로 필수불가결한 방

법이지만, 고가의 시험장비와 경비 및 많은 시간을 요구하는 충돌시험으로는 충돌시 매개변수들의 영향을 계산하여 설계에 반영하기는 불가능하다^{1), 2)}. 유한요소법을 이용한 해석법은 최근 대형 컴퓨터의 발달과 프로그램의 개발로 활발히 진행되고 있으며, 개발초기 단계에서는 차체가 존재하지 않으므로 차체를 시뮬레이션 기법을 이용하여 설계를 가능케하는 장점을 가지는 반면에 시뮬레이션의 준비 작업과 계산에 과다한 시간이 소요되어 설계에의 반영이 다소 어려운 단점이 있다. 따라서 실차시험과 순수 해석법의 장단점을 서로 보완하는 수학적 모델 해석법이 널리 사용되고 있으며 그 효용성은 이미 정면 충돌 연구에서도 입증되어 왔다^{1), 2), 14), 15)}.

수학적 모델 해석법은 실제 충돌실험과 결과를 조절하여 맞추는데 많은 노력이 요구되는 단점이 있으나 입력 데이터의 수가 적고 이미 단품실험을 통해 얻은 실험값을 그대로 이용하므로 계산 시간을 줄일 수 있어 설계에의 반영이 용이하고, 물체의 운동법칙에 근거를 두고 있기 때문에 매개변수의 영향을 정량적으로 계산할 수 있다^{1), 2), 14)~17)}. 현재 알려져 있는 수학적 해석모델에 대한 승객거동해석 프로그램으로는 다물체 동역학(multibody dynamics) 개념을 이용한 MVMA-2D, ATB와 MADYMO 등이 있다.

측면 충돌에 관한 해석기술을 개발하기 위하여 기존의 연구 결과를 토대로 ATB(Articulated Total Body) 프로그램을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다^{16), 19)}. 측면 구조물의 효과적인 강성 향상을 위한 임팩트바의 모델링과 측면 충돌시 충돌에너지의 흡수를 위한 패딩의 모델링 방법을 확립함으로써, 기존의 측면충돌 모델의 한계를 극복하여 각각의 매개변수 변화에 따른 승객 거동해석이 용이한 효과적인 측면충돌 모델을 개발하였다. 개발된 모델에 각 필라(pillar)의 모델링을 추가하여 4-도어(four-door) 차량의 측면충돌 모델을 제시하였다. 개발된 새로운 모델을 이용하여 측면 충돌시 승객의 거동에 크게 영향을 미치는 측면구조물의 강성을 임팩트바의 강성 변화로 대체하여 시뮬레이션하였고, 패딩의 재료적 특성과 두께, 각 필라의 강성 등의 변화에 따른

승객 상해도의 경향을 분석하여 안전한 차량의 개발에 이를 반영할 수 있도록 하였다.

2. 측면충돌해석

2.1 측면충돌 모형

(1) 측면충돌 시험법

미연방도로교통안전국(National Highway Traffic Safety Administration:NHTSA)은 측면충돌 시험에 사용되는 충돌 속도를 설정하기 위하여 측면충돌에 대한 통계자료를 분석한 결과 심각한 흉부 상해의 발단속도는 15mph로 주행하는 차의 옆면에 30mph로 주행하는 차가 충돌할 경우에 발생하며, 이를 근거로 충돌 시험의 속도배합을 결정하였다^{5)~7)}. NHTSA는 충돌되는 차와 충돌하는 차가 모두 움직이고 첫 접촉이 충돌되는 차의 규정된 위치에서 이루어져야 한다는 시험수행상의 잠재적인 어려움 때문에 충돌하는 차만 움직이도록 하는 시험법을 Fig.1과 같이 고안하였다⁷⁾. Fig.1에서 보는 바와 같이 벡터 해석에 의해 충돌속도와 충돌각도를 결합하여 대차(MDB)가 27도의 각도를 유지하면서 33.5mph의 속도로 정지하고 있는 시험차량에 충돌하게 된다.

(2) 측면충돌 더미(side impact dummy)

현재 실차 측면충돌 시험에 사용하기 위하여 개발된 시험용 인체모형으로는 SID(side impact dummy), SID의 생체충실도를 개선한 BioSID(biofidelic side impact dummy), 유럽형 측면충돌 인체모형인 EuroSID-1(European side impact dummy-1)의 3가지 종류가 있다^{20)~22)}.

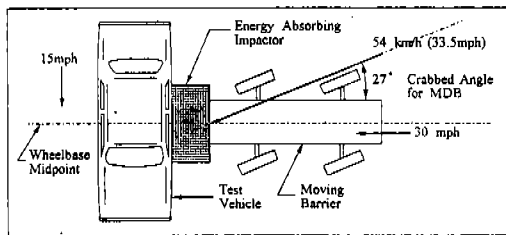


Fig.1 The configuration of side impact test

본 연구에서는 SID의 데이터를 이용하였는데 이 모형은 특정 충돌상황에서의 인체상해 위험을 측정하는데 적절한 인간 대용물로서 NHTSA가 개발하였고, 이 SID로부터 얻어진 특정한 응답 측정이 인체 반응의 생체충실도를 나타낼 수 있도록 하였다²⁰⁾. SID는 몇가지를 제외고 미국의 안전 법규인 FMVSS208에 사용되는 기존 Part 572B 시험인체모형과 많은 부분에서 동일한데 흉부와 골반은 횡방향 충격에서 인체와 유사한 가속도 반응을 얻기 위하여 새로 설계되었다⁷⁾.

2.2 측면충돌의 상해기준

NHTSA는 측면충돌 승객보호 기준으로 흉부와 골반부위의 보호대책에 개발의 초점을 두고 있다. 실제 충돌사고에서 승객은 차량의 내장재 및 팔걸이 등의 측면접촉에 의한 흉·복부에 가장 심한 상해를 입기 때문이다.

사체 실험을 근거로 측면충돌에서 상해 위험성을 측정하기 위한 두가지 실험경험에 의한 기준이 개발되었는데 이것이 흉부 상해치[thoracic trauma index(dummy):TTI(d)]와 골반 가속도이다^{23), 24)}. 중력가속도(G) 단위로 측정되는 갈비뼈와 척추의 최대 가속도를 사용하여 계산되는 TTI(d)가 실제 충돌사고에서 사람이 경험하는 흉부상해의 차등정도의 가능성을 예측하고 마찬가지로 골반 가속도는 골반 골절의 가능성을 예측한다. 사체 상해데이터를 사용하여 측면 충돌에서 발생하는 상해의 가혹성 정도를 예측하는데 TTI(d)의 성능을 평가한 결과, 시험에서 계산된 TTI(d)의 값이 클수록 사체의 심각한 상해가능성이 커진다는 것을 알 수 있었다²³⁾. 측면충돌 상해기준에 대한 여러의견 중에서 자동차 제작사 및 연구소 등은 TTI(d)의 대안으로 VC(viscous criteria)를 제안하였다²³⁾. 이 지표는 인체 공학적 측면을 강조한 경우로 정면충돌에서 이미 그 타당성을 인정 받았다. VC는 압축을 기본으로 하는 상해기준으로써 V는 흉부 압축속도이며 C는 흉부 측면의 상대 압축량이다.

측면충돌시 승객 상해도에 대한 성능요건으로써 가속도에 기초한 TTI(d)와 흉부 변형량에 근거를 둔 VC는 다음 식에 의해 각각 계산된다^{3), 18), 24), 25)}.

$$TTI(d) = \frac{1}{2}(G_R + G_{LS}) \quad (1)$$

식 (1)에서 G_R 는 상·하 갈비뼈에 부착된 가속도계의 최대값이며, G_{LS} 는 척추 하부에 부착된 가속도계의 최대값이다.

$$VC = \max \left[\frac{D}{0.14} \cdot \frac{dD}{dt} \right] \quad (2)$$

식 (2)에서 D (metres)는 갈비뼈의 변형량이며, 흉부 압축량(C)는 더미의 반쪽 흉부 갈비뼈의 표준폭(14cm)에 대한 상대변위량으로 계산된다.

측면충돌에 따른 승객의 보호요건은 FMVSS-214에 명시되어 있으며 실차 충돌시험시 더미에서 측정되는 가속도값에 의해 계산되는 $TTI(d)$ 가 4도어와 2도어 차량에 대해 각각 85G, 90G 이하가 되어야 하며 골반부의 최대가속도는 130G 이하를 만족하도록 규정하고 있다^{5)~7)}. 이와 같은 보호요건을 만족시키기 위해서 자동차 제작사들은 일반적으로 측면문을 임팩트바(impact bar)로 보강하여 측면충돌시 차량의 측면구조물이 승객거주공간으로 밀치고 들어오는 정도를 감소시킴으로써 승객의 상해를 완화할 수 있도록 하는 방법을 선택하고 있다. 컴퓨터 시뮬레이션을 위한 기존의 측면충돌 모델은 이러한 임팩트바의 모델을 포함하고 있지 않아 임팩트바의 첨가에 따른 승객의 상해도를 파악하기 어렵다^{13), 23)}. 따라서, 임팩트바에 의한 측면 강성의 변화와 임팩트바의 위치 변화가 승객거동해석에 미치는 영향을 구체적으로 알아보기 용이한 새로운 측면충돌 모델이 필요하다.

2.3 기존의 측면충돌 모델

측면충돌을 시뮬레이션하기 위한 수학적 해석 모델은 크게 차량, 대차(MDB) 및 차량에 탑재된 측면충돌 인체모형(SID)의 세부분으로 나눌 수 있다^{13), 17), 23)}.

(1) 대차 모델

대차는 시뮬레이션의 편의를 위하여 1개의 강

체 요소로 모델링하였으며, Fig.2와 같이 3개의 판넬로 구성된다. 시뮬레이션에 필요한 입력 데이터는 Table 1과 같다.

(2) 충돌인체모형의 모델

본 연구에서 사용한 더미(dummy)는 SID이며, 이 더미는 도어와 흉부의 접촉시 상호 거동을 복잡하게 할 우려가 있는 양팔을 제외하고 머리(head), 목(neck), 척추(spine), 갈비뼈(rib), 중앙몸통(lumbar), 골반부의 하부몸통(pelvis) 그리고 좌·우의 상·하 다리(legs)를 나타내는 10개의 강체요소로 구성되어 있다. 이들 10개의 강체 요소들은 각기 인체와 유사한 거동을 할 수 있도록 상호간 핀 혹은 볼-소켓 조인트(pin or ball-socket joint)로 연결된다. 더미의 각 부위별 질량이나 관성모멘트, 크기 등은 더미의 개발 단계에서의 단품 실험을 통하여 구하여 Table 1에 나타내었다.

측면 충돌 시험에서 가장 중요한 성능 지표인

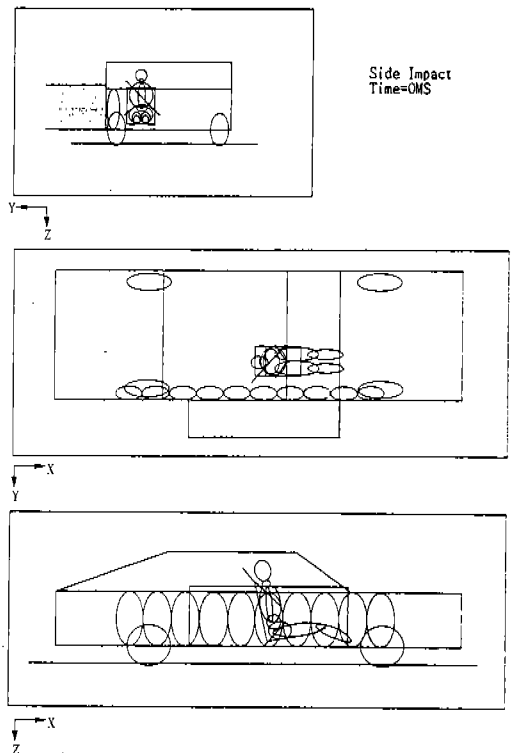


Fig.2 The side impact model

Table 1 The inertial properties of the side impact model

Segment	Mass (kg)	Moments of Inertia(kg·m ²)			
		X	Y	Z	
Moving Barrier	1349.	2960.	742.	2804.	
D u m m y	Head	4.39	.0248	.0289	.0185
	Neck	0.82	.00133	.00133	.000569
	Spine	8.5	.188	.0883	.0785
	Rib	8.5	.188	.0883	.0785
	Lumbar	1.36	.0024	.0024	.0098
	Pelvis	13.17	.224	.156	.167
	Uppre Leg	9.52	.0873	.0873	.0131
	Lower Leg	3.18	.0673	.0673	.00363

TTI(d)를 구하는데 타당성을 부여하기 위해 복잡한 흉부를 Fig.3과 같이 모델링 하였다²⁶⁾. 흉부 모델은 가슴 부위의 변형을 나타낼 수 있도록 가상의 흉곽(rib cage)을 설정한 다음 갈비뼈와 척추 및 흉곽을 8개의 스프링-댐퍼(spring-damper) 요소를 이용하여 연결한 것이다.

(3) 차량의 모델

차량의 모델링은 충돌하는 쪽의 측면구조(side structures)와 이를 제외한 차량 및 타이어의 3 부분으로 다시 나누어 모델링 하였으며 Fig.2와 같다. 측면구조는 충돌시 변형되는 형상을 시뮬레이션할 수 있도록 Fig.2와 같이 타원체(ellipsoid)의 형상을 갖는 10개의 강체 요소로 모델링 되었으며 요소와 요소 사이를 핀조인트(pin-joint)로 연결하였다. 실제 차량의 복잡한 충돌부를 이러한 몇개의 강체 요소로 나타내기 위해서 시험 차종에 대해 준정적 단풍실험(quasi-static component test)을 통하여 해석에 필요한 충돌부의 질량, 힘-변형(force-deflection) 특성 및 관성모멘트, 스프링 특성 등에 대한 데이터를 먼저 구해야 한다^{1), 2), 16)}.

Fig.2에 나타낸 것과 같이 차량의 진행 방향을 X축으로하고 중력 가속도 방향을 Z축으로 설정할 때 초기 상태에서 요소 사이를 연결하는 핀조인트 축의 방향을 Z축과 일치시켜, 이 방향으로 1개의 회전 자유도를 갖도록 하였고 나머지 방향

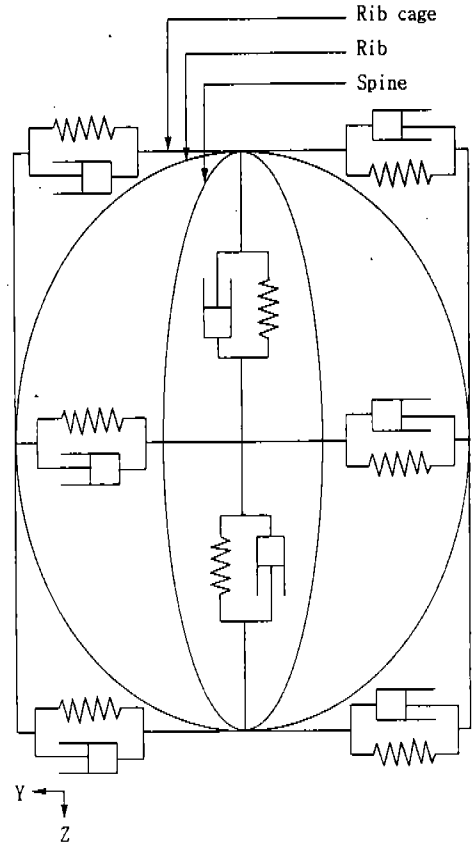


Fig.3 The dummy thorax model

에 대해서는 구속력(joint forces)이 발생할 수 있도록 하였다. 측면 요소(segment)들 중에서 1번 요소는 차량에 핀조인트로 연결되었으며, 10번 요소는 측면구조물과 대차의 충돌력을 차량에 전달할 수 있도록 요소의 중심점과 차량의 기준 좌표계에서 Y방향으로 80mm의 거리에 있는 임의의 점(point)이 일정 거리를 유지하도록 하는 구속조건을 주었다. 그래서 충돌시 측면 구조물이 차량내부로 밀려 들어오면서 발생시키는 요소간 상대 회전 변위가 가능하게 하였고, 이 때 10번 요소는 X축을 따라 움직이게 되므로써 측면구조의 변형되는 형상이 원호에 근사하도록 하였다. 한편, 측면 구조물의 강성을 고려하기 위해 조인트에 회전 스프링(torsional spring)을 사용하였다. 즉, 측면구조의 굽힘 강성은 조인트에서 발생하는 모멘트에 대해 상대 회전변위와

스프링 상수를 곱해 줌으로써 계산된다^{9),13)}. 조인트의 강성값은 32,000kgf·cm/deg이며, 점성 계수(viscous coefficient)는 320kg·cm·sec/deg 이다.

타이어는 4개의 강체 요소로 모델링하였고 Y 축 방향의 회전자유도를 갖는 핀 조인트에 의해 차량과 연결된다. 측면구조물을 제외한 차량은 1개의 강체 요소로 외형을 갖추기 위한 8개의 판넬과 더미의 좌석을 나타내는 2개의 판넬로 구성된다.

3. 개발된 측면충돌 모델

측면충돌에 대한 기존의 수학적 해석 모델에서와 같이 시험 차량의 측면구조물을 10개의 강체 요소로 모델링할 경우, 차량의 충돌특성을 파악하고 승객의 상해치를 구하는 데는 별다른 문제가 없으나, A/B-필라, 도어 등의 측면 구조물의 구별이 명확하지 않으므로 충돌특성을 개선하기 위하여 이들의 각각의 영향을 설계에 반영하고자 할 때에는 어려움이 많다. 따라서 기존의 모델에서 고려하지 못했던 사항을 포함할 수 있고 설계에의 반영이 용이한 차량의 측면 구조의 모델링을 구성하기 위하여, 본 연구에서는 기존의 모델을 근거로 임팩트바와 패딩재 및 A/B-필라를 모델링하여 개선된 측면모델을 구성하였다.

3.1 임팩트바의 모델

차량의 측면구조물의 강성은 측면충돌시 승객의 상해도에 미치는 영향이 매우 크다. 일반적으로 강성이 클수록 측면구조물의 차량내부로의 침입량이 작고, 승객과 도어내벽의 충돌속도를 감소시켜 승객의 상해도를 줄인다고 알려져 있다^{9),10)}. 그러나, 측면구조물의 강성을 높이기 위해서는 측면구조물을 제작하는데 보다 많은 재료를 사용해야 하며 생산 비용의 증가가 불가피해진다. 한편 이로 인한 승객과 도어 내벽과의 공간의 감소는 충돌 시간을 단축시키고 승객의 흉부 변형량을 증가시켜, 결과적으로 가속도에 근거한 TTI(d)는 감소하더라도 흉부의 변형량을 중요시 하는 VC는 오히려 증가한다. 이러한 문제를 해

결하기 위해 측면구조물의 크기를 증가시키지 않고 효과적으로 측면 강성을 높일 수 있는 임팩트바를 도어 내부에 설치하게 된다. 기존의 모델에서는 임팩트바를 별도로 모델링하지 않았으므로 전체적인 측면구조물의 강성변화에 따른 경향과 약은 가능하지만 임팩트바 자체의 영향은 고려하기 어려운 형태로 구성되어 있다.

Fig.4에서 Y-Z 평면상에 나타낸 그림은 차량을 정면에서 본 것이며, X-Y 평면상에 나타낸 것은 위에서 본 것이며 X-Z 평면상에 나타낸 것은 측면에서 본 것이다. Fig.4에 임팩트바와 패딩재를 나타내었으며, 그림에 나타낸 숫자는 차량의 측면구조, 임팩트바 및 패딩재의 요소번호를 의미한다. 임팩트바는 Fig.4에 나타낸 것과 기존의 측면 강체요소의 중앙부에 10개의 요소로 분리하여 모델링하였으며, 기존의 측면 요소의 모델링에서와 마찬가지로 Z축 방향의 회전

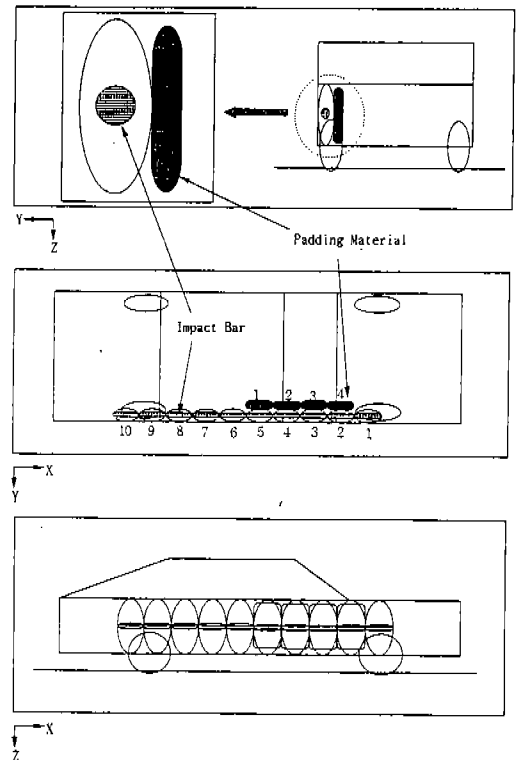


Fig.4 The developed side impact model of a 2-door vehicle

자유도를 갖는 핀조인트로 요소들을 연결하고 각 조인트에 굽힘 강성을 계산할 수 있도록 회전스프링을 사용하였다. 임팩트바의 10번째 요소는 X축을 따라 움직이도록 차량의 측면구조물과 같은 구속 조건을 주어 충돌시 원호 형상으로 변형되도록 하였으며 1번 요소는 차체에 핀조인트로 연결하였다. 또한, 임팩트바와 기존의 측면 강체 요소가 충돌시 분리되지 않도록 하기 위하여 3, 5, 6, 8번째 요소들간에는 Y방향으로 일정거리를 유지하게 하는 4개의 구속조건을 부여하였다.

3.2 패딩의 모델

정면충돌에서는 충돌부와 승객사이의 전면구조물(frontal structures)에서 충돌에너지를 충분히 흡수할 수 있으나, 측면충돌은 충돌부와 승객 사이의 공간이 협소하여 충돌에너지가 충분히 흡수되지 못하고 0.015~0.03초 사이에 도어내판과 승객의 초기 접촉이 발생하게 된다. 충돌에너지는 속도의 제곱항으로 표현되기 때문에 도어의 차량 내부로의 침입속도가 승객의 상해치에 미치는 영향은 매우 크다. 도어의 침입속도는 측면 강성을 강화시킴으로써 줄일 수 있으나 설계상 그 강도에는 제한이 따른다. 따라서 도어내판과 승객간의 접촉시 충돌에너지를 흡수할 수 있는 측면 에어백과 같은 승객보호 장비가 필요하다. 그러나 정면충돌과는 달리 측면충돌은 에어백이 작동할 수 있는 공간과 시간 및 설치상에 많은 제약과 어려움이 있기 때문에 아직은 보편화되어 있지 않는 실정이다. 충돌에너지 흡수를 위한 또 다른 방법은 도어 내판에 패딩(padding material)를 부착시켜 충돌에너지를 흡수할 수 있도록 하는 방법으로 이에 대한 연구가 활발히 진행되어 왔다^{11), 12)}.

기존의 측면모델에서는 임팩트바의 경우와 유사하게 패딩재를 별도로 모델링하지 않았으므로 에너지 흡수체인 패딩에 대한 영향을 고려하기 어려운 형태로 모델링되어있다. 패딩재는 Fig.4에 나타난 것과 같이 모델링하였으며, 도어내판과 승객의 접촉이 예상되는 곳에 4개의 강체 요소로 모델링하였으며, 승객의 흉부와 골반부와 접촉이되는 측면구조물의 5번째 요소와 패딩의

첫번째 요소는 X축 방향의 회전 자유도를 갖는 핀조인트로 연결하였고, 패딩 요소들은 Z축 방향의 자유도를 갖는 핀조인트로 연결하였다. 패딩을 도어 내판에 고정시키기 위해 측면구조물 요소와 패딩 요소를 Y방향에 대해 일정거리를 유지하도록 하는 4개의 구속조건을 사용하였다. 패딩의 특성상 측면구조물과 같은 Y방향의 굽힘 강성은 거의 무시할 수 있도록 각 조인트의 스프링 상수값을 0으로 주어, 대응하는 측면구조물의 회전 및 병진 운동과 똑같은 거동을 할 수 있도록 하였다. 또한, 패딩과 승객과의 접촉을 보다 실질적으로 묘사하기 위해 패딩의 접촉타원체(contact ellipsoid)를 직육면체에 가까운 하이퍼-에립소이드(hyper ellipsoid)로 지정하였고, 질량은 접촉되는 측면구조물의 요소나 더미 요소에 비하여 아주 작은값을 주어 패딩의 질량이 거동 해석에 미치는 영향을 거의 무시하였다.

3.3 4도어 차량의 모델

Fig.4의 새로운 측면충돌 모델은 기존의 2도어 모델을 개선한 것으로 4도어 차량의 해석에 이 모델을 사용하기에는 부적합하다^{13), 23)}. 4도어 차량의 경우에는 충돌부의 각 필라(pillar)의 강도가 충돌후 차량과 승객의 거동에 미치는 영향이 크기 때문에 필라부를 별도로 모델링하지 않고 필라부의 강성을 전체 측면 구조물의 강성에 포함시켜 동가시킬 경우, 필라부의 강성 변화가 충돌특성 및 승객 상해도에 미치는 영향을 구체적으로 파악하기는 어렵다. 특히, 국내 승용차의 대부분이 4도어 차량으로서 이에 맞는 측면충돌 모델의 개발이 필요하다. 그러므로 보다 일반적인 측면충돌 모델으로써 각 필라의 모델링을 포함하는 Fig.5와 같은 새로운 모델을 고안하였다.

측면충돌 시험에서 차량과 대차의 충돌 위치는 Fig.3에 나타난 것과 같다. 충돌시 가장 변형이 많은 부분은 중앙의 B필라부분이고 차량 앞쪽의 A 필라와 뒷부분의 C 필라는 직접적인 충돌이 없어 변형량이 B 필라에 비해 상대적으로 적다. 본 연구에서는 특히 변형이 거의 없는 C 필라는 제외하고 A/B-필라만을 Fig.5와 같이 모델링

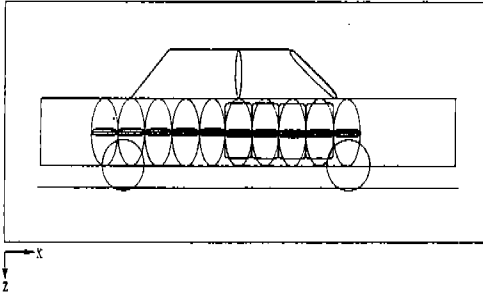


Fig.5 The side impact model of a 4-door vehicle

하였다. 충돌시 하부 B 필라는 측면구조물과 같이 변형을 하므로 모델의 간소화를 위해 측면구조물의 6번째 요소로 하부 B 필라를 대체하였고, 상부 B 필라 부분을 1개의 강체 요소로 모델링 하였다. B 필라의 상·하 요소는 X축방향의 회전 자유도를 갖는 핀조인트에 의해 연결하였으며, 조인트부의 굽힘 강성을 나타낼 수 있도록 두 요소에 회전 스프링을 주었다. 또한, 상부 B 필라의 상단은 X-Z평면에서 움직이도록 구속 조건을 주어 Y방향으로의 구속력에 의해 충돌력이 차량에 전달되게 하였다. A 필라도 1개의 강체 요소로 모델링하였는데, 그 기하학적 위치가 X, Y, Z의 좌표축에 대해 기울어진채 거동을 하기 때문에 3축 회전을 위한 볼-소켓 조인트(ball-socket joint)에 의해 측면구조물 요소의 2번째 요소와 연결된다. 요소의 다른쪽 끝단은 B 필라의 같은 구속조건에 의해 충돌력을 차체에 전달하게 된다.

4. 해석결과 및 고찰

우선 Fig.6에서 2도어 차량에 대한 새로운 측면충돌 모델을 검증하기 위해 실차시험의 결과와 비교하였고, 여기에 기초하여 매개변수(parameter) 변경을 통한 승객의 상해도의 경향을 해석 하였다. Fig.6에서 시험 차량의 가속도 곡선은 실차시험결과와 차이를 보이는데 이는 복잡한 구조물인 실제 차량을 하나의 강체 요소로 모델링 했기 때문에 발생하는 것이라 생각된다. 도어의 경우 측면구조물을 차량과 달리 여러개의 요소로

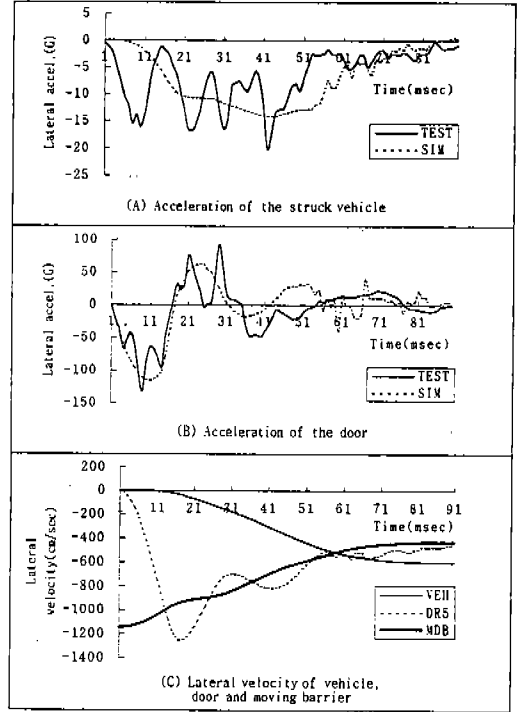


Fig.6 Validation of the new side impact model

분할하여 모델링하였기 때문에 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

속도 파형을 살펴보면 충돌후 20msec 부근에서 도어는 최고 속도에 도달하며 이후 더미와의 접촉 및 차량과의 구속력에 의해 심한 변동(oscillation)이 발생한다. 시험 차량과 대차와의 속도의 크기는 58msec 부근에서 반전되며, 이후에 대차에 의한 시험 차량으로의 충돌력의 전달은 사실상 거의 없다는 것을 알 수 있다.

4.1 임팩트바의 해석

측면구조물의 강성 변화가 승객의 거동해석에 미치는 영향을 알아보기 위해 측면구조물 자체의 설계변경을 하는 대신 임팩트바의 강성을 적절하게 변화시켜줌으로써 측면구조물의 강성 변화에 따른 영향을 해석하였다. Fig.7은 임팩트바의 기준 강성을 설계변경이 가능하다고 사료되는 0.5~1.67의 범위에서 변화시켜 본 것이다. 강성이 증가할수록 가속도에 기준을 둔 TTI(d), 골반부

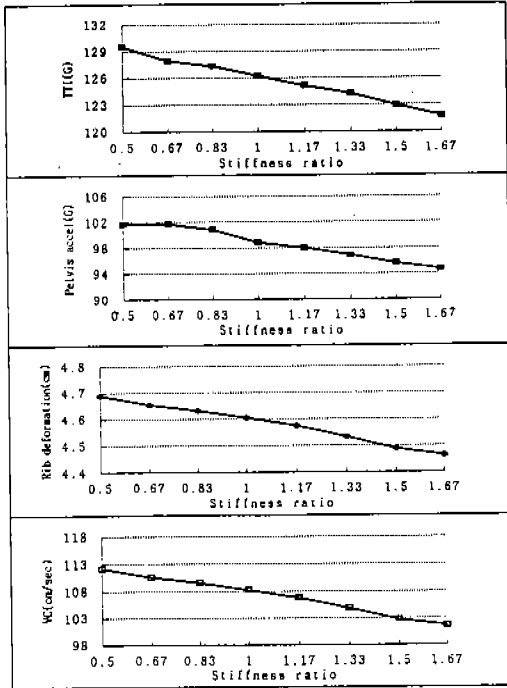


Fig.7 Impact bar stiffness variation

의 최대가속도가 감소함을 알 수 있다. 또한, VC의 흉부 변위량도 역시 감소하는 경향을 보이는데 이는 측면강성의 증가로 측면부의 충돌에너지가 차량에 전달되어, 승객과 도어 내판과의 초기 접촉 속도를 줄이고 도어의 차량 내부로의 침입량을 감소시키기 때문이다.

4.2 패딩에 대한 해석

에너지 흡수체인 패딩의 하중-변위곡선은 준정적 또는 충격시험의 결과로 얻어지는데 본 연구에서는 일반적으로 많이 알려진 패딩의 동적 특성을 나타내는 NHTSA의 실험식을 사용하였다. 다음의 실험식은 NHTSA가 현존하는 도어의 패딩재로 사용되는 다양한 재질을 서로 다른 두께로 충격시험을 행한 결과로 얻은 식이다¹²⁾.

$$F_d = C_f \left[\frac{S}{S_{max} - S} \right]^p \quad (3)$$

(3) 식에서 $F(\geq 0.0)$ 는 변위형상계수이며, C_f

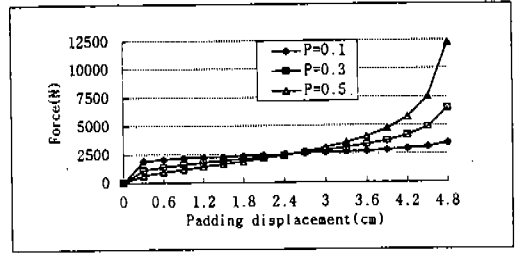


Fig.8 Padding F-D curve with $C_f=2,500$

는 동하중계수로써 패딩력과 같은 힘의 단위(Newton)를 갖는다. S와 S_{max} 는 각각 패딩의 변위량과 두께를 나타낸다.

(1) 변위형상계수의 특성

Fig.8은 패딩재의 형상계수의 특성을 알아보기 위해 식 (3)에서 동하중계수가 2,500일때의 패딩 변위에 따른 하중값을 나타낸 것이다. 변위형상계수가 0에 가까울수록 패딩의 변형에 대해 하중변화가 작아 패딩의 대부분이 변형되어도 하중이 급격히 증가하지 않고 효과적으로 충돌지연이 가능하여 승객상해치 개선에 유리함을 알 수 있다.

(2) 패딩재의 동하중계수의 영향

동하중계수는 패딩재의 강성에 비례하며 동하중계수가 클수록 동일한 패딩재의 변형에 대해 큰 힘이 인체에 전달된다. Fig.9은 패딩재의 두께가 일정하고 변위형상계수가 0.1인 패딩재에 대하여 동하중계수의 변화에 따른 승객상해의 경향을 보인 것이다. Fig.9에서 알 수 있듯이 패딩재의 강성이 클수록 TTI(d)는 감소하지만 인체 변형에 의한 승객상해는 증가하는 경향을 보인다. 한편, 이 경우에 골반부 최대가속도는 동하중계수가 1,500일때 가장 작은 값을 가지며 그 이상의 동하중계수에 대해서는 증가하는데, 이는 패딩재의 사용으로 인한 도어 내벽과 승객의 공간이 감소하여 보다 높은 초기의 충돌 속도에서 강성이 큰 패딩재에 의해 골반부에 전달되는 힘이 패딩이 없는 경우보다 오히려 커지는데 기인한 것으로 생각된다. 그러므로 패딩재는 승객과 도어 내판과의 접촉전에 승객에게 힘을 전달함으로써 충돌력을 보다 완화시켜 인체부위의 최대가속도를 감소시킬 수 있는 적절한 강성을 가져야

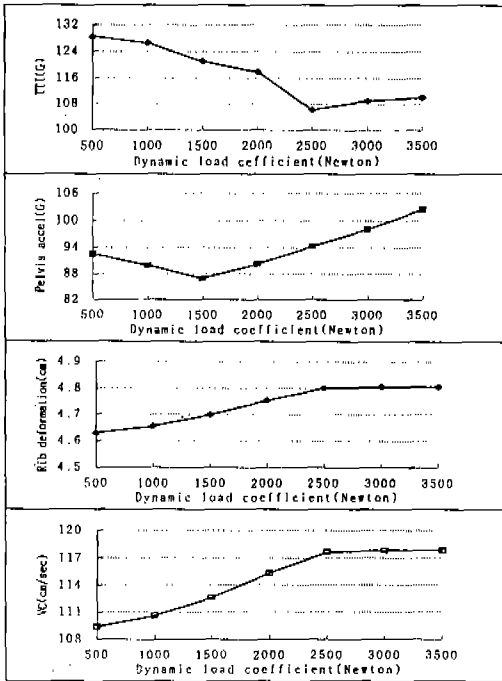


Fig.9 Effect of the dynamic load coefficient

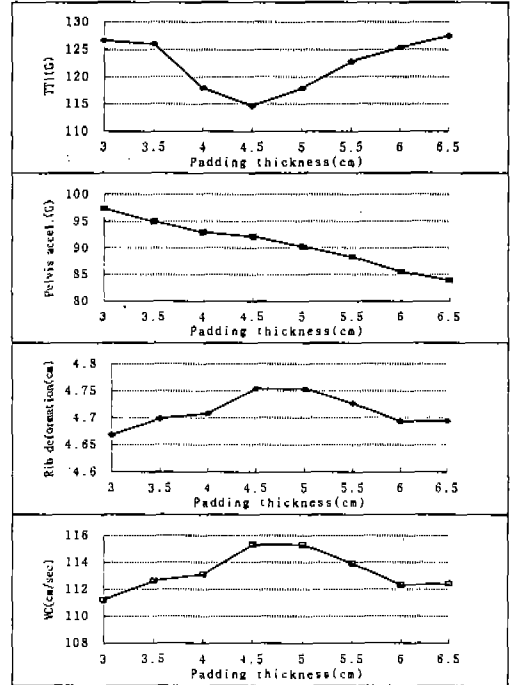


Fig.10 Padding thickness variation

한다.

(3) 패딩재의 두께변화에 의한 영향

Fig.10은 일반적으로 승용차에 부착 가능한 패딩재의 두께(5cm 내외)에서 동하중계수가 2,500, 변위형상계수가 0.1일때 두께 변화에 따른 승객상해의 경향을 분석한 결과이다. 그림에서 TTI(d)는 패딩 두께가 4.5cm에서 가장 작아지고 흉부 변위량과 연성조직기준은 TTI(d)와 상반된 결과를 보여주고 있다. 동일한 강성을 갖는 패딩재에 대해 두께가 작을수록 패딩에 의한 충돌 시간의 지연이 작아 높은 충격력이 흉부에 전달되어 TTI(d)가 크다는 것을 알 수 있으며, 두께가 너무 두꺼워도 도어 내벽과 승객과의 공간 감소로 접촉 시점이 빨라져 보다 큰 도어 침입속도에서 많은 충돌에너지가 승객에 전달되어 TTI(d)가 증가한다는 것을 알 수 있다. 골반부 최대가속도는 패딩 두께가 증가함에 따라 감소하는데 이는 앞서 동하중계수의 영향과는 달리 강성이 패딩재 대부분의 변형에 대해 큰힘을 유발하지 않는 경우라 생각된다.

4.3 필라의 영향

개발된 4도어 차량의 측면충돌 모델의 검증을 위해 필요한 차량 및 측면부에 대한 단품시험 데이터와 실차 시험 결과의 부재로 인해 기존 2도어 차량의 데이터를 근거로 시뮬레이션을 수행하였다. 4도어 차량에 대하여 측면충돌시 각 필라의 강성이 승객상해도에 미치는 영향을 Fig.11에 나타내었다. 측면충돌시 직접 충돌에 의한 차량 내부로의 침입량이 가장 많은 B 필라 부분의 강성 변화가 상대적으로 변형이 작은 A 필라 부분의 강성 변화보다 승객에 미치는 상해의 정도가 크다는 것을 알 수 있다. 필라부의 강성은 측면 충돌부의 전체 강성에 비례하기 때문에 임팩트바의 강성 변화가 승객상해에 미치는 결과와 유사하다.

5. 결 론

본 연구에서는 측면충돌에 관한 기존의 모델링

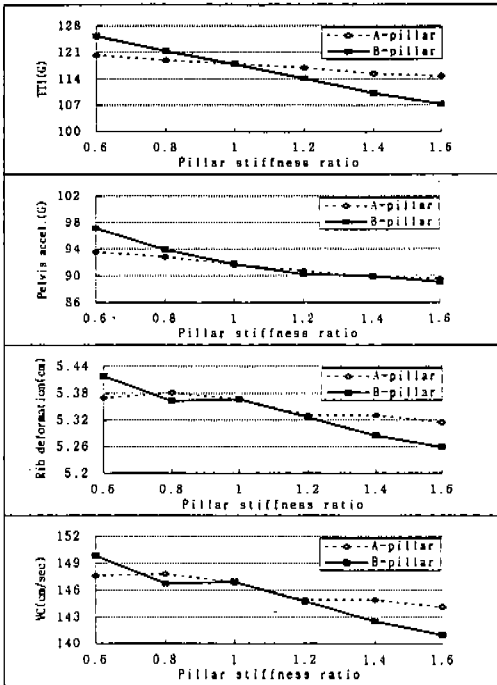


Fig.11 Pillar stiffness variation

의 문제점을 보완하여 측면충돌시 승객거동해석을 효과적으로 수행할 수 있는 새로운 측면모델을 제시하였고, 이를 바탕으로 충돌시 승객상해에 대한 매개변수들의 영향을 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 측면의 강성 향상을 위해 임팩트바를 모델링하였으며, 임팩트바의 강성 증가는 승객의 상해도의 감소에 유리함을 확인하였다.
- 2) 패딩 모델링을 통해 패딩의 동하중계수의 영향 및 패딩의 두께가 승객상해에 미치는 영향을 분석하였고, 승객상해의 두 기준을 고려한 패딩재의 선택과 두께 조절이 필요하다는 것을 알 수 있었다. 즉, 패딩의 동하중계수가 증가할수록 TTI(d)는 감소하지만 VC는 오히려 커지며, 동일한 동하중계수를 갖는 패딩재에 대해 두께가 증가할수록 TTI(d)는 감소하다 증가하는 경향을 보이지만 VC는 이와 반대의 경향을 보인다.
- 3) 새로운 측면충돌모델을 4도어 차량에 적용

하여 각 필라부의 강성 변화가 승객 상해에 미치는 영향을 해석하였다. 필라부의 강성 증가는 전체적인 측면 구조물의 강성을 증가시켜 승객의 상해도를 줄이며, B 필라의 강성 변화가 A 필라의 강성 변화보다 승객의 상해도에 미치는 영향이 크다는 것을 확인하였다.

다음과 같은 과제들이 향후 연구되어야 할 것이다.

- 1) 설계시 임팩트바의 강도 및 위치 변화와 패딩재의 동하중계수와 두께를 동시에 고려할 경우 승객 상해치를 최소화하기 위한 충돌 측면부의 설계에 대한 연구가 필요하다.
- 2) 도어와 차량 및 더미의 가속도 파형과 같은 실차시험 데이터와 단품실험을 통해 관성모멘트, 조인트 특성, 힘-변형 곡선 등의 시뮬레이션에 필요한 입력 데이터를 확보함으로써 4도어 측면충돌 모델을 검증하고, 이를 근거로 충돌 인자들의 변화에 따른 승객거동해석이 요구된다.

참 고 문 헌

1. 신문균, 박경진, 이완익, 김형중, 정근섭, “승용차 충돌시 승객해석을 위한 모델링에”, 자동차공학회지, 제14권, 제2호, 1992.
2. 박경진, 박영선, 이주영, 정근섭, 서명원, 위인혁, “승객 거동해석의 시뮬레이션에 관하여”, 자동차공학회지, 제14권, 제6호, 1992.
3. 김규현, 석주식, “측면충돌시 승객보호 기준에 관한 연구”, 자동차 안전도 향상을 위한 세미나 초록집, pp. 45~49, 1994.
4. 윤영한, “측면 충돌시 승객 보호와 차체 해석용 모델”, 자동차공학회지, 제14권, 제4호, pp. 6~12, 1992.
5. NHTSA Side Impact Final Rule, Docket No. 88-06; Notice 8, No. 88-07; Notice 3, No. 88-06; Notice 9, No. 88-06; Notice 10.
6. Hackney, J. R., Monk, M. W. and Hollwell, W. T., “Results of the National

- Highway Traffic Safety Administration's Thoracic Side Impact Protection Research Program", SAE Paper No. 840866, 1984.
7. Laboratory Test Procedure for FMVSS No. 214 "Side Impact Protection-Passenger Cars", U. S. Department of Transportation National Highway Traffic Safety Administration, TP-214D-01, August, 1991.
 8. 윤영환, "측면충돌시 차체강도 및 안전도 예측을 위한 동시적 실험-해석법(CC-CTP)에 대한 연구", 한국자동차공학회지, No. 943 846, 1992.
 9. Willke, D. T. and Monk, M. W., "Side Stiffness Measurement", SAE Paper No. 861800, 1986.
 10. 윤영환, "측면충돌시 도어의 패딩이 인체 상해치에 미치는 영향", 자동차공학회지, No. 923881, 1992.
 11. Trellar, T. J., "Side Impact Crash-worthiness Design Evaluation of Padding Characteristics through Mathematical Simulation", SAE Paper No. 912900, 1991.
 12. Youn, Y. H., and Caraballada, J., "The Effect of the Visco-Elastic Property in Padding Materials on CTP Simulation Results", MGA-C89R-03, 1989.
 13. Deng, Y. C., "Design Considerations for Occupant Protection in Side Impact-A Modeling Approach", SAE Paper No. 881713, 1988.
 14. 박영선, 이주영, 박경진, "직교배열표를 이용한 승용차의 에어백의 설계", 자동차공학회논문집, 제3권, 제2호, 1995.
 15. 박영선, 이주영, 박경진, "컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 안전 조항주의 최적 설계", 자동차공학회논문집, 제3권, 제1호, pp. 33~44, 1995.
 16. Prasad, P., Low, T. C. and Lim, G. G., "Side Impact Modeling using Quasi-Static Crush Data", SAE Paper No. 910601, 1991.
 17. Deng, Y. C. and Ng, P., "Simulation of Vehicle Structure and Occupant Response in Side Impact", SAE Paper No. 933125, 1993.
 18. Fleck, J. T. and Butler, F. E., "Validation of the Crash Victim Simulator", DOT HS-806 pp. 279~282, 1981.
 19. Obergefell, L. A., Gardner, T. R., Kaleps, I. and Fleck, J. T., "Articulated Total Body Model Enhancements", Report No. AAMRL-TR-88-043, 1988.
 20. "Anthropomorphic Test Dummy: Side Impact Protection", RIN:2127-AA48, [Docket No. 88-07, Notice 3], 49CER Part 572.
 21. Janssen, E. G. and Vermissen, A. C. M., "Biodidelity of European Side Impact Dummy", SAE Paper No. 881716, 1988.
 22. Kallieris, D. Mattern, R., McIntosh, A. and Boggasch, F., "The Biodidelity of EUROSID-1 and BIOSID", SAE Paper No. 922518, 1992.
 23. Deng, Y. C., "Side Impact Simulation and Thoracic Injury Assessment", Proceedings of The 11th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, pp. 77~86, 1987.
 24. Viano, D. C., "Evaluation of the TTI Injury Criterion for Side Impact Testing", SAE Paper No. 872208, 1987.
 25. Cavannaugh, J. M., "Biomechanical Response and Injury Tolerance of the Thorax in Twelve Sled Side Impacts", SAE Paper No. 902307, 1990.
 26. Melvin, J. W., Robbins, D. H. and Benson, J. B., "Experimental Application of Advanced Thoracic Instrumentation Techniques to Anthropomorphic Test Devices", Proceedings of 7th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, 1979.