

〈논 문〉 SAE NO. 96370134

소성 힌지를 갖는 단순 보 모델을 이용한 루프 붕괴 해석 기술

Roof Crush Analysis Technique Using Simple Model with Plastic Hinge Concepts

강 성 종*
S. J. Kang

ABSTRACT

This paper presents a computational technique to predict roof crush resistance in early design stage of passenger car development. This technique use a simple F.E. model with nonlinear spring elements which represent plastic hinge behavior at weak areas. By assuming actual sections as equivalent simple sections, maximum bending moments which weak areas in major members can stand are theoretically calculated. Results from prediction of roof crush resistance are correlated well with test results.

주요기술용어 : Plastic hinge(소성 힌지), Roof crush(루프 붕괴), Maximum bending moment(최대 굽힘 모우멘트), Equivalent simple section(등가 단순 단면)

1. 서 론

승용차의 전복 시에 루프(Roof)가 승객실로 밀려들어와서 승객을 사망하게 하거나 상해를 입히는 것에 대비한 안전 강도의 설계 기준은 미국 NHTSA에서 규정한 FMVSS216 규제이며 Fig.1에 나타낸 것과 같이 공차 중량의 1.5배 혹은 2224IN(5000lb)을 루프 한쪽 모서리에 가했을 때 실험장치의 움직인 거리가 127mm(Sin) 보다 작아야 한다는 것이다. 이러한 기준을 만족시

키면서 차체의 경량화를 달성하기 위해서는 초기 설계단계에서부터 기본 골격 구조의 잠재적 강도를 예측, 확보할 수 있는 해석 방법을 갖고 있어야 한다.

본 연구는 승용차 루프 붕괴(Roof crush) 해석용 단순 모델을 개발함으로써 설계 초기단계에서 신속하게 루프 붕괴 강도에 대비한 차체 기본 구조의 설계를 가능하게 할 수 있는 해석 기술을 개발하고자 하였다. 먼저 승용차 A에 대해서 모델 개발 및 해석을 수행하고 실험 결과와 비교한 후 승용차 B에 재적용, 실험과 비교함으로써 해석 기술의 타당성을 재차 확인하였다.

* 정희원, 대구효성가톨릭대학교 자동차공학부

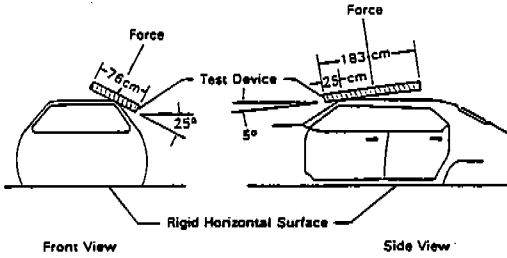


Fig.1 FMVSS 216 : Roof crush test

2. 본 론

해석 기술 개발(승용차 A 대상)

2.1 단순 모델의 가정

초기 설계 단계에서 차체의 대표 단면을 이용하여 구성된 골조 모델이 선형 강성 해석에 대해서 신뢰할 수 있다는 것이 앞서의 연구¹⁾를 통해서 확인되었다. 그러나 실제 차체의 붕괴는 급격한 단면의 변화(두께 변화, 형상 변화, 구멍이나 포밍(Forming)에 의한 단면치의 변화)로 인한 국부적인 과도 변형에 기인하므로 그러한 국부적인 단면 변화의 정보를 고려하지 않고 골조 차체 구조 모델(Skeleton body structure model)에서 보 요소를 단순히 비선형 보 요소로 치환하는 것 만으로는 차체 구조의 붕괴를 해석할 수가 없다.

본 연구에서는 초기 설계 단계에서 구성할 수 있는 골조 모델에 국부적인 과도 변형이 발생할 수 있는 소성힌지(Plastic hinge)를 고려함으로써 차체 구조의 붕괴 모드가 재현될 수 있게 하였다. 이러한 모델은 적절하게 소성 힌지를 선정해서 특성치를 넣어주면 각 부재에 대한 단면 형상 변화 등의 자세한 정보가 없어도 안정적인 해를 얻을 수 있다.

초기에 적용가능한 기술을 개발하는 것이 본 연구의 핵심이므로, 개발하고자 하는 유한요소 모델의 기본 모델은 초기 설계 단계에서 구성하는 골조 모델이고 단면은 박스 튜브형과, 립드 채널(Lipped channel)형 두가지로 단순화 시켜 적용하였다. 외판 판넬과 앞유리(Wind shield)는 붕괴 굽힘 강도에 대한 기여도가 거의 없으며

로그 영향을 무시하였으며, 단순 모델의 단순성 측면 및 단면의 단순화 과정에서 실제보다 단면 특성이 강하게 됨을 고려하여 실내 내장재(Interior trim) 영향도 무시하였다.

2.2 소성힌지의 위치 선정 및 붕괴 특성 산출

2.2.1 소성 힌지의 위치 선정

(1) 부재 중간 위치

형상 변화에 의해서 단면 특성값이 급격히 감소하는 곳으로 큰 구멍이나 심한 포밍이 존재하거나 보강 판넬이 끝나는 곳

(2) 루프 판넬과 필라(Pillar)의 결합부(Joint) 인접 부근

판넬 두께 변화에 의해서 단면 특성값이 감소하는 곳으로 보강 판넬이나 외판 판넬이 끝나는 곳

(3) 위의 (1), (2) 조건이 중복되어 단면 특성값이 급속히 감소 또는 증가하는 곳

이러한 구조적인 특징을 갖는 부위는 차체 구조에서 10~17곳(실차의 왼쪽 반 기준)이 되나, 모두 소성 힌지로 가정할 필요는 없다. 본 연구에서는 승용차A에 대해서 루프 붕괴에 영향이 작은 리어 루프 레일(Rear roof rail)과, 단면 특성값 감소가 인접한 단면에 비해서 10% 이내인 부위를 제외하고 Fig.2에 나타난 바와 같이 8곳(왼쪽 반 기준)의 소성 힌지만을 가정하였다. 해석의 정확도를 유지하면서 소성 힌지를 줄이는 일은 붕괴 특성에 대한 설계 변수를 줄이는 일이므로 바람직하지만, 여기에는 해석자의 경험이 필요하다. 이러한 소성 힌지 선정에 대한 기준은 초기 설계 단계에서도 유용하며 대부분 차종에 있어서 차체의 필라와 레일의 구조가 비슷하기 때문에 그동안 구축해온 엔지니어링 데이터베이스를 활용하여 선정할 수 있다.

2.2.2 소성 힌지의 붕괴 특성 산출

차체 구조물은 대부분 보 형상의 부재로 구성되어 있으면서 굽힘 하중을 받는다. 보 형상 구조물의 굽힘 하중으로 인한 붕괴에 대해서 D. Kecman³⁾은 직사각형 박스 튜브 형상이나 립드 채널 형상의 보 부재에 대해 좌굴의 영향을 포함한 최대 굽힘 모우멘트를 손쉽게 계산할 수 있는

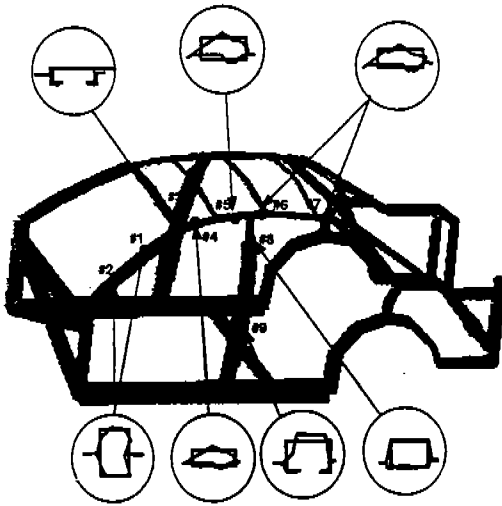


Fig.2 Simple beam model and plastic hinge concepts(A car)

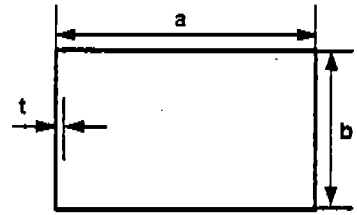
근사식을 실험적인 결과로부터 유도하였으며, 차체의 필라 부위에 대해 적용하여 실험과 잘 일치하는 것을 보였다. 이 식을 이용하기 위해서는 먼저 구하고자 하는 부재의 임의의 형상 단면을 동가의 박스 튜브 형상이나 릿드 채널 형상으로 바꾸어 주어야 하며 본 연구에서는 본 연구에 앞서 개발된 프로그램(REAL2SIM)을 사용하여 임의의 실 단면과 같은 특성치(Area, I1, I2)를 갖게 되는 두 단순 단면의 형상을 결정하여 다음과 같이 최대 굽힘 모우멘트를 계산하였다.

(1) 박스 튜브 단면 보의 최대 굽힘 모우멘트 (A. Box Type Fig.3(a))

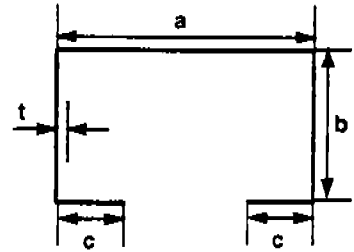
차체 부재의 불안정성은 스폿 용접에 의해서 불연속적인 닫힌 단면(Closed section) 구조에 기인하는 좌굴 발생이 대부분이다. 이러한 좌굴은 압축을 받는 부재에서 발생하며, 이때의 임계

$$\sigma_{cr} = 0.9E \left(\frac{t}{a} \right)^2 \left(5.23 + 0.16 \frac{a}{b} \right) \quad (1)$$

만약 $\sigma_{cr} < \sigma_b$ 이면 탄성 좌굴이 발생하며 그때 최대 굽힘 모우멘트는

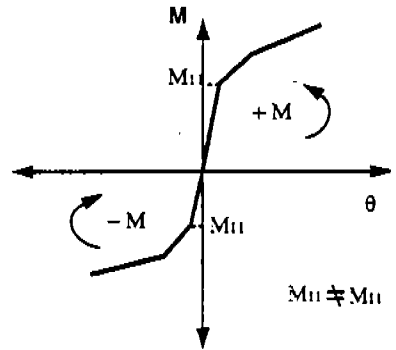


A. Box type

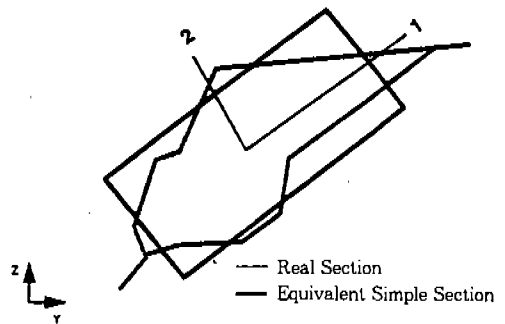


B. Lipped channel type

(a) Equivalent simple section



(b) Nonsymmetric behavior of general beam section



(c) Principal Axis of Equivalent simple section

Fig.3 Equivalent simple section

$$M_m = \sigma_p t b^2 \left(\frac{2a + b + a \left(0.7 \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_p} + 0.3 \right) \left(3 \frac{a}{b} + 2 \right)}{3(a + b)} \right) \quad (2)$$

이 된다. $\sigma_{cr} \geq \sigma_p$ 이면 전 소성 모우멘트(M_p)가 발생하며 이때 최대 굽힘 모우멘트는 M_p 와 같아진다.

$$M_m = M_p = \sigma_p t b^2 (a(b - t) + 0.5(b - 2t^2)) \quad (3)$$

또한 $\sigma_p \leq \sigma_{cr} \leq 2\sigma_p$ 이면 파단(Failure)이 발생하며 이때 최대 굽힘 모우멘트는 아래와 같아진다.

$$M_m = \sigma_p t b \left(a + \frac{b}{3} \right) + \frac{\sigma_{cr} - \sigma_p}{\sigma_p} \left(M_p - \sigma_p t b \left(a + \frac{b}{3} \right) \right) \quad (4)$$

(2) 릿드 채널 단면 보의 최대 굽힘 모우멘트 (B. Lipped channel section Fig.3(a))

릿드 채널로 가정될 수 있는 부재는 프론트 루프 레일, 사이드 루프 레일과 센타 루프 레일 부위이며 루프 붕괴 하중에 대해서는 이 부재들은 릿(Lip)이 압축을 받게 되므로 이때의 좌굴 임계 응력은

$$\sigma_{cr} = k_1 k_2 \frac{E}{1 - \nu^2} \left(\frac{t}{c} \right)^2 \quad (5)$$

이 되는데, 여기서 k_1 은 보의 기하학적인 형상 (L/c)에 좌우된다(k_1 의 값은 L/c 가 5 이상이면 0.416으로 거의 일정). 차체 구조에서의 L/c 는 5 이상이므로 여기서는 0.416을 사용하였다. 또한 k_2 는 비드(Bead)의 존재 등 릿 구조의 초기 불안정성을 고려하는 상수인데 본 연구에서는 이상적인 편평한 판에 대해서 사용하는 0.5를 사용하였다.

(3) 붕괴 방향 계산

비대칭 보 형상의 부재는 Fig.3(b)에서 처럼 같은 축에 대해서도 반대 방향의 붕괴 특성이 다르므로 먼저 실제 해석 대상의 하중이 가해지는

방향에 대해서 붕괴 강도를 구해야 하고 부재의 굽힘 방향은 Fig.3(c)와 같이 실제단면의 주축(Principal axis) 방향을 갖도록 하였다.

해석에 가정된 소성 힌지 부의 비선형 특성은 Fig.4와 같으며, 위에 기술한 과정으로 승용차A에 대해서 계산된 최대 굽힘 모우멘트를 Fig.5에 정리하여 나타내었다. 구조물의 붕괴 거동에 대해 소성 힌지의 탄성 영역은 소성 영역에 비해 그 영향을 무시할 수 있으므로, 최대 굽힘 모우멘트에 도달하기까지의 선형 구간에서 소성 힌지의 선형 굽힘 강성 값은 소성 힌지 단면을 갖는 외팔보(Cantilever beam)의 선형 해석 결과를 참조하여 $2.0 \times 10^5 \sim 3.0 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}/\text{deg}$ 의 값을 적당히 선택해 준다.

2.3 단순 모델의 구성 및 해석

모델 준비 과정을 요약하면 다음과 같으며 비선형 붕괴 해석은 상용 코드인 ABAQUS를 사용하였다.

- 초기 설계 단계의 대표 단면만으로 구성된 골조 모델을 정리한다.
- 접촉 순서가 실제와 같아지도록 CAD 형상 데이터를 이용하여 루프 사이드 레일의 형상을 부드럽게 하게 수정한다.
- 소성 힌지의 위치를 선정한다.
- 소성 힌지에 해당하는 단면을 박스 튜브나 릿드 채널 단면으로 등가화시켜서 최대 굽힘 모우멘트를 계산한다.

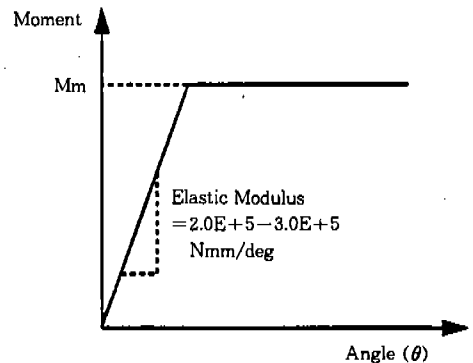


Fig.4 Assumed nonlinear behavior of plastic hinge





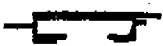



SECTION SHAPE	POSITION & Mm	SECTION SHAPE	POSITION & Mm
#1 	A PLR UPR : Roof s/d rail end	#5, #6 	S/D ROOF RAIL : Forming + Reinf end
	Mm = 284326 N*mm		Mm = 217050 N*mm
#2 	A PLR UPR : A PLR Reinf end	#7 	S/D ROOF RAIL : C PLR end
	Mm = 284326 N*mm		Mm = 272145 N*mm
#3 	FRT ROOF RAIL : Hole + A PLR end	#8 	B PLR UPR : Roof s/d rail end
	Mm = 53582 N*mm		Mm = 205207 N*mm
#4 	S/D ROOF RAIL : Forming + INR end	#9 	B PLR CTR : Hole + Waist line
	Mm = 213810N*mm		Mm = 571247 N*mm

Fig.5 Plastic hinge sections and maximum bending moments

- 계산된 굽힘 모우멘트를 특성값으로 하는 비선형 스프링을 보 모델에 추가한다.
- 경계 조건 및 하중 조건을 설정한다.

Fig.6에는 구성된 승용차A의 형상과 경계 조건을 나타내었다. 사이드 실(Side sill)의 양끝 4점에 대하여 6방향 자유도를 모두 구속하였으며 닫혀있는 도어(Door)의 영향을 고려하기 위하여 도어 록커(Door locker)부위 절점의 X방향 변위를 구속하였다. 해석 영역은 비선형 보 요소(B31) 182개와 소성 힌지를 표현하는 비선형 스프링 요소(JOINTC) 10개, 접촉 요소(Contact element)(IRS21) 112개 등 총 294요소와 127 절점을 갖는다. 실험 장비 형상이 임의의 각도를 갖는 평면이므로 평면 강체 표면 요소(Plane rigid surface element)(Type:Cylinder)로 모델링 하였으며, 대변형 해석을 하였고, 실험장비에 총 127mm(5inch)의 변위를 가하여 각 증분마다 변위와 반력을 구하였다⁴⁾.

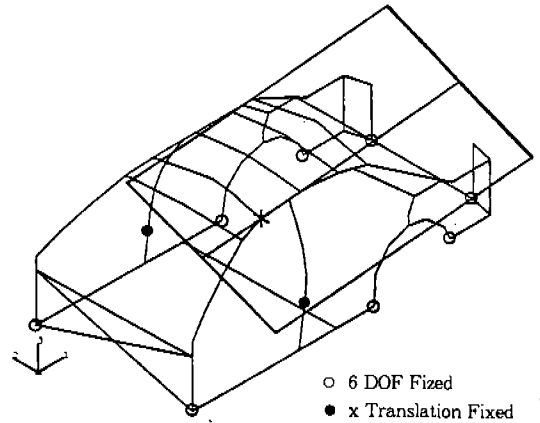
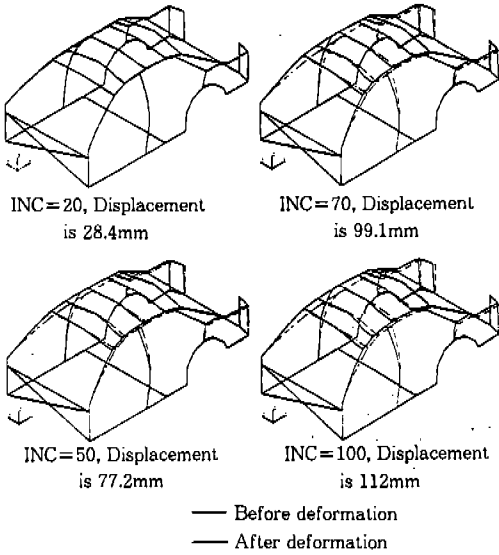


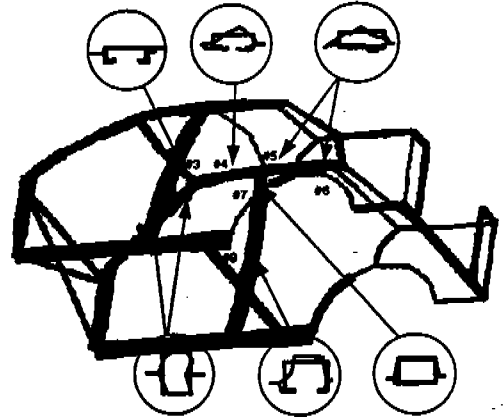
Fig.6 Roof crush finite elements model

2.4 해석 결과 및 검토

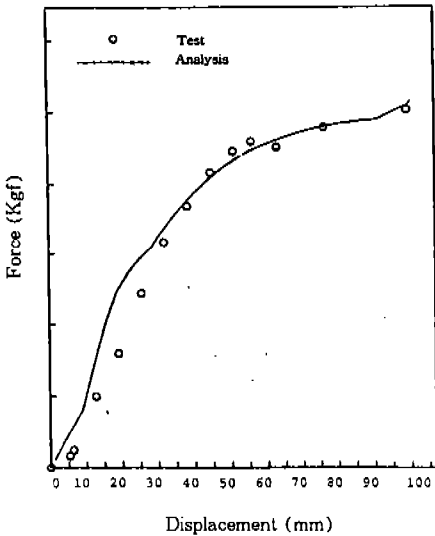
Fig.7(a)에는 해석이 진행되면서 변형되는 형상을 나타내었으며, Fig.7(b)에는 힘-변위선도의 해석 결과와 실험치를 나타내었다. 그림으로부터 거의 최대 붕괴 강도(Peak crush resis-



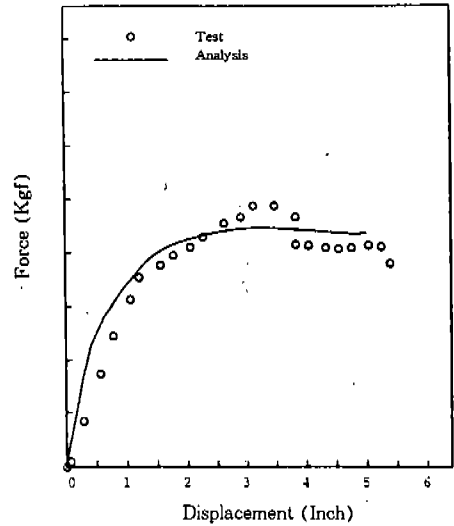
(a) Deformed shapes



(a) Simple beam model with plastic hinges



(b) Force-displacement curve



(b) Force-displacement curve

Fig.8 Roof crush analysis (B car)

Fig.7 Roof crush analysis results (A car)

tance)까지 실험과 일치하고 있음을 알 수 있다. 변형 양상을 보면 소성 힌지는 사이드 루프 레일 (#5→#4)→프론트 루프 레일 (#3)→프론트 필라(#1)→센터 필라(#8)→프론트 필라(#2)→센터 필라(#9)→사이드 루프 레일(#7)의 순서로 발생함을 알 수 있었다. 2inch 이후에

는 더 이상의 하중 증가가 없으며 이때 센터 필라까지 충분히 붕괴되고 있는 것을 알 수 있다. 이러한 해석 기술을 설계에 적용하면 초기 설계 단계에서 설계 변경의 영향을 손쉽게 알 수 있다.

3. 승용차B 적용

앞에서 개발한 같은 개념의 소성 힌지를 갖는

단순 보 모델을 이용한, 루프 붕괴 해석 기술의 타당성을 검토하기 위해서 승용차B에 재적용, 실험 결과와 비교하였다.

3.1 해석 모델

승용차A의 경우와 같이 먼저 소성 한지 발생 가능성이 있는 단면에 대해서 최대 굽힘 모멘트를 계산한 후 그 특성을 갖는 비선형을 이용해서 Fig.8(a)의 모델을 구성하였고, 해석 과정은 승용차A의 경우와 동일하게 적용하였다.

3.2 해석 결과 및 검토

Fig.8(b)에서 보듯 힙-변위 선도가 실험과 전체 범위에 걸쳐 잘 일치함을 알 수 있다. 승용차 A와는 다르게 센터 필라와 리어 필라 레일의 연결부까지 큰 변형이 일어났으며 이는 차체의 길이가 승용차A에 비해 작기 때문에 실험장비의 강체 평판이 리어 필라 부위까지 닿기 때문이다. 그러나 승용차A에서 처럼 센터 필라에는 소성 한지를 고려하지 않아도 된다. 이는 모델의 형상 위에 실험 장비 강체 평판을 가상으로 127mm (5inch) 내려볼 때 예측 가능하며, 이후에 승용차B 보다 차체 길이가 더 작은 차종에 대해서는 기하학적인 사전 검토로부터 충분히 붕괴될 것이라 판단되면 그 부위 까지 소성 한지를 도입해서 모델에 포함시켜야 한다.

4. 결 론

소성 한지 개념을 결합한 단순 보 모델을 개발, 비선형 해석을 수행하여 승용차A 및 B의 루프 붕괴 해석에 적용한 결과, 차체 붕괴 특성을 나타내는 하중-변위 변화 곡선과 붕괴 강도를 예측할 수 있었으며 실험 결과와 잘 일치하는 결과를 얻었다.

본 연구를 통해 개발한 해석 기술을 설계에 적용할 경우, 초기의 개념 설계 시점에서부터 정해진 초기 단면 정보를 이용하여 루프 붕괴 강도를 신뢰성 있게 예측할 수 있으며, 모델이 단순하여 변경 부위 및 변경 부재에 대한 강도 특성 변화를 용이하게 파악할 수 있으므로 승용차 차체의 경량화에 효과적으로 적용될 수 있다.

후 기

본 연구는 대구효성카톨릭대학교의 연구비에 의해 수행되었습니다.

관련자료 제공과 조언을 해주신 현대자동차 승용제품개발 2연구소 연구 1팀 여러분께 감사할

참 고 문 헌

1. S. J. Kang and J. H. Choi, Design Sensitivity of Body Structure Using Skeleton Model, SAE912514, IPC-6, 1991.
2. D. Kecman and J. Miles, Application of the FEM to the door intrusion and roof crush analysis of a passenger car, SAE790990, 1979.
3. D. Kecman and G. D. Suthurst, "Theoretical Determination of the Maximum Bending Strength in Car Body Structure", IMechE, C181, pp. 53~61, 1984.
4. ABAQUS user's manual and theory manual.
5. N. Jones and T. Wierzbicki, Structural Crashworthiness, Butterworths, 1985.