

플라스틱 범퍼 해석에서 모델의 단순화가 결과에 주는 영향에 대하여

이 경 든
럭키 고분자 연구소

Modeling Techniques for a Thermoplastic Bumper Analysis

Abstract

The analysis of thermoplastic automotive bumpers needs not only characterizations of the thermomechanical properties of thermoplastic materials but also the finite element method which can solve the problems with a large deflection, an elastic-inelastic deformation, and a change of a contact state.

This paper describes the modeling techniques in the finite element analysis in order to get a good prediction of thermoplastic bumper behaviors. Simplification effects of a complex geometry of thermoplastic bumpers are studied by comparing the results from static loading tests and the finite element analysis.

1. 서 론

최근 자동차의 경량화 추세와 현대미를 갖는 외형의 선호에 따라 내장재 뿐만 아니라 외장재와 기능 부품까지 플라스틱이 쓰이고 있다. 플라스틱 범퍼는 설계 자유도 면에서 기존 금속재 범퍼에 비해 우수하고 가벼우며 저속 충돌시 충격흡수 기능이 뛰어나기 때문에 기계적, 열적 성질의 열세에도 불구하고 증가 추세에 있다.

플라스틱 범퍼를 설계하기 위해서는 플라스틱수지의 폭넓은 이해와 충격 에너지 흡수 기능의 정확한 예측이 선행되어야 한다. 외국에서는 이미 CAE(Computer Aided Engineering)를 이용한 플라스틱 범퍼 설계가 보편화되어있으나 [1, 2, 3, 4] 국내에서는 플라스틱 범퍼 설계 기술이 기초 단계에 머물러 있어 국내 자동차 업계에서는 설계 용역을 외국에 의뢰하고 있다.

여기서는 플라스틱 범퍼설계 기술을 확립하기위한 일단계로서 이미 실용화된 플라스틱 범퍼시스템을 선정하여 범퍼 빔에 대하여 구조강도 실험을 실시하고 유한요소해석을 하여 그 결과를 비교하므로써 해석에 사용되는 플라스틱 물성의 정량화와 형상의 단순화 정도와 비선형의 정도를 어떻게 선택하는가에 따라 결과에 어떤 영향을 주는지 알아본다.

2. 일반적 고찰

2.1. 범퍼 규격에 관한 법규

범퍼는 사고시 탑승자의 안전을 보장하고 차체의 손상을 최소로 하기 위하여 필요한 것이다. 미국정부의 자동차안전규정(FMVSS)을 비롯해 세계 각국에서는 저속 충돌시의 자동차 범퍼의 역할과 기능을 규정하는 법규를 갖고 있다.

이를 규정들은 저속 충돌시의 범퍼 기능을 규정하므로써 범퍼 설계의 방향을 제시하고 있다.

2.2. 범퍼의 구성, 기능, 특징

저속 충돌 시험의 규정을 만족시키기 위해 고안된 범퍼 시스템은 다양하며 각 자동차 업계의 전략에 따라 선택된다. 현재 해석대상인 범퍼는 카

바와 빔 및 차체연결부로 구성되며 각 부분의 기능과 재질, 성형방법은 다음과 같다.

(1) 카바

카바는 차의 외장의 일부분으로 외관에 중요한 역할을 하며 저속 충돌시 외부충격에 견디어야 하며 찌그러짐(dent)가 없어야한다. 이는 예상되는 저온에서도 기능에 손상이 없어야한다. 재질은 PC/PBT alloy로 사출성형으로 만들었다.

(2) 빔

빔은 저속충돌시 충격에너지를 흡수하며 허용된 변형 한도내에서 충격에 견딜 수 있는 충분한 구조 강도를 가져야한다. 재질은 PC/PBT alloy로 중공성형으로 만들었다.

(3) 차체연결부

범퍼와 차체를 연결하며 주로 철판을 용접하여 쓰인다.

이 범퍼시스템의 형상과 조립상태를 보여주는 도식적인 그림을 그림 1에 실었다.

2.3. 저속 충돌 시험시의 범퍼 거동

자동차 규정에 명시된 저속 충돌 시험은 크게 pendulum test와 barrier test로 나뉘며 pendulum test는 pendulum이 닿는 위치에 따라 다시 center hitted pendulum test (CHPT)와 corner hitted pendulum test (CRPT)로 나뉜다. 여기서는 CHPT에 대하여 알아본다. 이 실험은 차체 무게와 같은 무게를 갖는 pendulum이 5mph의 속도로 차체와 충돌하였을 때 범퍼의 기능을 시험하는 것이다.

으로는 transient dynamic behavior로서 이해된다. pendulum이 주는 충격에너지를 범퍼가 변형하면서 흡수하여 충격을 해소하므로 범퍼의 최대 흡수에너지, 최대 변위, 차체연결부에 전달되는 최대하중 등이 범퍼설계의 중요한 변수가 된다.

그러나 범퍼의 질량이 차체의 질량에 비해 무시될 정도로 작아 범퍼의 고유진동의 주기가 충돌시간에 비해 짧아서 적절한 응력-변형도 곡선을 이용한다면 정적해석을 하여도 결과에 큰 차이가 없다는 보고가 있다.

[1] 또한 범퍼의 구조 강도를 유지하는 것은 범퍼 빔이므로 본 연구에서는 범퍼 빔의 정하중 시험을 하고 유한 요소법으로 정역학적 해석을 하여 그 결과를 비교하여 범퍼의 기능을 평가하도록 한다.

PC/PBT alloy는 일반적으로 탄성계수(elastic modulus)와 강도(strength)가 변형율(strain rate)과 온도에 따라 변한다. 변형율에 따른 물성의 변화는 정역학적 해석과 동역학적 해석에서 서로 다른 응력-변형도 곡선을 사용하도록 하며 그 차이에 따라 하중-변위 곡선의 결과에도 차이가 나게 된다. 온도에 따른 물성의 변화는 온도차가 범퍼 기능에 어떤 영향을 주는지 판단하기 위해 필요하다. 충돌시 범퍼단면이 크게 변하고 처짐이 크기때문에 비탄성(inelastic) 거동이 탄성만큼 중요하게 된다. 따라서 온도와 변형율에 따른 강도의 변화도 정하중 시험과 충돌 시험의 결과비교에 영향을 줄수 있으며 그 영향이 크다면 정역학적 해석으로 충돌시험 결과와 비교하기 위해서는 변형율에 따른 강도의 변화도 해석에 적절히 반영되어야 할것이다. 또한 pendulum과 충돌시 처짐에 따라 접촉 부위가 이동하게 되므로 해석시 이의 고려가 필요하다.

이와같은 범퍼의 거동의 정확한 해석을 위하여 필요한 PC/PBT alloy의 물성과 범퍼의 정하중 시험을 다음에 서술하였다.

3. 실험

3.1. 물성 시험

범퍼 해석을 위해 요구되는 플라스틱의 기본적인 물성은 탄성계수, 인장강도, 충격강도(impact strength)이며 유한요소해석(Finite Element analysis)를 위해서 응력-변형도 곡선(stress-strain curve)가 필요하다. 위의 기본 물성은 온도 변화에 따라서 얻어져야 하며 PC/PBT alloy에 대해서는 -30°C (또는 -20°C)와 상온에서 구하였다. 또한 충돌시험의 결과와 비교하기 위해서 변형율에 따른 응력-변형도 곡선을 구하였다. 위의 물성을 구하기 위하여 인장시험과 충격시험을 하였다.

(1) 인장시험

ASTM 638 인장시험법에 의해 탄성율, 인장강도, 응력-변형도 곡선을 구한다.

PC/PBT alloy의 상온과 -30°C 에서의 grip speed 5 mm/min에 따른 응력-변형도 곡선과 물성을 그림 2 와 표 1 에 실었다.

인장시험은 상온과 -30°C 에서 grip speed 를 5, 100, 1000 mm/min 로 변화하여 시험하였다. 각 온도에서는 grip speed의 변화에 따라 탄성계수는 거의 변하지 않은 반면 인장강도는 변하였다. 상온에 비해 -30°C 에서는 탄성율과 인장강도가 커졌다. 또한 과단시의 변형도는 10%이상이다.

(2) 충격시험

범퍼의 기능을 고려할 때 재질의 충격 강도가 중요하다. 일반적으로 플라스틱은 저온에서는 충격 강도가 상당히 저하되는 경향이 있다. 따라서 범퍼 재질은 특히 저온에서의 충격 강도가 상온에 비해서 크게 차이

가 없어야 한다. 충격시험으로는 Izod 충격시험(impact test)와 낙추시험(falling weight test) 등이 있다. 충격강도는 시험법과 시험 조건에 따라 값이 차이가 난다.

PC/PBT alloy로 된 10 cm * 10 cm * 3 mm 크기의 시편을 낙추시험을 하여 얻은 상온과 -20℃경우에 대한 하중-변위 곡선을 그림 3 에 실었다. 추무게 3.77 kg, 충돌할때의 속도는 5.59 m/s 이다. 상온에서는 변위 20.5mm 에서 최대반력 187.5 kg 으로 흡수된 에너지 양은 1914 kg*mm 이고 -20℃에서는 변위 20.3 mm 에서 최대반력 240.2 kg 으로 에너지는 2376 kg*mm 이다. 따라서 현 재질은 -20℃에서도 상온 이상의 충격 강도를 유지함을 알 수 있다.

저온에서 탄성율, 인장강도, 충격강도등이 상온에 비해 떨어지지 않는다는 사실은 PC/PBT로 만들어진 범퍼가 상온에서의 충격 시험 (예를 들면 CHPT)에 합격했을 때 같은 조건에서의 -20℃에서의 충돌 시험에도 만족될 수 있음을 의미한다.

3.2. 정하중 시험

범퍼 성능을 판단하고 유한요소해석 결과와 비교하기 위해서 범퍼 빔에 대하여 정하중 시험을 실시하였다. 그림 4 에 시험 장치의 도식적 그림을 실었다.

pendulum 이 빔의 중앙에 위치하고 양 끝이 차체연결부에 고정되어 있다. 시험중 pendulum의 변위와 빔의 중앙의 뒤틀면(pendulum이 닿는 반대쪽면)의 변위와 하중을 동시에 측정하였다. 시험은 3 개의 빔에 대하여 실시되었으며 하중과 pendulum 변위, 하중과 빔 뒤틀면의 변위에 대한 결과를 그림 5 에 실었다.

범퍼 빔과 pendulum 이 놓인 상대적인 위치에 따라 곡선의 기울기와 최대하중이 차이를 보인다. "빔 2"에 대한 하중과 pendulum 변위, 하중과 뒷면의 변위의 곡선을 비교하면 같은 하중에 대해 pendulum 과 범퍼 빔의 뒷면이 상당한 간격을 가지고 변형함을 알수있다. 이는 범퍼의 단면형상이 간격차이만큼 변형됨을 뜻한다.

4. 유한요소해석

4.1. 개 요

현재 보유하고 있는 유한요소 프로그램인 ANSYS를 이용하여 범퍼 빔에 대하여 유한요소해석을 실시하여 정하중 실험 결과와 비교하였다.

현 해석 모델에 대하여 최적 해석을 하기 위한 요소(element)의 타입과 그에 따른 옵션(option)의 선택은 참고문헌 [5,6]에서 고찰하였으므로 여기서는 그 결과만을 간단히 인용한다.

현재까지 플라스틱 범퍼해석에서는 material nonlinearity, large deflection, gap element(geometric nonlinearity)의 사용이 필수적이라고 알려져 있으며[1] 현 모델에 대하여도 확인이 되었다.[5,6] 따라서 본 논문의 해석에서도 이를 채택하여 응력-변형도 곡선으로는 그림 6에서와 같이 "trilinear" 옵션을 사용하였다.

요소 타입으로는 "4-node plastic shell element"인 STIF43을 사용하였으며 large deflection 옵션을 사용하였다. 또 pendulum과 범퍼 면의 접촉이 하중이 가해짐에 따라 이동하는 현상을 모사하기 위해 "3-D gap element"인 STIF52를 사용하였다. 이는 자유도(Degree of freedom)가 3개 (UX, UY, UZ)로 접촉하였을때만 압축하중이 작용하는 요소이다.[7] 차체연결부의 형상이 하중-변위 곡선의 기울기 변화에 조건에 따라 2배

정도까지 차이를 주는 것으로 보고되었으나 [1] 현재 경우에는 차체연결부의 형상이 결정되어 있기 때문에 형상의 차이에 대한 영향은 고려할 필요가 없다.

4.2. 범퍼 빔 해석

범퍼 빔은 중공성형한 것으로 단면은 길이 방향으로 형상 변화가 있으며 차체연결부의 단면이 중앙의 단면에 비해 약간 폭이 넓고 높이가 낮다. 중앙부의 단면 형상은 실제 제품의 단면을 스캐닝하여 VERSA CAD에서 구한 것으로 그림 7에 실었다. 범퍼 빔은 대칭면이 두개가 있으므로 1/4만을 해석하였다. 해석시 사용한 모델을 그림 8에 실고 그 크기를 표시하였다.

유한요소해석에서 실제의 범퍼 단면형상을 입력하여 사용하는 것은 많은 시간과 노력이 드는 일로 사실상 불가능하기 때문에 해석 결과에 영향이 없는한 가장 단순화한 모델을 사용할 필요가 있다. 단순화한 정도에 따라 결과에 대한 영향을 보기위하여 세단계의 단순화된 모델에 대한 결과를 비교하였다.

가장 단순화한 단면으로 그림 9의 (1)의 형상을 선택하였다. 이 모델은 단면이 직선으로 이루어진 균일한 두께(2.5 mm)로 실제 단면의 단면2차 모멘트 419 cm^4 에 상응하도록 결정되었다. 이 모델로 해석한 하중-변위 곡선은 그림 10에 실었다. 이 결과는 실험결과와 전체 기울기가 거의 비슷하나 초기 기울기가 실제보다 크며 최대하중도 20% 정도 크다. 따라서 이 결과로 일정한 에너지에 도달하는 변위와 하중을 구할때 범퍼 기능을 잘못 판단하게 될 것이다.

이것은 pendulum이 닿는 곡면부분이 무시된 모델이 원인으로 접촉면의

형상이 다르기 때문에 생기는 문제로 추정하여 그림 9 의 (2)와 같이 윗면의 모서리가 곡면이고 두께가 균일한 두번째 모델을 사용하였다. 그 결과, 하중-변위 곡선(그림 10)은 실험값과 많이 근접하였다.

세번째로 그림 9 의 (2)와 같은 단면형상에 두께변화가 실제에 가까운 모델을 해석하고 그 하중-변위 곡선을 그림 10 에 실었다. 그 결과를 그림 5 의 시험결과와 비교하면 초기 기울기, 전체기울기, 최대하중 등이 잘 일치함을 보여준다.

5. 결론 및 토론

위의 세 모델에 대한 하중-변위 곡선을 비교하면 모델의 단순화 정도가 결과에 큰 영향을 줄 수 있다. 곡선의 전체적인 기울기는 비슷하나 초기 기울기가 상당한 차이가 나기 때문에 범퍼의 최대 변위가 실제상 중요한 변수일 때 단면형상에서 이 점을 고려하여 단순화하는 것이 중요하다. 이 차이는 빔의 단면형상의 차이 때문에 생긴다. 두 단면의 단면 2차 모멘트가 같을 때 실제 단면은 윗면이 편평하지 않고 곡면을 이루고 있으며, 두께가 얇기 때문에 초기에 힘을 약간 받는 순간에 중립면을 기준하였을 때는 같은 양만큼 처지나 윗면이 약한 곡면인 경우 단면 변형이 커서 실제 pendulum의 처짐은 더 크며 이 차이가 초기 기울기의 차이를 나타낸다고 할 수 있다.

전체기울기는 세 모델에 대해 거의 비슷하며 이는 세 단면의 단면 2차 모멘트가 같고 빔의 대부분이 탄성역에 있기 때문일 것이다. 변형이 진행될수록 비탄성영역이 증가하고 단면형상의 차이에 따라 하중변위곡선의 거동이 달라지며 최대하중이 차이가 난다. 또한 버클링이 발생하기 쉬운 정도의 차이가 최대 하중의 차이를 나도록 한다.

실제 단면형상은 그림 7 에서 보듯이 정확히는 좌우대칭이 아니므로

pendulum이 놓인 위치에 따라 변형의 진행상태가 다르게 되며 이로 인한 버클링이 일어나는 하중의 차이에 의한 것으로 정하중 실험에서 pendulum 위치에 따라 최대하중과 하중-변위 곡선의 거동에 차이를 준다. 세 모델은 공통적으로 접촉면과 차체연결부에서 응력이 가장 크다. 범퍼 빔의 단면 형상은 실험에서와 같이 단면 형상이 크게 변한다. ANSYS에서는 요소가 30도 이상 회전하면 해석에 정확성이 떨어지나 그 이상의 처짐에서는 실험에서 알수 있듯이 상당한 단면 변화 및 부분적으로 버클링이 일어남으로 해석의 의미가 없다.

참 고 문 헌

- [1] R.P. Nimmer, O. A. Bailey, T. W. Paro, "Analysis Techniques for the Design of Thermoplastic Bumpers," SAE 870107, 1987
- [2] P. M. Glance, "Computer Aided Engineering Analysis of Automotive Bumpers," SAE 840222, 1984
- [3] P. L. Sabol, F. J. Ferfecki, G. J. Novak, "A Design Procedure for Thermoplastic Bumpers," SAE 870109, 1987
- [4] R. G. Dubensky, D. E. Jay, R. K. Salansky, "Plastic Bumper Beam Manufacturing Analysis," SAE 891943, 1989
- [5] 김희덕, 이경돈, "ANSYS를 이용한 범퍼 설계," Korea ANSYS User's Conference Proceeding, 1991.
- [6] 이경돈, 김희덕, "Plastic Bumper 설계," 럭키고분자연구소, Report No. 3Z1U1-111, 1991.
- [7] Swanson Analysis Systems, Inco., ANSYS User's Manual

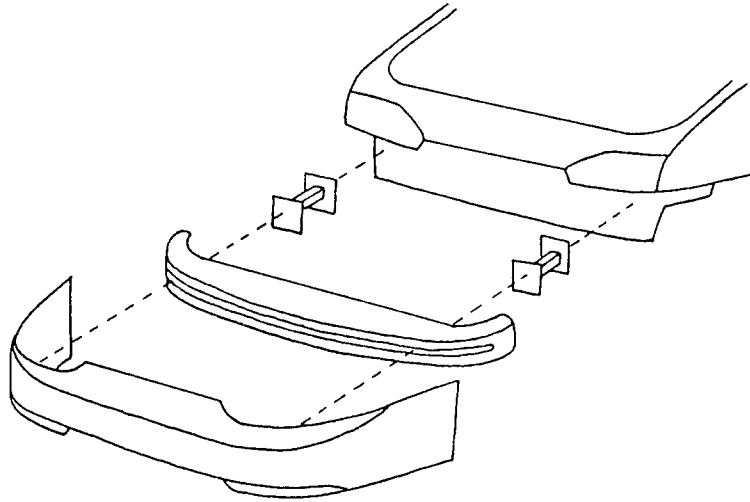


그림 1. PC/PBT 범퍼 시스템의 형상과 조립상태
 왼쪽 아래부터 범퍼 카바, 빔, 차체 연결부, 차체

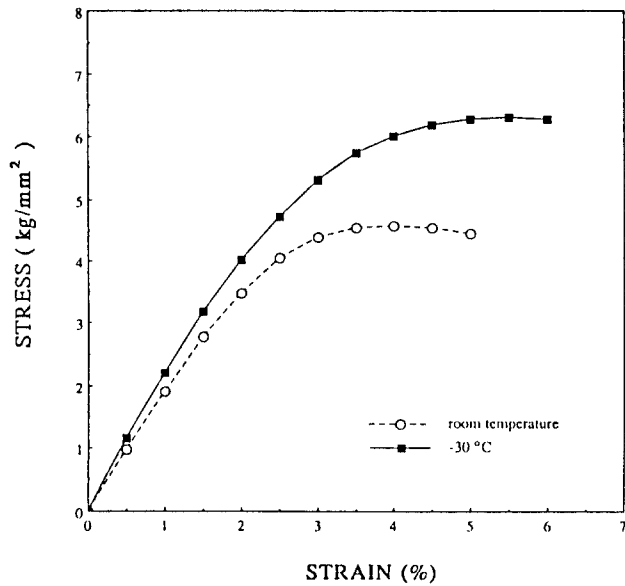


그림 2. PC/PBT alloy의 상온과 -30°C에서의 응력 - 변형도
 (인장 시험. grip speed 5mm/min)

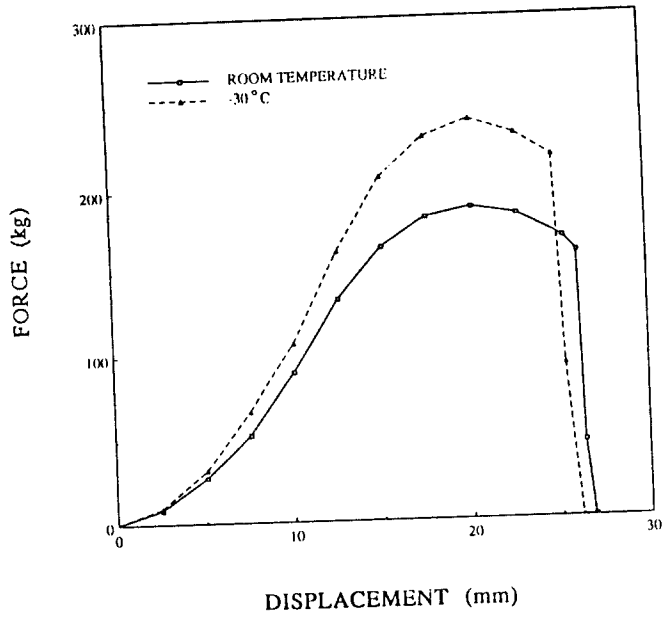


그림 3. PC/PBT alloy의 상온과 -20°C 에서의 반력-변위 곡선.
(낙추 실험. 추 무게 3.77kg, 속도 5.59m/s)

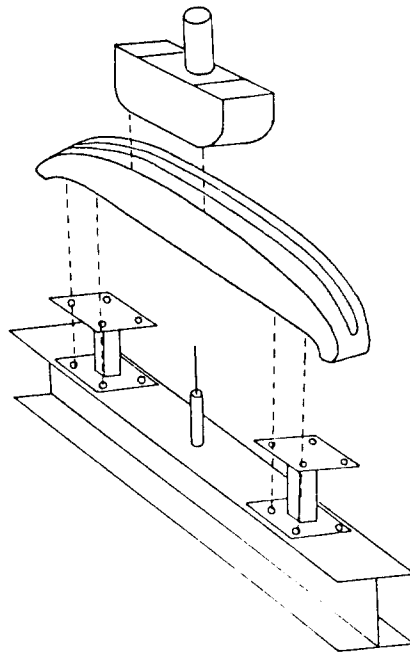


그림 4. 범퍼 빔의 정하중 시험 장치.
위 부터 pendulum, 범퍼 빔, 차체 연결부,
변위 측정장치, I 빔

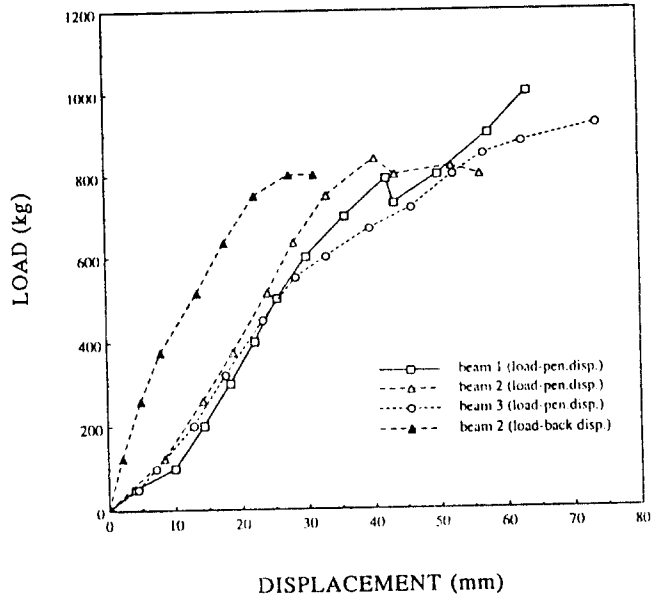


그림 5. 정하중 시험에서 얻은 하중-변위 곡선
 빔 1. 과 빔 3. 은 하중 - pendulum 변위 곡선
 빔 2. 는 하중 - pendulum 변위 곡선과 하중 - 빔 뒷면 변위 곡선

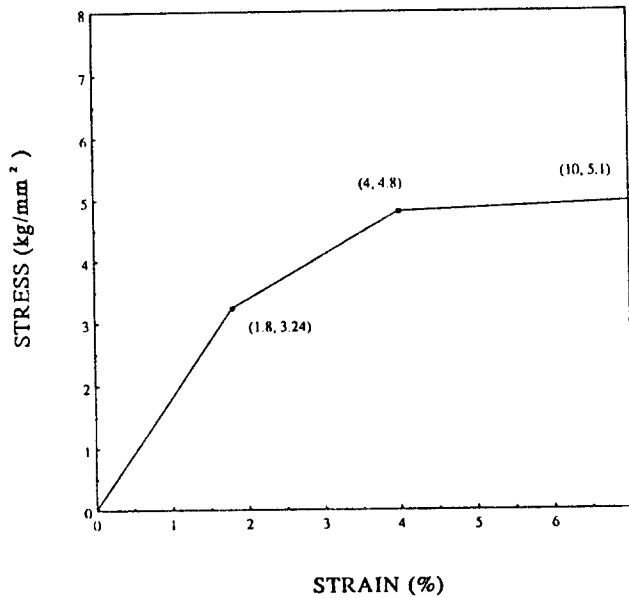


그림 6. 유한 요소 해석에 사용된 응력-변형도 곡선.
 괄호 안은 표시점의 변형도와 응력 값.

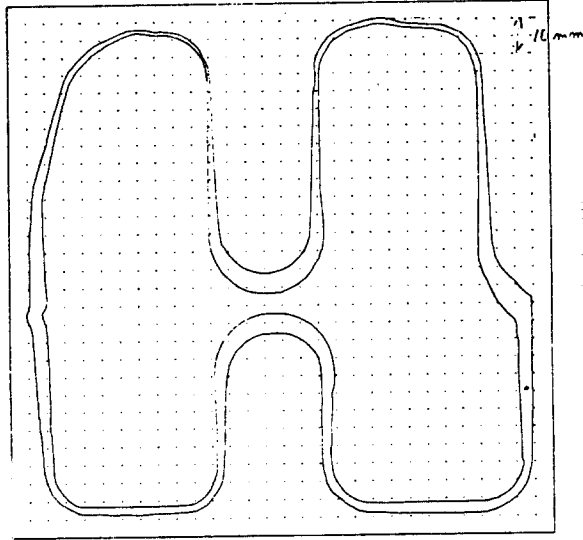


그림 7. PC/PBT 범퍼 빔의 중앙부의 단면

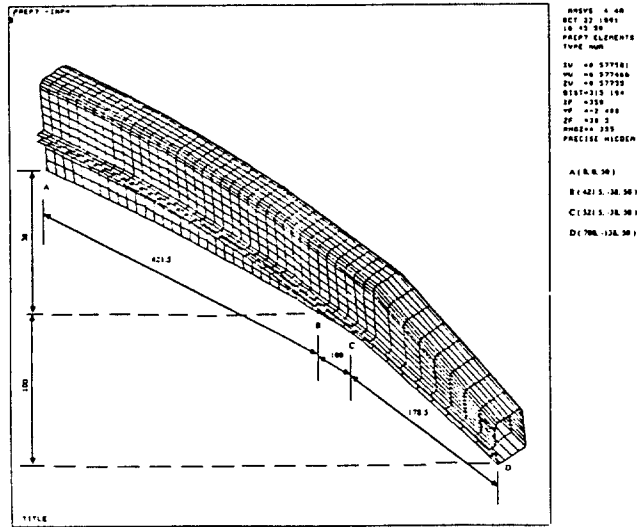
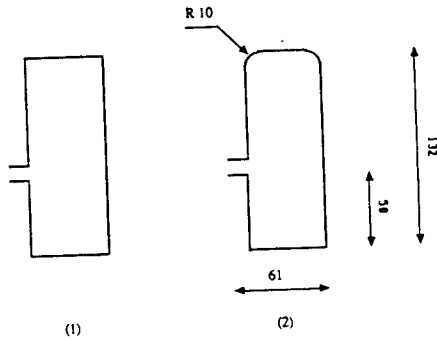


그림 8. 유한 요소 해석에 사용된 범퍼 빔 모델



온도	grip speed (mm/min)	탄성 계수 (kg/mm ²)	인장 강도 (kg/mm ²)
-30°C	5	217	6.92
	100	215	7.33
	1000	221	7.75
상온	5	198	4.5
	100	191	4.94
	1000	196	5.39

그림 9. 유한 요소 해석에 사용된 범퍼 빔의 단면 형상

표 1. 온도와 grip speed에 따른 PC/PBT alloy의 탄성 계수와 인장 강도의 변화

- (1) 사각형 단면 형상
- (2) 윗면이 곡면인 단면 형상

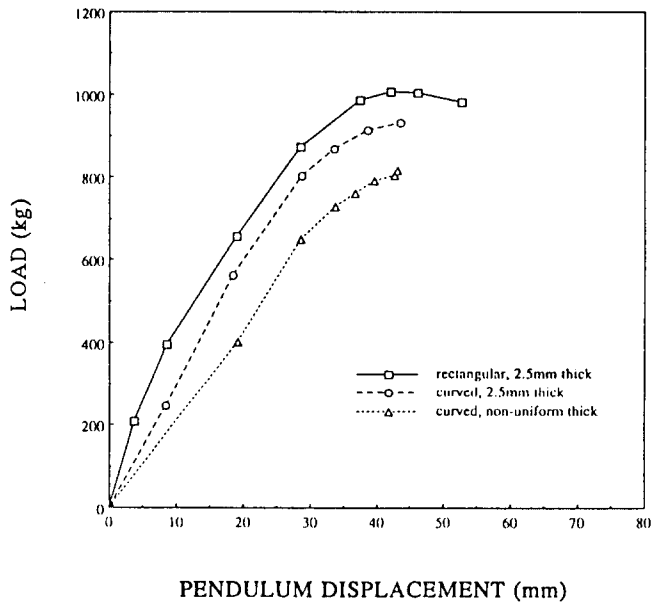


그림 10. 세가지 단면 형상에 따른 하중-변위 곡선.

- (1) 사각형 단면 형상, 2.5mm의 일정 두께
- (2) 윗면이 곡면인 단면 형상, 2.5mm의 일정 두께
- (3) 윗면이 곡면인 단면 형상, 두께 변화