

보 요소와 비선형 스프링 특성을 이용한 버스 전복 해석

박수진¹⁾ · 유완석^{*2)} · 권연주³⁾ · 김진배⁴⁾

국방기술품질원¹⁾ · 부산대학교 기계공학부²⁾ · 부산대학교 기계설계공학과³⁾ · (주)대우버스⁴⁾

Rollover Analysis of a Bus using Beam Element and Nonlinear Spring Characteristics

Sujin Park¹⁾ · Wansuk Yoo^{*2)} · Yuenju Kwon³⁾ · Jinbae Kim⁴⁾

¹⁾Defense Agency for Technology and Quality, Changwon PO Box 24, Changwon-si, Gyeongnam 641-600, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

³⁾Department of Mechanical Design Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

⁴⁾Daewoo Bus Corporation, 75-11 Gumsa-dong, Gumjeong-Gu, Busan 609-809, Korea

(Received 29 March 2006 / Accepted 2 August 2006)

Abstract : In case of bus rollover, the body structure of the bus should be designed to ensure the survival space for passengers. So, this study focuses on evaluating rollover strength through a computer simulation using the commercial code, LS-DYNA3D at the initial stage of vehicle development. For this study, section structure was modeled using a simple beam element, and impact boundary conditions required by ECE(Economic Commission for Europe) regulation No.66 were applied. In order to confirm the validity of the beam element bus model, the results compared with the test results and shell element bus model. The analysis errors from beam element bus model are due to the difference in strain energy of joint area between beam and shell model. In this study, a method for the joint modeling was suggested by using nonlinear springs to which the collapse mechanisms were applied.

Key words : Rollover strength(전복 강도), Survival space(생존 공간), ECE regulation(유럽경제위원회 법규), Beam element(보 요소), Nonlinear spring(비선형 스프링), Collapse theory(붕괴 이론)

1. 서론

버스는 상용 교통수단으로 사용되는 경우가 대부분이므로, 운행시간이 길고 사용빈도가 높으나, 그 안전성에 대한 연구와 관심은 비교적 낮은 편이다. 주행 시에는 상대적으로 큰 관성을 가지며 사고 시 많은 사상자를 야기하므로 충돌에서의 안전성에 대한 연구와 수준 높은 해석 및 시험이 수행되어야 하는 차종이다. 국내에서 자동차 소비자들의 안전성에 대한 인식과 이해가 높아지고 있는 것과 동시에

해외에서의 관련 법규가 시행되면서, 버스 제작사 및 연구기관에서 여러 형태의 연구 및 개발이 진행되고 있다.

호주에서는 1992년부터 ADR 59¹⁾ (Australian Design Rule 59)에 전복(rollover)시의 차체 변형량을 규제하기 시작했고, 유럽 또한 동일내용의 ECE²⁾ (Economic Commission for Europe 66)에 의한 규제를 실시하고 있으므로, 전복시의 생존 공간(survival space) 확보가 가능한 버스 구조의 개발은 우선적으로 연구되어야 함을 알 수 있다. 실험에 의한 전복 강도(rollover strength) 연구는 많은 경비와 시간이

*Corresponding author, E-mail: wsyoo@pusan.ac.kr

들고 분석이 어려운 반면, 컴퓨터의 하드웨어와 소프트웨어의 진보로 보편화된 유한요소해석을 이용한 전복해석은 실험의 많은 단점을 극복하므로 현재 이의 사용이 일반적인 추세이다.

그러나 기존의 셀 요소를 이용한 버스 해석^{3,4)}은 빠른 설계 변경이 힘들고, 해석결과가 요소 수에 민감하며, 모델링에 많은 시간과 노력이 소요된다. 본 연구에서는 모델링 및 계산시간을 단축시킬 수 있는 보 요소를 이용하여 버스 전복 해석을 수행하였으며, 보와 보가 만나는 결합부의 강성이 과대평가되는 문제점을 보완하기 위해 결합부를 비선형 스프링 요소를 이용하여 수정 하는 기법을 사용하였다. 승객 생존 공간의 확보를 좌우하는 굽힘 붕괴 거동을 실제와 가깝게 표현하였으며, 해석 결과를 버스 제작사로부터 제공받은 실차에 대한 전복 실험 결과와 비교하여, 사용된 해석 기법의 유용성과 타당성을 검증하였다.

2. 차체 단품 전복 실험

2.1 버스 전복 관련 법규

대형버스의 전복 시 생존공간의 확보를 위해 다음의 4가지 중의 한 방법을 수행하여, 차체가 가져야하는 강도를 만족하도록 규정이 시행되고 있다.²⁾

- 1) 전복 시험 : 완성차(complete vehicle)
- 2) 전복 시험 : 차체 단품(body section)
- 3) 진자(pendulum) 시험 : 차체 단품
- 4) 강도 계산 : 상부구조(superstructure)

계산에 의한 강도 입증은 반드시 완성차만을 대상으로 하는 것은 아니며, 무게 중심 등의 부수조건들이 완성차와 일치하는 상부 구조나 차체 구조의 한 부분 중 2개 이상의 기동을 포함한 차체 단품으로 완성차를 대변할 수 있다. 생존 공간(survival space)은 Fig. 1에 정의된 바와 같이 차체 바닥과 프레임으로부터 일정거리만큼 떨어진 높이 750mm의 사다리꼴로 정의된다.

2.2 전복 시험

실차를 이용한 전복 실험은 유럽 경제 위원회 법

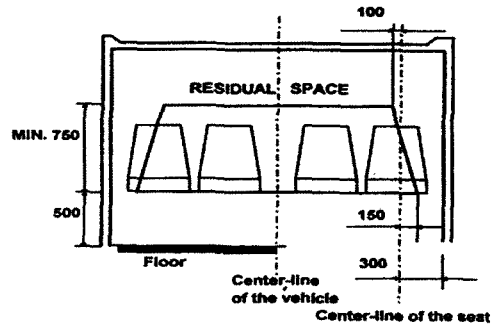


Fig. 1 Definition of RESIDUAL SPACE

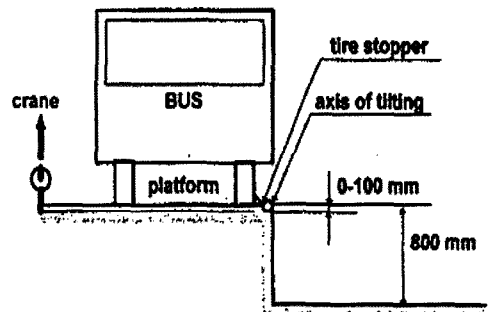


Fig. 2 Rollover test apparatus

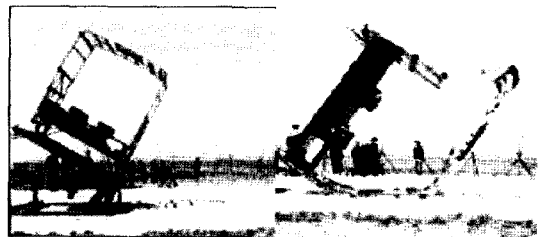


Fig. 3 Rollover test of the bus body section structure

규의 조건을 만족하는 방법으로 수행되었으며, 완성차 제조업체에서 이미 보유하고 있는 결과를 활용하였다.³⁾ Fig. 2와 같이 차체 단품을 지면에서 800mm 높이의 회전식 플랫폼 위에 위치시킨 후 거상용 지그를 들어 올려 차량의 무게중심이 거상 한지 중심선 바깥쪽으로 이동되면 회전가속도와 함께 자유낙하가 되도록 하였다. 차체 프레임의 무게는 330kg이고, 기타 구조물의 무게를 보상하기 위하여 125kg의 추 4개를 부착하여 시험 차체의 총 중량은 830kg이다.

Fig. 3은 전복 전후의 잔여공간의 모습이다. 전복 후 변형된 차체프레임이 잔여 공간을 침범하지 않

았음을 알 수 있다.

전체적인 변형 양상은 측면 부재의 용접 결합부 근처의 부위가 소성 변형하여, 전복 시 전형적인 붕괴양상을 보였으며, 부재의 개단면(open section)에서는 국부적인 붕괴도 나타났다. 차체의 측면 부재가 하단 창틀 프레임과 만나는 부분에서 측면 부재에 대하여 Fig. 4에서 보는 바와 같이 굽힘 붕괴(bending collapse)양상을 보였으며, 이 부분의 강도는 전체적인 변형을 좌우하므로 생존 공간의 확보 측면에서 가장 중요한 부위임이 판명되었다.

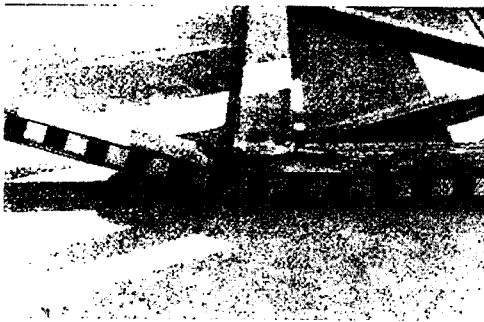


Fig. 4 Side pillar frame under bending collapse

3. 차체 단품 전복 해석

3.1 셸 요소를 이용한 모델

차체 단품은 주로 프레임 구조로 구성된 골격 구조이다. 프레임은 상용차의 경우 충돌이 일어날 때 전체 충돌에너지의 약 60~70 %를 흡수하고 전달하는 중요한 부재이다.^{6,7)} 적은 충격에너지를 흡수하는 외부 판넬과 리드류는 모델링에서 생략하였다.⁸⁾ 프레임은 셸 요소로 모델화되었으며 무게 보상을 위한 추는 집중 질량으로 고려되었다. 또한 재료는 소성 영역에서의 거동을 포함하는 탄소성(elastic-plastic steel) 특성을 가지며, 비선형 부분은 부분선형(piece-wise linear)화하여 부여하였다.

3.2 보 요소를 이용한 모델

버스의 개발초기 단계에서 빠른 해석으로 차량의 전복특성을 파악하기 위해서는 단순모델에 대한 평가가 필수적이다.⁸⁾ 보 요소를 이용한 해석은 모델링 시간을 단축하고 컴퓨터 계산시간의 단축까지도 고려할 수 있다. 모델에 사용된 보 요소는 LS-DYNA의

보 요소에서 박스 튜브형에 주로 사용하는 Resultant Plasticity의 재료 특성을 갖는 Belytschko-Schwer 보 요소를 사용하였으며 사용된 보 요소는 단면의 면적, 2차 관성모멘트, 비틀림 상수 및 Shear Area의 단면 특성치를 셸 모델과 동일하게 적용하였다.⁹⁾ 무게 보상을 위한 추와 경계조건 역시 셸 모델과 같은 조건으로 고려되었다.

3.3 해석 결과

버스 전복 시물레이션을 통해 버스가 전복되는 동적 상태에서 생존 공간이 확보되는지 여부를 손쉽게 판단할 수 있었으며, Fig. 5와 Fig. 6에서 두 모델 모두 전복 과정과 최종 변형 상태에서 잔여 공간이 확보됨을 확인할 수 있었다. 또한 두 모델의 전체적인 변형양상이 Table 1에 제시된 결과와 같이 실차 전복 시험의 결과와 유사함을 알 수 있었다.

충돌 후 가장 변형이 두드러진 윈도우 필라(window pillar)에 대해서 레인 레일(rain rail)에서의 변화량과 웨이스트 레일(waist rail)을 기준으로 하여 측정된 변형각도를 실험결과와 두 모델을 Table 1에 비교하였다. 보 모델과 셸 모델의 결과만을 비교해보면 보 모델의 변형량과 변형각이 각각 약 9 %, 약 12 % 셸 모델보다 작다.

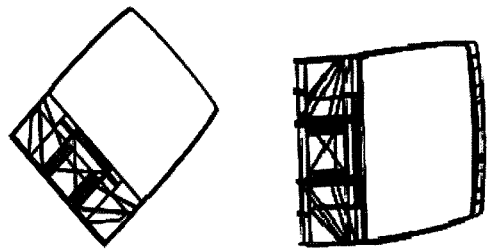


Fig. 5 Rollover analysis of shell element model

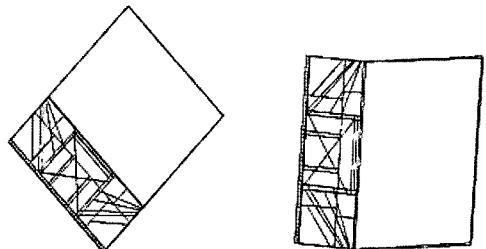


Fig. 6 Rollover analysis of beam element model

Table 1 Comparison of displacement and deformed angle measured at window pillar

Displacement	Experiment		392 mm
	Numerical Simulation	Shell element	397 mm
		Beam element	363 mm
Deformation angle	Experiment		24.9 °
	Numerical Simulation	Shell element	25.6 °
		Beam element	22.5 °

Fig. 7은 변형 중 차체에 흡수되는 에너지를 나타낸다. 보 모델의 흡수 에너지가 셸 모델의 흡수 에너지보다 약 12% 크다. 이러한 결과는 보 모델의 경우 소성힌지가 발생하는 결합부에서 국부 좌굴 현상을 구현하지 못해 셸 모델보다 강성이 과대평가되어 변형이 적게 일어났기 때문이다. 이처럼 차체 프레임의 강성이 과대 평가될 경우 차량 강성 평가에 큰 영향을 미치므로 결합부의 강성을 고려한 보 요소 모델이 이루어져야 함을 알 수 있다.

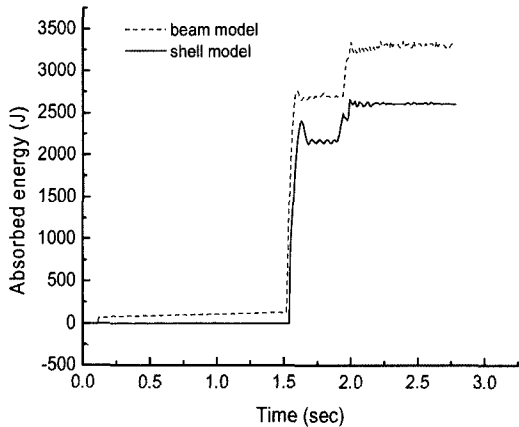


Fig. 7 Comparison of absorbed energy

4. 결합부의 수정

충돌 시 굽힘 변형이 지배적인 결합부의 경우, 보 요소와 보 요소의 단순연결을 통한 모델링은 국부 좌굴을 구현하지 못한다는 점에서 강성이 과대하게 평가되는 문제점이 있다. 이를 보완하기 위해 비선형 스프링 요소를 이용해 결합부를 수정하고 여러 방향의 정적 해석을 통해 타당성을 증명하였다.

4.1 단순 조인트 모델 해석

4.1.1 봉괴 이론

비선형 스프링 요소를 버스 모델의 결합부에 사용하는 과정을 Fig. 8에 나타내었다. 축 방향 봉괴, 굽힘 봉괴 그리고 비틀림 봉괴식을 이용하여 하중-변위 곡선, 모멘트-회전 곡선, 토션-회전 곡선을 산출한 다음, 이를 비선형 스프링의 입력값으로 사용하게 된다.

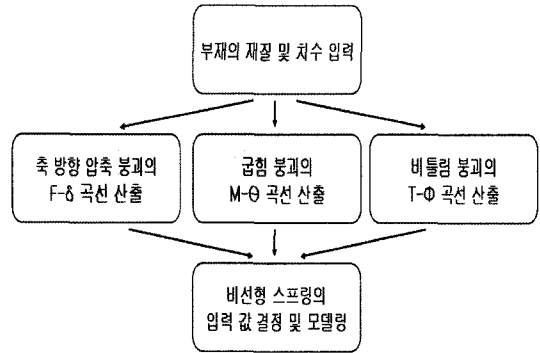


Fig. 8 Scheme for nonlinear spring input

축 방향으로의 하중을 받는 부재의 봉괴식 중에 가장 널리 사용되는 식은 Wierzbicki¹⁰⁾에 의해 제시되었다. 차체충돌해석에서는 부재가 압괴 시에 가지는 하중의 변화보다는 흡수하는 에너지가 더 중요한 평가요소이다. 또한, 하중-변위곡선은 같은 부재라 할지라도 가공 및 재료의 성질에 따라 다소 차이가 나기 때문에, 평균하중을 계산하여 차체충돌 해석에 적용하는 것이 전체 에너지 흡수량만 비슷하다면 편리하고 유용한 방법이다. 압괴 요소와 평균압괴 하중식으로는 Wierzbiki가 제안한 식 (1)과 식 (2)가 사용되었다.

$$P_{asm} = 16\pi m_p \left(\frac{a+b}{2t} \right)^{1/3} \tag{1}$$

$$m_p = \frac{\sigma_y t^2}{4}$$

σ_y 는 항복응력, t 는 두께, a, b 는 단면의 폭과 높이를 나타내며, 동적 평균하중은 충돌속도 v_0 와 동적교정인자 f_d 를 이용하면 다음과 같다.

$$P_{adm} = f_d P_{asm} \tag{2}$$

$$f_d = 1 + 0.03 v_0^{0.256}$$

부재의 굽힘 붕괴에서 필요한 자료는 최대 굽힘 모멘트와 좌굴이후의 거동이다. 최대 굽힘 모멘트는 탄성좌굴이론과 부재의 단면이 최초로 항복에 이르는 항복모멘트 그리고, 단면 전체가 항복에 이르는 완전 소성 모멘트사이의 관계로부터 결정되는데, Kecman¹¹⁾은 이들 사이의 관계로부터 최대 굽힘 모멘트를 결정했으며, Wierzbicki는 Fig. 9의 굽힘 붕괴모형을 사용하여 식 (3)의 굽힘식을 제시하였다.^{9,13)}

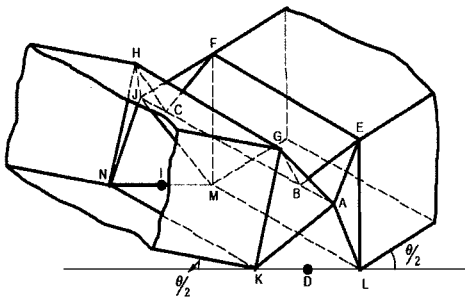


Fig. 9 Failure mechanism by Wierzbicki

$$M(\alpha) = \frac{M_0 b}{\sin \alpha} \left\{ 8I_1 \frac{r_b}{t} + 2I_2 \frac{H_b}{r_b} + 2 \frac{b}{H_b} + \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{b}{H_b} \left[1 + \left(\frac{H_b}{b} - \eta \right)^2 \right] + 4 \frac{b}{t} \frac{\eta}{b - \eta} \sin \alpha + (2 - \sqrt{2}) \frac{H_b}{b} \text{RIGHT} \right\} \quad (3)$$

$$H_b = 1.276 b^{2/3} t^{1/3}$$

$$r_b = 0.795 b^{1/3} t^{2/3}$$

$$I_1(\alpha) = \cos \alpha \int_0^{\beta(\alpha)} \frac{d\phi}{\sqrt{1 + \cos^2 \phi}}$$

$$I_2(\alpha) = \cos \alpha \sqrt{1 + \sin^2 \alpha}$$

$$\tan(\beta) = \tan(\sqrt{2} \alpha)$$

이며, 회전각은 $\theta = \alpha^2$ 로 표현된다.

일반적으로 자동차 충돌에서 차체 부재가 과도한 비틀림 변형을 하는 경우는 드물다. 그러나 조인트 부위는 편심된 하중이 들어오면서 비틀림 변형을

하게 된다. 비틀림 붕괴는 Santosa¹²⁾에 의해 체계적인 연구가 이루어 졌다. 비틀림을 받는 박판부재의 특성은 Fig. 10에 나타난 바와 같이 초기 최대 비틀림 모멘트 T_i 와 안정화된 후의 모멘트 T_s 그리고 초기 모멘트에서 안정화 모멘트로의 전이가 발생한 회전각 θ_c 로 표현된다.

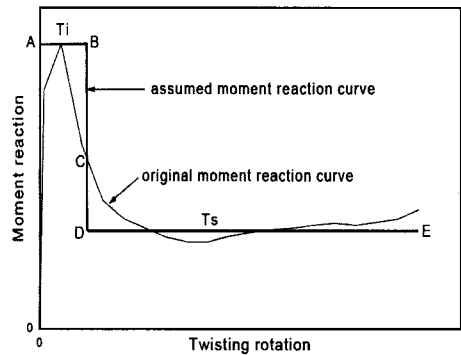


Fig. 10 Typical torsion-rotational angle curves

박판부재의 회전변형에 의해 흡수되는 에너지 EA는 다음과 같다.

$$EA = \int_0^{\theta_i} T(\theta) d\theta \quad (4)$$

θ_i 는 최종 회전각이며, $T(\theta)$ 는 회전에 따른 비틀림 모멘트이다.

위의 에너지는 다음과 같이 계산 될 수 있다.

$$EA = T_i \theta_c + T_s (\theta_i - \theta_c) \quad (5)$$

위의 두 식으로부터 임계 회전각은 다음과 같다.

$$\theta_c = \frac{EA - T_s \theta_i}{T_i - T_s} \quad (6)$$

T_i 와 T_s 그리고 EA는 파라미터 해석을 수행하여 구해질 수 있으며, 그 결과는 다음과 같다.

$$T_i = 3.72 \sigma_y t^{1.25} b^{1.75} \quad (7)$$

$$T_s = 5.58 \sigma_0 t^{1.4} b^{2.2} l^{-0.6} \quad (8)$$

여기서, σ_0 는 전체 변형 구간에서 평균 변형률에 대응하는 응력 값을 타나낸다.

4.1.2 비선형 스프링 결합부 모델 및 해석

버스가 전복 도중, 충돌 하중을 받아 소성 변형을 일으키는 부위는 윈도우 필라와 사이드 실이 만나는 결합부이다. 충돌 시에 이들 결합부는 각 부위에 따라 변형하는 양상이 다르게 나타나므로, 결합부는 여러 변형 양상을 모두 만족시킬 수 있도록 모델링 되어야 한다.

Fig. 11에 나타나는 것과 같이 결합부를 단순 T자로 모델링하고, 결합부와 그의 양쪽에 굽힘 회전과 비틀림 회전을 동시에 할 수 있는 비선형 스프링을 삽입하게 된다. 이때 굽힘 회전과 축 압축을 위한 스프링의 입력 값은 Wierzbicki의 굽힘 붕괴식이, 비틀림 회전을 위한 입력 값은 Santosa에 의한 비틀림 붕괴식이 사용되었다.^{10,12)}

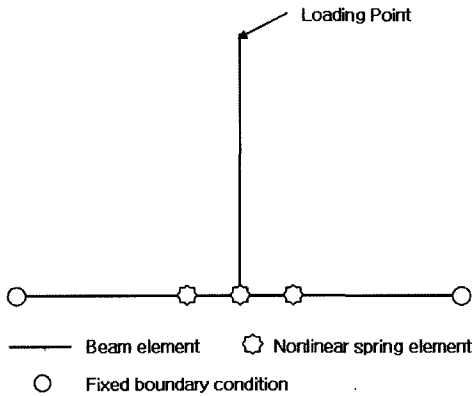


Fig. 11 Modified joint modeling scheme of T-joint

Fig. 12와 Fig. 13은 각각 굽힘과 비틀림 하중에 의한 반력곡선을, Fig. 14와 Fig. 15는 굽힘과 비틀림 하중에 의한 흡수 에너지 곡선을 보여 준다. 단순히 보 요소의 결합만으로 결합부를 모델링한 보 모델의 경우 국부적인 붕괴현상을 구현하지 못하므로 셀 모델에 비해 상당히 높은 에너지를 흡수 하지만 결합부를 비선형 스프링을 이용해 수정한 모델의 경우에는 결합부의 특성을 비교적 잘 구현할 수 있음을 볼 수 있다.

4.2 결합부를 수정한 버스 모델 해석

타당성이 입증된 비선형 스프링 요소를 이용한 결합부의 모델링 기법을 실차 시험과 시뮬레이션에서 국부 변형으로 인해 소성 변형을 일으키는 부위

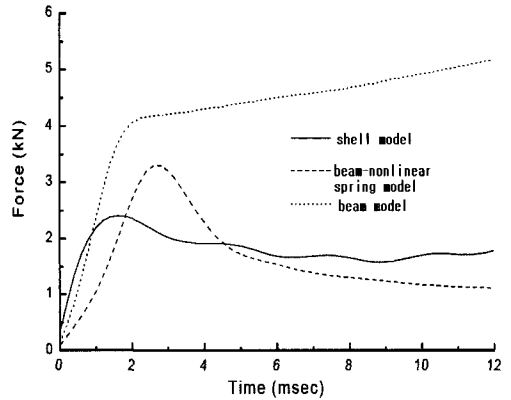


Fig. 12 Force curves corresponding to bending

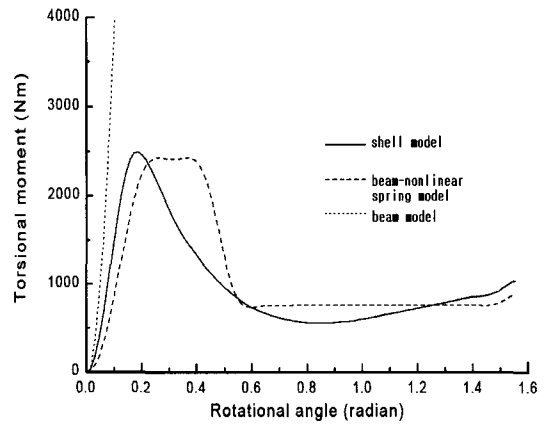


Fig. 13 Force curves corresponding to twisting

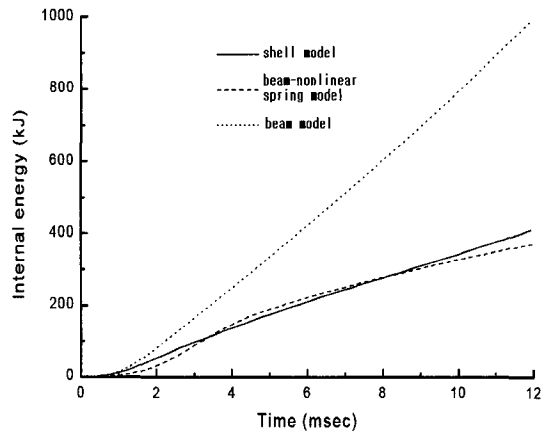


Fig. 14 Absorbed energy curves corresponding to bending

로 판별된 윈도우 필라와 사이드 실이 만나는 부분에 적용하였다. 비선형 스프링 조인트의 삽입 지점이 Fig. 16에 나타나 있다.

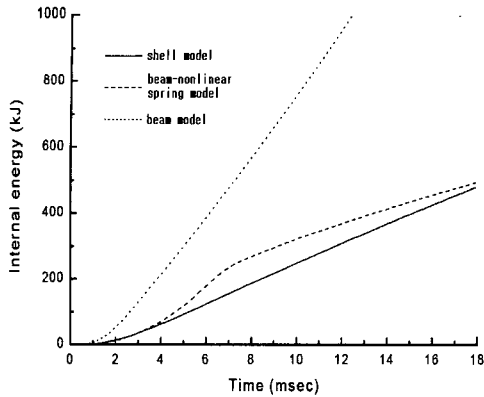
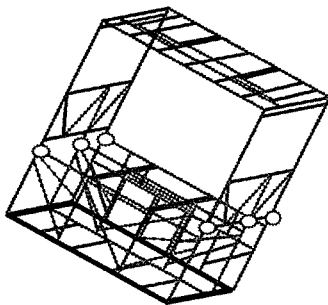


Fig. 15 Absorbed energy curves corresponding to twisting



○ : location of nonlinear joint model

Fig. 16 Insertion of nonlinear spring joint model

결합부의 강성을 고려하여 수정된 보 모델을 이용하여 버스 전복 해석을 다시 수행하였다. Fig. 17은 해석이 완결된 최종상태의 변형 형상으로 그 양상은 기존의 모델과 별로 달라진 것은 없으나, 결합부의 굽힘 변형과 비틀림 변형이 기존 모델의 결과보다 큼을 확인 할 수 있었다. 수정된 모델의 윈도우 필라부의 변형량과 변형각이 셸 모델과의 오차가 약 3%로 줄었다.

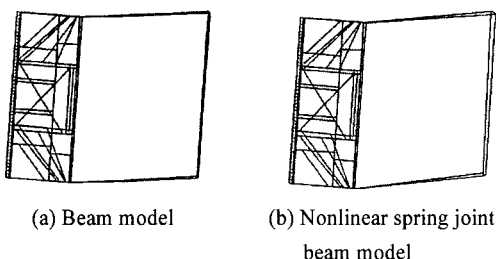


Fig. 17 Comparison of deformed shape

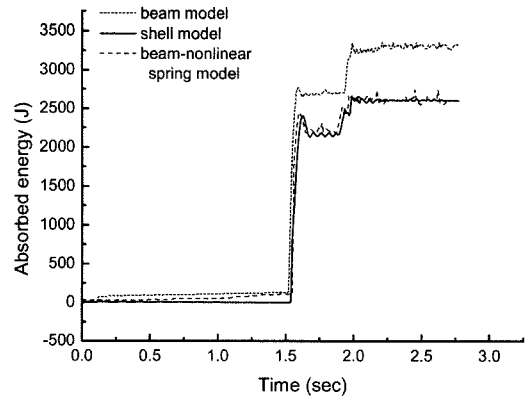


Fig. 18 Comparison of absorbed energy

Fig. 18은 흡수 에너지를 비교한 결과이다. 약 12%의 오차를 보이던 결과가 오차 1.2% 이내로 개선되었음을 확인 할 수 있다.

이를 통해 비선형 스프링요소가 삽입된 수정된 보 모델이 차체 결합부의 강성을 적절히 평가할 수 있음을 확인 할 수 있었다.

5. 결론

- 1) 본 연구에서는 셸 요소 모델과 보 요소 모델의 전복 시뮬레이션을 통해 보 요소를 이용한 모델이 실차 시험과 셸 요소 모델과 근사한 변형 해석을 수행하였으며, 모델링 및 해석 시간의 단축을 확인 할 수 있었다.
- 2) 보 요소로 이루어진 결합부는 국부 좌굴을 구현하지 못하여 강성의 과대평가를 야기하였다.
- 3) 셸 요소로 이루어진 버스 모델을 보 요소 모델로 치환함에 있어서 비선형 스프링을 삽입한 결합부 모델을 통하여 반력과 국부 가속도, 내부 에너지의 결과를 향상시켜 차체의 강성을 적정히 고려할 수 있음을 알 수 있었다.
- 4) 버스와 같은 대형 상용차의 전복 강도 연구에 있어 실차 시험을 대체할 수 있는 효율성과 신뢰성을 동시에 고려한 새로운 시뮬레이션 기법을 제시 하였다.
- 5) 중요 부재의 굽힘 붕괴 거동을 실제와 가깝게 표현하였으며, 실차 전복 시험 결과와 비교하여 사용된 해석 기법의 신뢰성을 확인하였다.

후 기

본 연구는 부산대학교 학술연구비의 지원과 2005년 박사후연수과정 지원사업에 의하여 수행되었음.

References

- 1) ADR 59, Australian Design Rule 59/00 Omnibus Rollover Strength.
- 2) United Nation, Addendum 65: Regulation No.66, Uniform Provision Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with regard to the Strength of their Superstructure, 1996.
- 3) T. E. Chung, "Rollover Analysis and Measurement of a Large-sized Bus," Transactions of KSAE, Vol.5, No.6, pp.148-154, 1997.
- 4) H. D. Kim, J. H. Song and C. Y. Oh, "Development of a Finite Element Model for Crashworthiness Analysis of a Small-Sized Bus," Transactions of KSAE, Vol.10, No.1, pp.153-161, 2002.
- 5) Technical Report, E 130, The Analysis and Experiment on the Rollover Accident of a Bus, Daewoo Bus Corporation, 1996.
- 6) H. W. Lee and H. W. Shin, "A Study on the Characteristics of Frontal and Oblique Impact of a 4WD Vehicle," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.441-446, 1997.
- 7) C. S. Hong, C. Y. Oh and D. C. Lee, "Development of a Finite Element Model for Frontal Crash Analysis of a Mid-Size Truck," Journal of KSPE, Vol.17, No.4, pp.226-232, 2000.
- 8) H. K. Min and T. Kim, "An Analysis for Rollover Strength of a Medium Bus," SAE 99370235, pp.195-201, 1999.
- 9) Livemore Software, LS-DYNA THEORETICAL MANUAL, 1998.
- 10) T. Wierzbicki and W. Abramowicz, "On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures," ASME Journal of Applied Mechanics, Vol.50, pp.720-739, 1983.
- 11) D. Kecman, "Bending Collapse of Rectangular and Square Section Tubes," Int. J. Mech. SCI, Vol.25, No.9-10, pp.623-636, 1983.
- 12) S. Santosa and T. Wierzbicki, "Effect of an Ultralight Metal Filler on the Torsional Crushing Behavior of Thin-Walled Prismatic Column," Int. J. Crashworthiness, Vol.2, No.4, pp.305-331, 1997.
- 13) S. H. Park, S. Y. Kang, H. Y. Kim, D. K. Min and D. C. Han, "Development of Nonlinear Spring Element and Vehicle Crashworthiness Analysis," Proceedings of KSME Conference, No.97380165, pp.407-412, 1997.