

〈논 문〉 SAE NO. 97370025

단순 차체 모델링을 이용한 차량 정면충돌해석

Frontal Crashworthiness Analysis of Vehicle Using Simplified Structure Modelling

김 홍 수*, 강 신 유**, 이 인 혁***, 박 신 희*, 한 동 철****
H. S. Kim, S. Y. Kang, I. H. Lee, S. H. Park, D. C. Han

ABSTRACT

Modelling and crashworthiness analysis of simplified vehicle structures with beam element and nonlinear spring element to which axial and bending collapse mechanisms are applied are carried out. And on the basis of these analyses, two types of full car modelling and crashworthiness analyses with nonlinear spring and beam element are accomplished. The one is the full car model of which 30% of the structures are modelled with nonlinear spring and beam element, and the other 75% of whole structures. And the results are compared with those of full car analysis with shell element.

주요기술용어 : Nonlinear spring element(비선형 스프링 요소), Beam element(보 요소), Full car(전 차체), Shell element(셸 요소), Crashworthiness analysis(충돌해석)

1. 서 론

자동차 산업의 발달에 따라 소비자들의 자동차 안전에 관한 요구는 계속해서 증가하고 있다. 또한 컴퓨터의 성능 향상과 응용 소프트웨어의 발전에 따라 수치 모델로 차량 충돌해석을 수행할 수 있게 되었으며 이 때에 주로 셸 요소로 차체

부재들을 모델링하여 충돌해석을 수행하는 방법¹⁾이 많이 사용되고 있다. 그러나 이때 전차체(full car) 모델의 충돌해석의 경우 약 3만개 이상의 요소수가 요구되어 엄청난 계산 시간이 소요되기 때문에 설계 완료 시점에서의 검증용을 위한 자세한 해석용으로는 적합하겠으나 설계 초기단계에서와 같이 형상 데이터가 부족한 경우나 차체 부재를 다양한 형상으로 바꾸어 해석하고자 하는 경우에는 신속한 결과 도출이 어렵기 때문에 부적합하다고 할 수 있다.

이에 비하여 또 하나의 충돌해석 방법으로 1970

* 정회원, 서울대학교 대학원 기계설계학과
** 정회원, 강원대학교 정밀기계공학과
*** 쌍용자동차(주)
**** 정회원, 서울대학교 기계설계학과

년대에 많이 사용되었던 집중질량-스프링 모델 (lumped mass-spring model)²⁾의 경우에는 계산 시간은 얼마 걸리지 않으나 그 결과가 다소 부정확하고 차체 각 부재의 선행 실험이 요구되기 때문에 최근에는 잘 사용되고 있지 않다.

본 연구에서 제안하는 단순 차체 모델링을 이용한 충돌해석방법은 충돌 하중을 흡수하는 차체의 주요 부재는 보 요소나 비선형 스프링 요소로 모델링하고, 나머지 판재 부분은 셸 요소로, 엔진 블럭이나 변속기 같은 강체 부재는 강체요소로 모델링하여 충돌해석을 수행하는 방법이다.

차체 부재가 충돌하중을 받을 때 일어나는 지배적인 붕괴는 축방향 붕괴와 굽힘방향 붕괴인데 주요 부재를 보 요소만으로 모델링 할경우 각 붕괴에 대하여 소성 힌지가 발생하는 국부적인 붕괴거동을 표현할 수 없으므로 비선형 스프링 요소를 사용하여 이를 구현, 모델링 하였다. 비선형 스프링 요소의 힘-변위 선도 및 모우멘트-회전각 선도는 각각 Wierzbicki^{3),4)}의 축방향 붕괴 이론, Kecman⁵⁾의 굽힘 붕괴이론을 이용하여 계산, 적용하였다.

이 방법으로 차체를 구성하는 부재의 형상을 단순화 한 직선형 부재와 S자형 부재에 대한 해석을 수행하여 축방향붕괴와 굽힘방향 붕괴에의 비선형 스프링 적용의 타당성을 살펴보고 이 결과를 이용하여 전 차체를 셸 요소로 모델링하여 해석한 결과와 보 요소 및 비선형 스프링 요소를 사용하여 요소수를 70% 정도로 줄인 경우, 25% 정도로 모델링 한 경우에 대하여 해석을 수행하고 그 결과를 비교, 검토하고자 한다.

본 연구에서 사용한 동적 해석 코드는 PAMC-RASH¹²⁾이며 컴퓨터 HP735 workstation을 사용하였다.

2. 기본 이론 및 모델링 방법

자동차의 충돌과 같은 대변형이 일어날 때에 각 부재의 지배적인 붕괴는 축방향 붕괴(axial collapse)와 굽힘방향 붕괴(bending collapse)이다. 따라서 충돌하중 하에서 차체 구조를 비선형 스프링 요소로 모델링 하기 위해서는 이 두가지

붕괴특성을 미리 파악해야 한다.

2.1 축방향 붕괴이론

어떠한 부재가 축방향으로의 하중을 받아 붕괴될 때의 접합 구조, 힘-변위와의 관계, 평균 붕괴하중 등에 대한 많은 연구가 있어 왔다.^{3),4),6)~9)} 본 연구에서는 그 중에서 가장 널리 쓰이고 또 인용되고 있는 Wierzbicki^{3),4)}의 이론을 이용하여 비선형 스프링의 특성치로 사용하고자 한다.

Wierzbicki의 이론에 의하면, 부재가 축방향으로 붕괴될 때의 에너지 평형식은 다음과 같다.⁴⁾

$$W_{ext} = P(\alpha) \delta = W_{int} = \int_S (Mu\alpha\alpha' \chi_{\alpha\alpha} + N\alpha\alpha' \epsilon_{\alpha\alpha}) dS + \sum_{i=1}^n \int_{L^{(i)}} M_0^{(i)} [\theta^{(i)}] dl^{(i)} \quad (1)$$

Fig.1의 각 요소에서의 에너지 흡수량을 계산하여 이를 모두 합한 것을 E_{total} 이라고 한다면 평균하중 P_m 은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P_m \cdot \delta_f = E_{total} \quad (2)$$

여기서 δ_f 는 부재가 붕괴하는 총 변위량이다.

2.2 굽힘 붕괴이론

본 연구에서 사용한 굽힘 붕괴에 관한 이론은 Kecman⁵⁾의 이론이다. 부재가 축방향으로 붕괴할 때에 Fig.2의 각 국부 힌지선에서 에너지 흡수가 발생하며, i번째 힌지선에서 흡수된 에너지

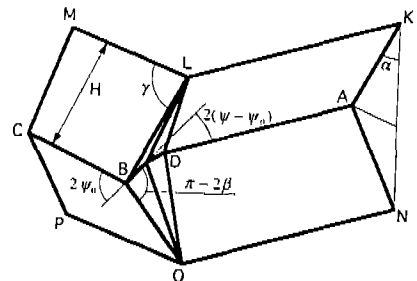


Fig.1 Axial collapse element

를 $W_i(\theta)$ 라고 한다면 총 에너지 흡수량은

$$W(\theta) = \sum_{i=1}^8 W_i(\theta) \quad (3)$$

이다.

이를 이용하여 모멘트를 구하면 다음과 같다.

$$M(\theta) = \frac{W(\theta + \Delta\theta) - W(\theta)}{\Delta\theta} \quad (4)$$

따라서 각 변형각에 대한 모멘트를 계산하여 낼 수 있다.

2.3 모델링 방법

비선형 스프링의 특성으로 주어져야 할 것들은 힘-변위, 모멘트-변형각의 가하중 (loading), 제하중 (unloading) 곡선 들이다. 힘-변위 선도는 2.1절에서 기술한 방법으로 각 부재의 치수, 재료에 따라 평균 하중 P_m 을 구하여 Fig.3과 같이

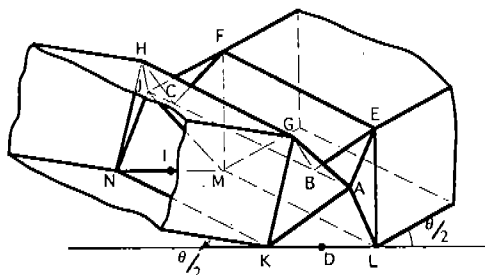


Fig.2 Bending collapse element

입력하였으며, 모멘트-변형각 곡선은 2.2절의 방법을 프로그래밍하여 부재의 치수, 재료에 따라 Fig.4와 같이 입력하였다. 직선형 박판 부재가 축방향으로 붕괴될 때에는 주름이 형성되는 것에 따라서 하중값이 골과 산이 나타나는 파형적으로 그러지게 되며 이를 미리 예측할 수 있는 방법에 대한 연구도 있어 왔다.^{3), 4), 5), 9)} 그러나 본 연구에서는 이 과정을 모두 고려하지 않고 평균하중 P_m 만을 구하여 입력하였는데 이는 에너지 면에서 과정을 전부 고려하는 것과 오차가 그리 크지 않고 또한 전차체가 붕괴하면서 나타나는 반력면에서 볼 때 그 진폭이 미비하기 때문이다. 그리고 제하중 (unloading)에 관한 특성치도 입력하여 탄성역에서의 변형을 고려한 영구 변형이 존재하도록 하였다.

3. 단순 부재에의 적용

3.1 데이퍼진 모자형 단면 부재

치수 45×60~80×60(mm), 길이 480mm, 플랜지 너비 15mm, 두께 1mm의 테이퍼 진 모자형 단면 부재를 비선형 스프링으로 근사화 하여 해석을 수행하였다. 본 연구에서 사용한 Wierzbicki의 방법 이외에도 Okubo⁶⁾, Masanori⁷⁾, Mahmood⁵⁾의 방법들로도 힘-변위 선도를 계산하여 해석을 수행하고 그 결과를 Fig.5, Fig.6에 함께 도시하였다. 400kg의 질량을 붙여 10m/s의 속도로 강체벽 (rigid wall)에 충돌시킨 결과로 셀 요소로 모델링 하여 해석한 결과와 비선형 스프링 요소에 의한 결과가 평균 반력, 흡수된 에너지 면에

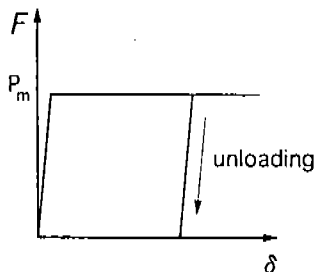


Fig.3 F-δ curve

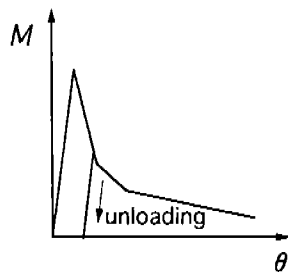


Fig.4 M-θ curve

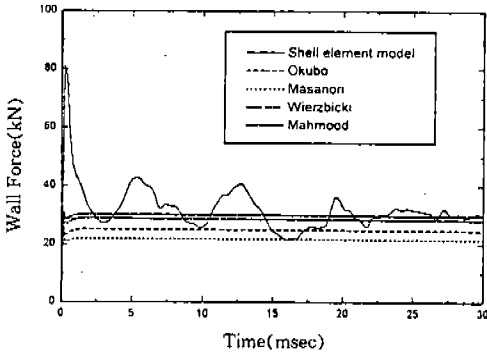


Fig.5 Time-Force curves



Fig.7 S-shaped member

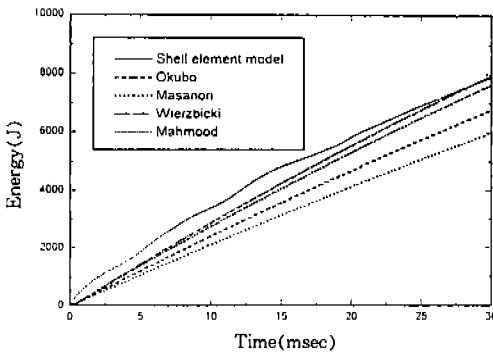


Fig.6 Time-Energy curves

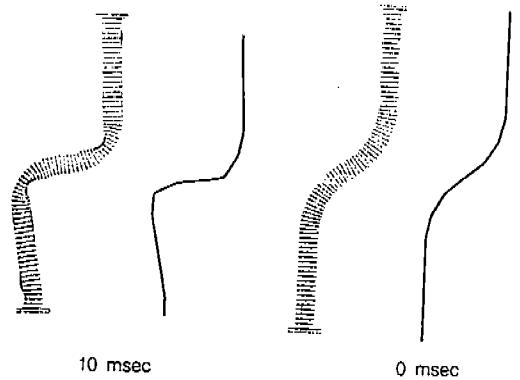


Fig.8 Deformed shapes

서 비슷한 결과를 나타내고 있으며 그 중 본 연구에서 사용한 Wierzbicki의 방법의 경우가 가장 잘 일치함을 보여준다. 이때에 셸 요소 모델의 계산 시간은 약 7200초이며 비선형 스프링 모델은 8초로 계산시간을 대폭 줄일 수 있었다.

3.2 S자형 사각부재

굽힘붕괴 하중을 받는 비선형 스프링을 검증하기 위해 Fig.7의 S자형 부재에 대하여 해석을 수행하였다. 400kg의 집중질량을 붙여서 강체벽에 10m/s의 속도로 충돌시킨 경우이며 셸 요소로 모델링하여 해석을 수행하고 이를 보 요소에 동적 상태를 고려하여 특성치를 계산한¹⁰⁾ 비선형 스프링을 양단에 붙인 요소로 모델링 한 것 (beam-spring model)과 단순히 보 요소로만 모델링 한 것 (beam element model)의 결과를 도

시하였다. 두 모델 모두 S자형 부재를 길이방향으로 구간을 나누어 각 구간을 보 요소로 모델링 하였는데 (보-스프링 모델은 각 보 요소 양단에 비선형 스프링 설치) 이 때 소성현상이 발생할 가능성이 높은 부분 (곡선 부분)은 그 구간의 크기를 작게 하여 요소가 촘촘히 설치되게 하였다. Fig.8에서 셸 요소 모델과 보-스프링 모델의 변형 형상을 나타내었다. 그리고 Fig.9에 강체벽에서의 반력을, Fig.10에서 흡수된 에너지를 나타내었다. 2.2절의 방법을 이용한 보-스프링 모델이 보 요소 모델의 경우보다 국부 현지의 특성을 잘 나타내어 셸 요소의 결과와 반력, 에너지 면에서 더 유사한 결과를 보여주고 있다. 이 경우에 있어서도 계산 시간은 셸 요소 모델이 10833초, 보-스프링 모델이 320초로서 약 3/100으로 단축되었다.

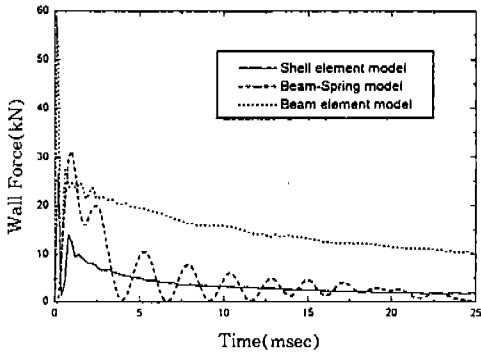


Fig.9 Time-Force curves

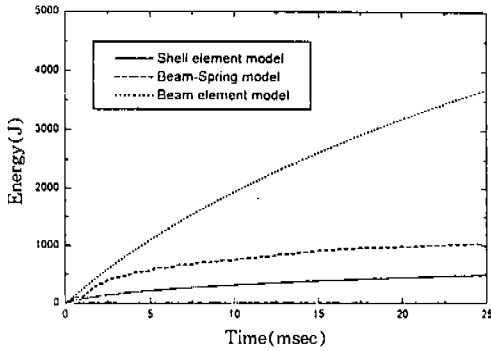


Fig.10 Time-Energy curves

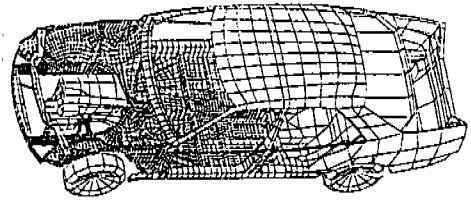


Fig.11 Full car model

모델링 방법으로 보 요소와 비선형 스프링으로 치환시킨 모델이다. 앞쪽 측면부재를 길이 방향으로 7부분으로 나누어 각 절점과 기존의 셀 요소로 모델링 되어 있을 때 접합되어 있던 부분들, 즉 에이프런(apron), 쇼크 업소버 타워(shock absorber tower), 엔진 크로스 멤버(engine cross member), 3포크 멤버(three poked member), 파이어 워(fire wall)등을 강체 구속(rigid constraint)으로 연결하였다. 따라서 앞쪽 측면 부재가 비선형 스프링으로 모델링 된 상태에서 에이프런, 엔진 크로스 멤버, 3포크 멤버, 파이어 워 등의 부재와 접합이 되어 힘과 모우먼트가 전달이 되게 된다.

이때의 총 요소수는 7,550개이다.

전차체 단순 모델 2는 전차체에서 크게 충돌하중에 영향을 주지 못하는 부재를 삭제시키거나 동가의 보 요소로 치환시키고 나머지 주요 부재들을 전부 보 요소, 비선형 스프링 요소로 모델링한 모델이다. 주로 축방향 하중을 주로 받는 부재들을 비선형 스프링 요소로 모델링 하였으며 그렇지 않은 부분은 보 요소를 사용하였다. 파이어 워와 객실 바닥(floor)일부, 변속기 터널(transmission tunnel) 등의 부재들은 엔진 앞부분의 변형에 이어 엔진이 강체벽과 충돌된 후 엔진과 다시 충돌되어 하중면에서 중요한 영향을 주므로 모델링 과정에서 제거하지 않고 그대로 셀 요소로 두었다. 이때에 엔진, 변속기 부분과의 접촉을 고려하였다. 엔진 크로스 멤버도 엔진과 직접 맞닿아 하중에 중요한 영향을 주는데 이를 단순히 보 요소로 바꾸어 버리면 이를 구현하기가 힘들다. 따라서 이 부분을 동가의 보로 모델링 한 후, 엔진과 닿을 부분을 간단하게 셀 요

4. 전차체 정면충돌해석

Fig.11와 같은차량 모델을 대상으로 하여 보 요소와 비선형 스프링으로 모델링 하여 해석을 수행하였다. 셀 요소 모델은 요소수 10912개의 모델이며 심한 변형이 나타나는 차체의 앞부분은 자세히 모델링이 되어 있고 뒷 부분은 다소 요소 크기가 크게 모델링이 되어 있다. 모델링에서 제외된 세세한 부품들은 집중질량으로 대체되어 있고 부재간의 접촉(contact)이 고려되었다. 초기 속도는 13.72m/s이며 강체벽에 100% 정면충돌시켰다.

전차체 단순 모델 1은 정면 충돌시 가장 중요한 역할을 담당하는¹¹⁾ 앞쪽 측면부재(front side rails)와 앞쪽 끝단부재(front end), 측면 바닥턱(side sill), 그리고 B 필라를 앞에서 기술한

Table 1 Summary of full car crash analysis

	전차체 셸 요소 모델	전차체 단순 모델 1	전차체 단순 모델 2
요소 수	10912	7550	2310
계산 시간	41900초 (11시간 38분 20초)	29660초 (8시간 14분 20초)	6660초 (1시간 51분)

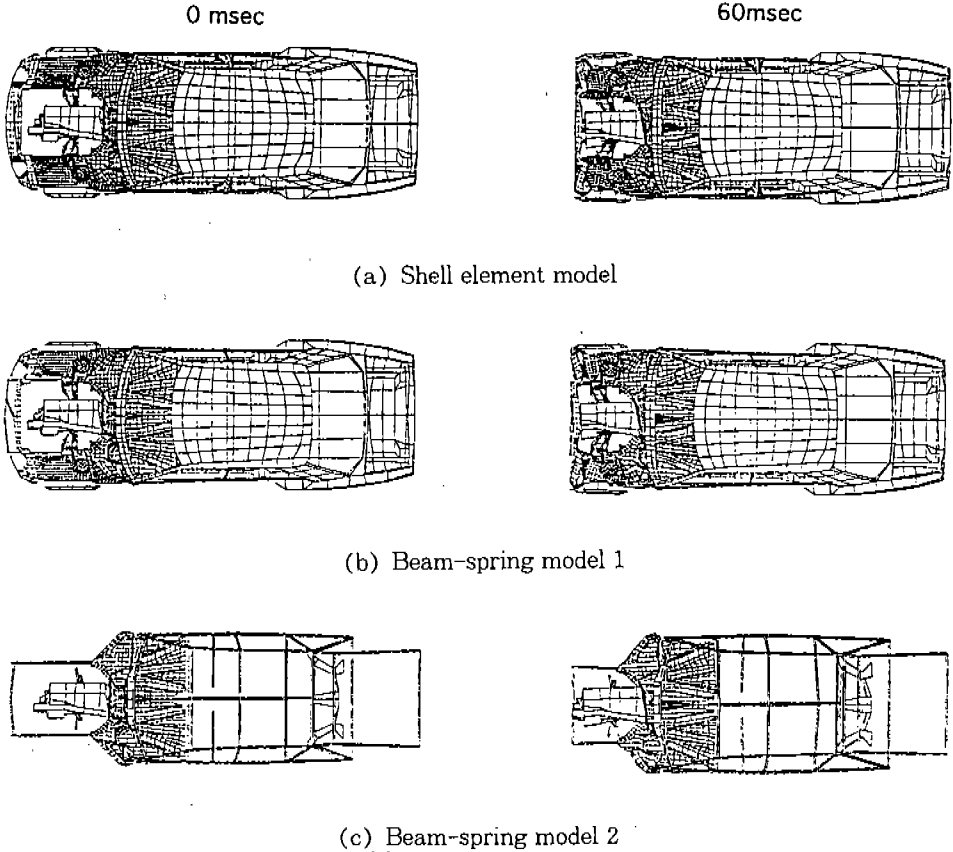


Fig.12 Deformed shapes

소로 모델링하여 이를 강제 구속으로 연결하였다. 이렇게 함으로써 실제 엔진이 엔진 크로스 멤버와 부딪히는 양상을 구현할 수 있다.

전차체 단순 모델 2의 총 요소수는 2310개이다.

그 해석 결과를 Fig.12, Fig.13, Fig.14에 나타내었다. 전반적인 변형 거동은 세가지 모델이 모두 비슷하며 초기 20msec까지의 평균하중이

거의 흡사함을 볼 때 앞쪽 측면 부재의 비선형 스프링으로의 치환이 잘 이루어 졌음을 볼 수 있다. 엔진부의 벽면 충돌로 인하여 20~30msec에서 하중이 급격히 증가할때의 하중은 세가지 모델이 거의 흡사하며 주변 부재들과 엔진, 변속기 부와의 충돌로 35msec 부근부터 하중이 다시 증가할 때의 하중값에서 전차체 단순 모델 2

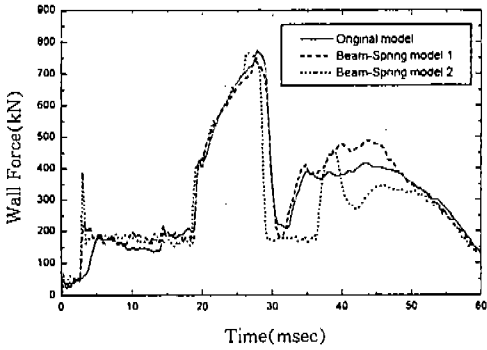


Fig. 13 Time-Force curves

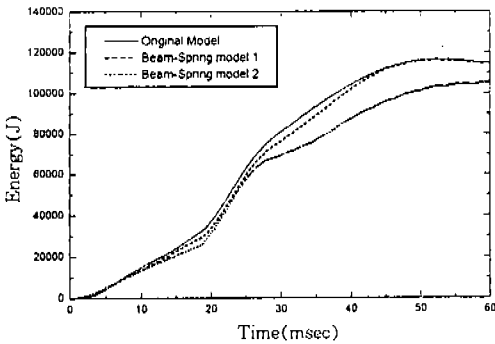


Fig. 14 Time-Energy curves

가 셀 요소 모델의 결과와 다소 차이를 나타냄을 볼 수 있다. 이는 객실 바닥 부분이 거의 제거되어 모델링 되었기 때문에 이 부분의 거동이 표현되지 못하였기 때문으로 사료된다. 이 구간을 지나 충돌이 끝나고 하중이 감소하는 50msec 부터의 거동은 거의 유사함을 보여주고 있다.

계산 시간은 셀 요소 모델이 41900초, 전차체 단순모델 1이 29660초, 전차체 단순모델 2가 6660초 소요되었다. 전차체 단순모델 2의 경우, 셀 요소 모델의 계산시간의 16% 정도의 계산 시간으로 오차 15% 내외의 해석 결과를 도출해 낼 수 있었다. 따라서 보 요소, 비선형 스프링을 이용한 단순 차체 모델링 방법은 차체 충돌 해석의 유용한 도구로 쓰일 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

Wierzbicki의 축방향 붕괴 이론과 Kecman의 굽힘 붕괴 이론을 특성치로 적용한 비선형 스프링 요소와 보 요소를 이용하여 단순 부재와 전차체 충돌해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) Wierzbicki의 축방향 붕괴와 Kecman의 굽힘 붕괴 이론은 차체 각 부재의 비선형 스프링 요소로의 치환에 잘 적용될 수 있다.
- 2) 차체 충돌해석에서 많은 요소수의 셀 요소 모델은 등가의 보 요소와 비선형 스프링 요소 모델로 치환되어 계산 시간의 상당한 단축을 이룰 수 있었으며 이를 이용한 전차체의 모델링 및 해석은 계산 시간을 획기적으로 단축하여 설계 초기단계에서 유용한 도구로 사용될 수 있다.

후 기

본 연구는 서울대학교 터보동력기계 연구센터를 통한 과학재단 우수연구센터 지원금과 차세대 자동차 기술개발(G7 project) 연구과제의 지원으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. A. Toyama, K. Hatano, E. Murakami, "Numerical Analysis of Vehicle Frontal Crash Phenomena", SAE paper 920357
2. B. D. Walker, John C. Miles, Timothy J. Keer, "Vehicle Crashworthiness from Lumped Parameter to Continuum Models", Proceedings of Symposium on crashworthiness and Occupant Protection in Transportation systems, AMD Vol. 169, ASME, pp 67~82, 1993
3. T. Wierzbicki, W. Abramowicz, "On the Crushing Mechanics of Thin Walled Structures", Journal of Applied Mechanics,

- Vol. 50, pp. 727~734, 1983.
4. W. Abramowicz, T. Wierzbicki, "Axial Crushing of multicorner Sheet Metal Columns", Journal of Applied Mechanics, Vol. 53, pp. 113~120, 1989
 5. D. Kecman, "Bending Collapse of Rectangular and Square Section Tubes", Int. J. Mech. Sci., Vol. 25, No. 9, 10, pp. 623~636, 1983.
 6. Y. Okubo, T. Akamatsu, K. Shirasawa, "Mean Crushing Strength of Closed-Hat Section Members", SAE paper 740040
 7. Masanori Tani, Akio Funahasi, "Energy Absorption by the Plastic Deformation of Body Structural Members", SAE paper 780368
 8. H. F. Mahmood, a. Paluszny, "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management Their Strength and Mode of Collapse", SAE paper 811302
 9. 김천옥, 한병기, "이중 모자형 단면부재의 압괴 연구", 한국 자동차 공학회 논문집, Vol. 3, No. 3, pp 29~36, 1995
 10. 이태오, "충돌하중하에서의 보 구조물 해석", 서울대학교 공학석사학위 논문, 1990
 11. 박신희, "자동차 측면부재의 충돌특성 향상에 관한 연구", 서울대학교 공학석사학위 논문, 1995
 12. PAMCRASH User's Manual Ver. 1995, Engineering Sysyem International