

복합재 초 저상 굴절버스의 충돌 특성 해석

김유석[†], 최정훈*, 조진래**, 이상진***

Crashworthiness Characteristic Analysis of Composite Non-step Bus

Yu-Seok Kim, Jung-Hoon Choi and Jin-Rae Cho and Sang-Jin Lee

Key Words: Composite(복합재료), Crash-Safety(충돌 안전성), Explicit FEM(외연적 유한요소법), Non-step Bus(초 저상 굴절버스), Survival Space(생존 공간)

Abstract

This paper is concerned with the crashworthiness characteristics analysis of the non-step bus when it is crashed or roll-over analysis. Computer simulations is implemented using LS-Dyna explicit code which can effectively analysis dynamic response with the lapse of time. We construct a FEM model of the non-step bus under development according to the safety rules used in Europe for composite non-step buses. The crash energy and absorption rate are evaluated to understand crashworthiness characteristic of the composite non-step bus. Body deformation is also examined whether the survival space is secured for passengers.

1. 서 론

버스는 대중교통 중 이용 정도가 가장 높고 교통 상황에 가장 유연하게 대처할 수 있는 수단으로 여겨지고 있으며 초 저상 버스 등과 같은 새로운 버스의 개발로 미래에도 가장 대중적인 교통수단으로 많이 사용되어 질 것이다.

이러한 버스의 개발에 있어서 안전에 대한 생각을 하지 않을 수 없으며 버스의 충돌이나 전복 사고 발생 시 탑승객의 상해에 관한 안전성을 능률적이고 신속하게 측정하기 위한 충돌 및 전복 상해 규정을 전 세계적으로 제시하고 있다.

이처럼 충돌 및 전복에 대한 실제적인 법규가

제정되고 충돌 안전성에 대한 인식의 정도가 높아지고 있으므로 새로 개발될 초 저상 버스의 안전성 검증을 위한 충돌 및 전복 실험을 통해 버스 구조의 개발이 우선적으로 연구되어야 한다.

하지만 개발 초기 단계에 실차 실험에 의해 개선점을 모색하는 방법은 현실적으로 비용과 시간적인 측면에서 매우 힘든 일이다. 그 이유로 첫째 실험을 위한 차량의 확보가 어렵다. 두 번째 대형 차종의 경우 충돌에너지가 과도하여 국내에서는 실험장비의 용량 부족으로 실험에 어려움이 있다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션(simulation)에 의한 개선작업이 가능하다면 비용 절감뿐만 아니라 개발 기간 측면에서도 매우 효율적인 방법이 될 것이다.

본 연구는 초 저상 버스의 3차원 모델을 FEM(유한요소법)에 근거하여 차체의 전복 및 충돌 해석을 수행함으로써 각각의 특성을 평가하고, 이를 통해 사고 발생 시의 안전성을 검증하며 탑승객의 안전을 위한 생존 공간(survival space)의 확보를 목적으로 하고 있다.

† 학생회원, 부산대학교 기계설계공학과 대학원

E-mail : speed86023@nate.com

TEL : (051)510-3206 FAX : (051)510-7640

* 부산대학교 기계설계공학과 대학원

** 부산대학교 기계설계공학과 정교수

*** 한국 화이바 철도차량사업부

2. 충돌 해석의 이론적 배경

2.1 지배 방정식

$\partial\Omega = \partial\Omega_D \cup \partial\Omega_N \cup \partial\Omega_c$ 의 경계를 가지고, 시간 t 에 따라 변화하는 차량의 형상을 Ω 로 나타낼 때, 시간에 따른 변위장 $\underline{u}(\underline{x};t)$ 에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$-\sigma_{ij}(\underline{u})_{,j} = \rho(f_i - \ddot{u}_i) \quad \text{in } \Omega \quad [1]$$

$$u_i = u_i^0, \dot{u}_i = \dot{u}_i^0 \quad \text{at } t=0 \quad [2]$$

$$\begin{aligned} u_i &= \hat{u}_i \quad \text{on } \partial\Omega_D \\ \sigma_{ij}n_j &= \hat{t}_i \quad \text{on } \partial\Omega_D \end{aligned} \quad [3]$$

여기서, ρ 는 밀도(density), f_i 는 체적력(body force), n_j 는 경계조건의 외부로 향하는 단위 수직 벡터(unit normal vector)이다. 응력 항 σ_{ij} 는 변형량 $\varepsilon_{ij} = (u_{i,j} + u_{j,i})/2$ 을 구성한다.

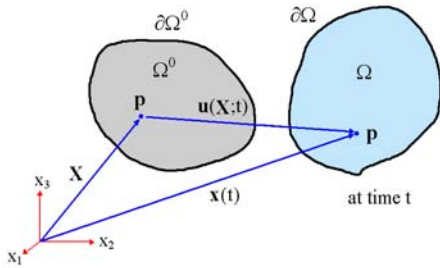


Fig. 1 Original configuration and deformed configuration at time t

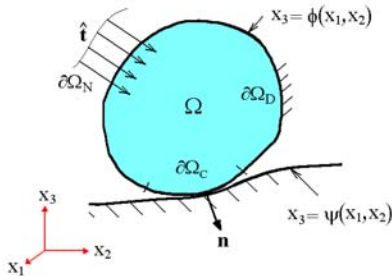


Fig. 2 Two bodies in frictional dynamic contact

Fig 1.과 같이 변형문제에 대한 수치적 정식화를 위해서는 변형하기 전의 최초 형상 Ω_0 을 선택해야 한다. 그래서 2차 Piola Kirchhoff stress

tensor S_{ij} 가 다음과 같이 정의 된다.

$$\sigma_{ij} = J^{-1} F_{ik} S_{kl} F_{lj}^T \quad [4]$$

여기서 질량 보존식과 허용 변위 \underline{v} 에 대하여 식 [1]을 정리하고 질량과 외연적 시간 적분에 의해 동적 접촉은 Penalty 기법을 사용한 변분 정식화로 결합되어 아래와 같은 식으로 전개된다.(2)~(3)

$$\begin{aligned} & \int_{\Omega_0} [\rho_0 v_i \ddot{u}_i + \frac{\partial v_i}{\partial X_l} F_{ik} S_{kl}(\underline{u})] d\Omega_0 \\ & + \int_{\partial\Omega_c} k_p (u_n - g)^+ v_n ds_0 \\ & = \int_{\Omega_0} \rho_0 \underline{v}^T \underline{f} d\Omega_0 + \int_{\partial\Omega_N} \underline{v}^T \hat{t}_0 ds_0 \\ & + \int_{\partial\Omega_c} ds_0 + \int_{\partial\Omega_c} \underline{v}^T \underline{t}_{T_0} ds_0 \end{aligned} \quad [5]$$

2.2 외연적(explicit) 유한요소 근사화

등매개 변수 유한요소 기저 함수 $[\phi_I(\underline{X})]_{I=1}^N$ 의 시도변위 (\underline{u})와 시험변수 (\underline{v})는 아래와 같은 행렬식으로 유도 한다.

$$\underline{M} \ddot{\underline{u}} + \underline{F}_{int} = \underline{F}_{ext} \quad [6]$$

\underline{u} 는 절점의 변위벡터이다. 그리고 질량 행렬과 두 개의 하중벡터는 다음과 같이 정의된다.

$$\underline{M} = \int_{\Omega_0} \rho_0 \Phi^T \Phi d\Omega_0 \quad [7]$$

$$\underline{F}_{int} = \int_{\Omega_0} \underline{B}_0^T \underline{S}(\underline{u}) d\Omega_0 + \int_{\partial\Omega_c} k_p (\underline{n}\Phi)^T \underline{n}\Phi ds_0 \quad [8]$$

$$\begin{aligned} \underline{F}_{ext} &= \int_{\Omega_0} \rho_0 \Phi^T \underline{f} d\Omega_0 + \int_{\partial\Omega_N} \Phi^T \hat{t}_0 ds_0 \\ & + \int_{\partial\Omega_c} [\Phi^T \underline{t}_{T_0} k_p g(\underline{n}\Phi)^T] ds_0 \end{aligned} \quad [9]$$

관측 시간 간격 t^* 는 $t^{n+1} = t^n + \Delta t^n$ 처럼 t^n ($n=0,1,2,3,\dots$)을 유한한 수로 나누었다. 질량 행렬 \underline{M} 은 다음의 동적 평형 방정식을 만족한다.

$$\ddot{\underline{u}}^n = \underline{M}^{-1} (\underline{F}_{ext}^n - \underline{F}_{int}^n) \quad [10]$$

외연적 시간 증분 형태에서 \underline{F}_{int}^n 와 \underline{F}_{ext}^n 는 식 (8)과 (9)의 \underline{B}_0 , $\{\underline{S}\}$, \underline{n} , \hat{t}^0 와 t_T^n 가 시간단계 t^n 에 계산된 값에 의해 변화하는 것에 의해 정의 된다. 중앙 차분법에 따르면 적절한 시간간격은 속도와 변위에 의해 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{u}^{n+\beta} = \frac{\dot{u}^{n-\beta} + (\Delta t^{n-1} + \Delta t^n) \ddot{u}^n}{2} \quad [11]$$

$$\bar{u}^{n+1} = \bar{u}^n + \Delta t^n \dot{u}^{n+\beta} \quad [12]$$

1/2의 β 로 수치적 분산과 진동을 막기 위해, 시간 간격의 크기는 CFL 조건을 만족해야 한다.(6)

$$\Delta t \leq \min\left(\frac{h}{s}\right), \quad s = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad [13]$$

두 유한 요소 질점의 간격 h 는 속도 s 에 의해 흔들리게 된다.

3. 형상 및 유한 요소 모델

3.1 형상 모델

해석에 사용된 모델은 최근에 많이 개발되어 상용화 되고 있는 초 저상 굴절버스로 하였다.

초 저상 굴절버스는 기존의 버스보다 낮은 지상고로 탑승객의 이용이 편리하게 설계하였다. Fig. 3은 해석에 사용된 초 저상 굴절버스의 구조도이다.

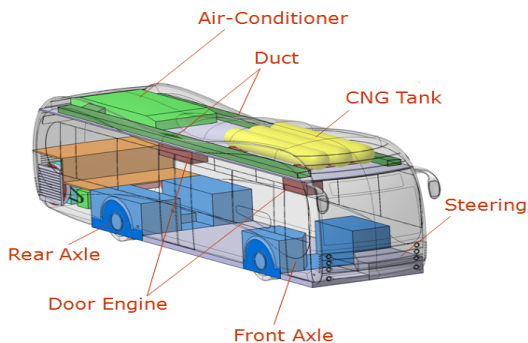


Fig. 3 Non-step bus

초 저상 굴절버스의 특징은 다음과 같다.

- (1) 승객 거주공간이 낮게 설계되어 있다.
- (2) Air-conditioner와 CNG tank가 지붕으로 위치

하기 때문에 전체적인 무게 중심은 일반버스에 비해 위쪽에 위치한다.

- (3) Rear engine - rear drive 구조로 차체의 무게 중심이 차체의 중심보다 뒤쪽으로 위치한다.

Table 1. Data of dimension

Items	Values
Width	2.6m
Height	3.4m
length	9m
Weight	10t
Moment of inertia	XX : 0.1537 E11
	YY : 0.1390 E12
	ZZ : 0.1391 E12

3.2 유한 요소 해석 모델

유한 요소 해석을 위한 모델은 아래 그림과 같으며 상용 프로그램인 CATIA를 이용하여 모델링 하였다. 초 저상 굴절버스의 구조는 크게 프레임 (frame), 바디(body), 새시(chassis), 엔진 (engine) 등 여러 부재로 나눌 수 있다.

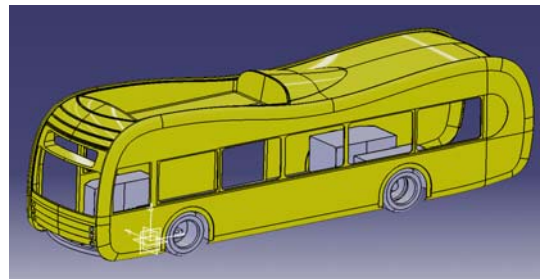


Fig. 4 Solid model of non-step bus

해석을 위한 모델을 개발하기 위하여 차체를 지지하는 프레임 모델과 카울(cowl)을 따로 모델링한 후 contact 조건을 이용하여 결합하는 방식을 사용하였으며 해석 시간과 오차를 줄이기 위하여 해석에 불필요한 부분을 제거하여 최대한 단순하게 모델링 하였다. 그리고 차체의 무게 중심을 동역학 프로그램인 ADAMS로 측정하여 무게 중심에서 발생할 수 있는 관성력에 의한 차량 거동을 파악할 수 있게 하였다. 이러한 전 처리 과정은 상용 프로그램인 Hyper-mash 와 ANSYS 를 이용하였으며 solver로는 LS-Dyna를 이용하였다. 그리고 해석결과의 후처리는 EtaPost를 이용하여 결과를 도출하였다. 아래 Fig. 5 와 Fig. 6 은 차량의 유한요소 모델을 보여주고 있다.



Fig. 5 Cargo model

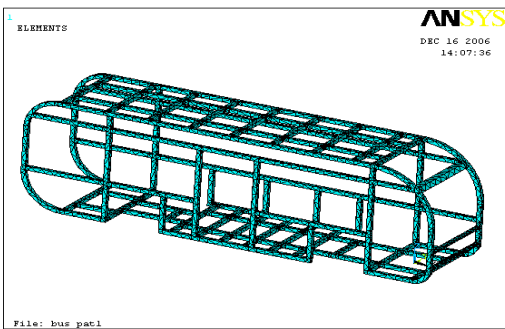


Fig. 6 Frame model

충돌해석을 위한 물성은 LS-Dyna에서 제공하는 탄소성 재료 모델인 biliner kinematic hardening 을 이용하여 충돌 특성에 직접적인 영향을 주는 요소들에 적용하였으며 나머지 부재에 대해서는 탄성 재료 모델을 사용하였다. 실험 모델에 적용된 물성치는 Table. 2, Table. 3과 같으며 프레임은 알루미늄으로 정의하고, 카울은 요즘 개발되고 있는 복합재 물성정보를 입력하였다.

Table.2 Frame material properties.

Material	Aluminum
Density	8400 kg/m ³
Elastic modulus	330 × E9 N/m
Poisson's ratio	0.24
Yield stress	2.3 × E8 kg/m ²
Tangent modulus	1 × E10 kg/m ²

Table.3 Cowl material properties.

Material	Composite materials
Density	2500 kg/m ³
Elastic modulus	5.5 × E10 N/m
Poisson's ratio	0.099
Yield stress	9.36 × E8 kg/m ²
Tangent modulus	3.81 × E10 kg/m ²

버스 충돌은 일반 승용차와는 달리 프레임에서 충격에너지가 흡수되고 전달되기 때문에 해석에 있어서 매우 중요한 부재이다. 이러한 프레임은 셸(shell) 요소를 사용하였으며 노드(node)의 개수는 8,876개, 요소(element) 수는 10,491개이다. 프레임의 구조는 상부 프레임과 측면 프레임, 상부프레임이 결합된 구조이다.

충돌에 따른 바디의 변형을 확인하기 위하여 카울 모델을 적용하였으며 노드 수는 79,082개, 요소 수는 78,016개이며 충돌변형과 무관한 요소에 대해서는 1개의 요소로 정의하였다.

4. 수치해석

4.1 수치해석 방법

수치해석은 버스충돌 사고에서 가장 많이 일어나고 있는 정면충돌과 전복해석을 수행하였으며 해석 시나리오는 유럽 법규 66번 (ECE regulation No.66)에 따라 해석을 수행 하였다.

정면충돌은 규정에 따라서 강체 벽면에 차체를 수직을 충돌시키는 형태로 시뮬레이션 하였으며 충돌 속도는 48km/h (13m/s)로 설정하고 차체의 움직임이 완전히 정지할 때까지 시뮬레이션을 수행하였다.

전복해석의 경우 일정 높이의 회전 대(tilting platform) 위에 시험차량을 올려놓고 회전 대를 초당 5초 이내의 가속도로 기울려 전복 시키는 형태로 수행 했다. 이를 해석적으로 구현하기 위하여 차량 전복 속도를 동력학 프로그램인 ADAMS를 이용하여 측정한 다음 지면에 속도를 부여하여 시뮬레이션을 수행하였다.

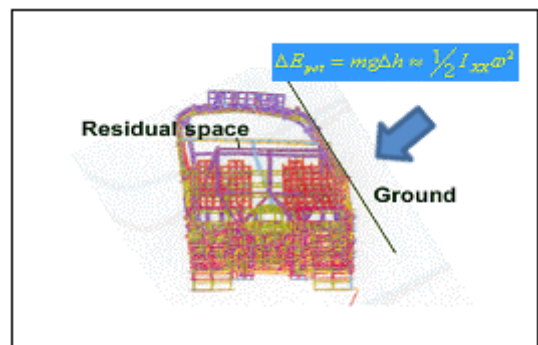


Fig. 7 Specification of roll-over

4.2 고찰

Fig.8 과 Fig.9는 정면 충돌해석과 전복해석 각각의 에너지 분포를 나타내는 것이다. 충돌해석 시험에서 얻을 수 있는 데이터는 충돌 순간 발생하는 접촉력과 차량 거동에 따른 운동에너지의 변화, 그리고 프레임부의 변형에너지 등을 산출하여 실차 실험과 비교함으로써 차량의 안전성에 대하여 고찰할 수 있다. 아래의 그래프를 보면 정면 충돌해석의 경우 4msec 부근에서 운동에너지와 내부에너지의 교환이 이루어지고 있는 것을 볼 수 있고, 전복해석의 경우 0.9msec 부근에서 에너지 교환이 이루어지고 있는 것을 볼 수 있다. 또한 두 에너지가 평행을 이루고 있는 것을 확인할 수 있다. 이러한 에너지 그래프는 해석이 정확히 이루어 졌는지를 판단하고, 해석이 전반적으로 어떠한 경향으로 진행되었는지를 확인할 수 있다.

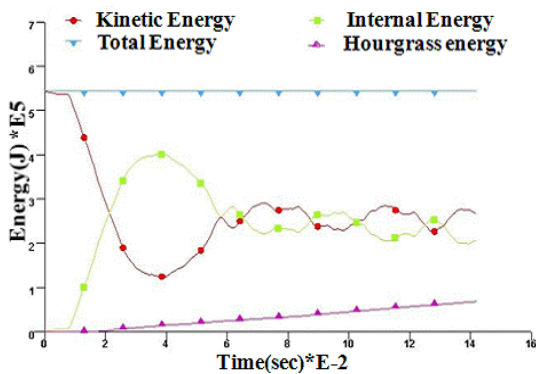


Fig. 8 Numerical result of head-on collision

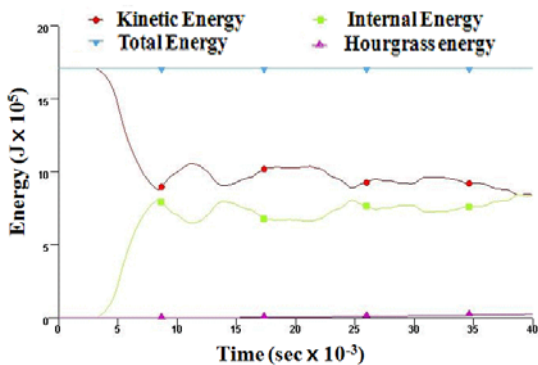


Fig. 9 Numerical result of roll-over

Fig.10과 Fig.11은 초 저상 굴절버스의 정면 충돌해석 결과를 나타낸다. 충돌시간은 120ms로 하여 차체의 거동이 완전히 정지할 때까지 충분한 시간을 두고 해석을 수행하였다. 정면충돌의 에너지 흡수는 대부분 프레임부에서 발생하는 것을 볼 수 있으며, 캡 오버 타입인 버스의 특성에 따라 카울에서 20%정도의 흡수가 일어나는 것을 확인할 수 있다. 프레임의 최대 응력은 충돌 직전에 충돌 벽면과 처음 접촉하는 부분에서 가장 강하게 나타났으며 최대응력은 24msec일 때 1.16GPa로 항복강도보다 약 15% 높다.

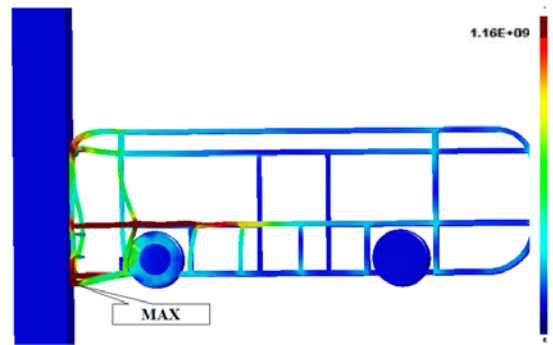


Fig. 10 Deformed shape of bus model during head-on collision.

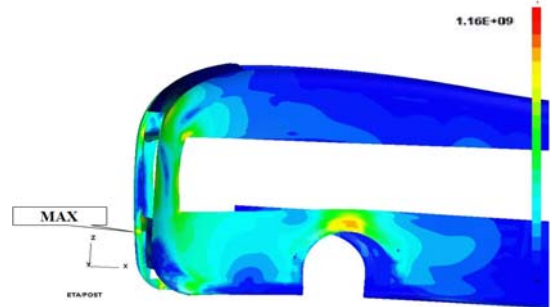


Fig. 11 Distribution of effective stress.

초 저상버스의 특성상 차체의 무게중심의 높이와 하부프레임이 일반버스에 비해 낮게 설계되기 때문에 충돌에너지가 필러(pillar)를 통하여 상부 프레임으로 전달되는 것을 확인할 수 있으며 이러한 현상에 의해 프레임의 에너지 흡수가 끝난 다음 차체의 뒤 타이어가 지면과 떨어지는 현상이 확인된다. 이러한 현상은 버스 전복과 2차적인 사고의 발생 원인이 되기 때문에 에너지 전달 면에서 프레임 구조 설계의 개선이 필요할 것으로 보여 진다.

전복해석의 경우는 충돌에너지적인 문제보다

전복 시 발생하는 차량의 거동과 함께 좌굴에 의해 발생하는 승객 생존공간의 확보여부에 대한 고찰이 필요하다. Fig. 13은 시간에 따른 전복해석에 따른 차량거동을 나타내며 이를 확인하기 위하여 실차 실험 Fig. 12와 비교하였다. 초 저상 버스의 구조상 상부 프레임에는 LNG tank와 AIR conditioner가 탑재 되어있기에 이를 보호하기 위한 강체들이 배치되어 있다. 그런 이유로 전복 시 받는 충돌에너지는 상부 프레임에서 흡수가 되는 것이 아니라 반대편 필러까지 전달되는 되어 굽힘 현상을 발생시키는 것을 확인할 수 있다.



Fig. 12 Real bus when roll-overed.

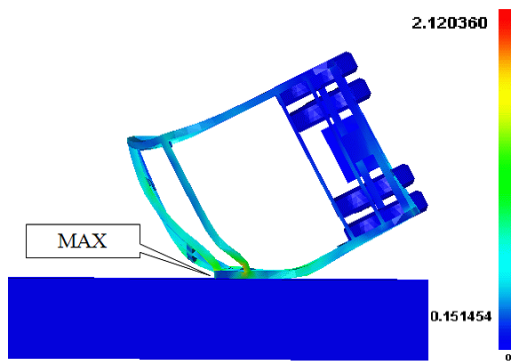


Fig. 13 Deformed shape when roll-overed

5. 결론

본 논문에서는 복합체 초 저상 굴절버스의 충돌 거동을 확인하기 위한 유한요소를 통한 시뮬레이션을 수행하였다. 충돌해석은 유럽 법규 66번(ECE regulation No.66)을 모델로 실험하였으며 정면충돌과 전복거동에 대한 해석을 수행하였다.

본 연구에서 수행한 충돌해석에 대한 결론은 다음과 같다.

1. 초 저상 굴절보스에 대한 정면 충돌해석을

수행하였다. 속도는 유럽규정에 따라 48km/h 로 하였으며 강체 벽면에 수직으로 충돌했을 때 발생하는 운동에너지 및 충돌에너지의 변화와 에너지 흡수에 대하여 고찰하고 차체의 거동에 대하여 고찰하였다.

에너지 측면에서는 충돌 후 4msec 근방에서 에너지 교환이 일어났으며 이후부터 에너지 흡수가 일어난 것을 확인할 수 있었으며 충돌직후 충돌 면과 직접 접촉하는 면에서 최대 응력이 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

2. 전복해석은 해석시간을 줄이기 위하여 강체 바닥면에 속도를 부여하여 버스와 충돌시키는 방법으로 해석하였으며 전복 시 발생하는 프레임의 좌굴에 의한 승객 거주공간의 침범을 확인하고 실차모델과 형상을 비교하였다. 에너지의 주 흡수부재는 프레임 좌, 우측 필러이며 상부프레임의 좌굴에 의한 거동보다 필러의 굽힘 현상에 의한 에너지 흡수가 더 큰 것을 확인할 수 있다.

참고문헌

- (1) J. T. Oden and G. F. Carey, 1984. "Finite Elements: Special Problems in Solid Mechanics", Vol. V, Prentice-Hall, New Jersey,
- (2) N. Hu, "A solution method for dynamic contact problems", 1997. *Computers & Structures* Vol. 63 No. 5, PP. 1053~1063,
- (3) A. Czekanski and S. A. Meguid, 2001, "Analysis of dynamic frictional contact problems using variational inequalities", *Finite Elements in Analysis and Desig*, Vol. 37, PP. 861~879.
- (4) A. K. Chopra, 1995, "Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering", *Prentice-Hall*, New Jersey
- (5) T. Belytschko, W. K. Liu and B. Moran, 2000, "Nonlinear Finite Elements for Continua and Structure"s, *John Wiley & Sons*, 2000.
- (6) R. D. Cook, D. S. Malkus and M. E. Plesha, 1989, "Concepts and Applications of Finite Element Analysis", *John Wiley & Sons*, Singapore.