

방사성물질 수송용기 충격완충제 케이스의 좌굴변형에 의한 충격흡수효과

구정희* · 서기석* · 민덕기* · 김영진**

(1997년 8월 18일 접수)

Impact Energy Absorbing Effect by the Buckling of Impact Limiter's Case of Radioactive Material Transport Cask

J. H. Ku, K. S. Seo, D. K. Min and Y. J. Kim

Key Words : Cask(수송용기), Impact(충돌), Damage(손상), Deformation(변형), Impact Limiter(충격완충제), Buckling(좌굴)

Abstract

The energy-absorbing characteristic of impact limiters affects the cask design so significantly that it should be evaluated as accurate as possible. The objective of this study is to find the influence of the impact limiter's steel case and gusset plates which enclose the shock absorbing cellular material on the impact energy absorption. The influence of impact limiter's steel case and gusset plate stiffeners on the impact energy absorption behavior under horizontal drop impact was evaluated for a radioactive isotope transport cask. Though the impact limiters mitigate the impact damage of the cask, the impact limiter's steel case and gusset plate stiffeners increase the impact force so significantly that should be designed as soft as possible. The impact analysis without considering impact limiter's steel case and gusset plates stiffener gives non-conservative results, so the stiffness of the steel case and gusset plates should be considered in impact analysis.

기호 설명

- E_a : 흡수에너지
- G : 충격완충체로 인한 감가속도
- h : 낙하높이
- l_0 : 충격완충체의 원래 두께
- N_x : 평판의 최소 좌굴하중
- P_m : 충격완충체의 평균압축력
- t : 튜브의 두께
- W_l : 단위길이당 충격완충체의 무게
- δ_a : 충격완충체의 변형량
- η_c : 압축효율(δ_a/l_0)

σ_{crit} : 임계좌굴응력

1. 서론

국내 원자력법과 국제원자력기구(IAEA)의 규정⁽¹⁾에서는 사용후핵연료나 방사성동위원소 등 고준위 방사성물질을 운반하는 B형 수송용기(cask)의 경우 9m 높이에서 단단한 수평면 위에 최대손상이 예측되는 부분으로 충돌하는 가상사고조건(hypothetical accident condition)에서도 방사선 차폐, 격납 및 구조적 건전성이 유지되도록 요구하고 있다. 방사성물질 수송용기의 충돌문제에 있어서 중요한 것은 충격흡수장치인 충격완충제(impact limiter)

*회원, 한국원자력연구소

**회원, 성균관대학교 기계공학부

이다. 충격완충체의 성능은 충돌체가 갖고 있는 운동에너지를 충격완충체의 소성변형을 통한 변형에너지를 얼마나 잘 흡수하는가⁽²⁾에 달려 있다. 이러한 충격완충체에는 원통형이나 사각형 튜브의 소성좌굴, 폴리우레탄 폼(foam)이나 발사(balsa) 나무 등 가볍고 소성압축특성이 우수한 다공성 재료(cellular material)의 소성변형, 또는 이 두 가지 특성을 서로 결합한 형태의 압축변형을 이용한 방법이 널리 이용되고 있다. 이러한 방법중 어떠한 방법을 사용하는 최종적으로는 충격완충체의 충격흡수특성은 하중-변위 특성과 압축거리에 지배된다.⁽³⁾ 일반적으로 충격완충체의 설계에는 비용, 경량성, 제조의 용이성, 에너지 흡수밀도 및 파손시까지의 일정한 감속비의 압축거동 등이 주요 요소로 꼽힌다.⁽⁴⁾

자동차 산업의 발달과 더불어 충격흡수거동에 대한 많은 연구가 진행되어 왔는데, 자동차 분야에서의 연구는 주로 원통이나 사각형 튜브의 소성좌굴(post-buckling)이 충격을 흡수하는 역할을 하고 튜브 내부에 폴리우레탄 폼이 채워진 경우에 대해서는 부가적 충격흡수기능이 수행되는 경우이며, 튜브의 길이가 긴 경우의 연구에 집중되었다.^(2~10) 이러한 튜브구조에 충격흡수재가 삽입되어 있는 경우의 문제는 충돌-접촉과 소성좌굴 문제가 복합되어 있으므로 실험적인 연구방법이 주로 이용되었고, 충격완충체의 형상도 원통형이나 사각형의 단순한 구조에 국한되었다. 충격하중을 받는 박판 철재구조물에 폴리우레탄 폼을 채우는 것은 구조물의 좌굴형태등의 압축거동 자체 및 압축강도를 변화시키는 등 여러 가지 장점을 가지기 때문에 자동차 분야에서의 충격흡수성능의 효과적 개선을 위한 연구가 활발히 진행되었다. 한편 사용후핵연료 수송용기 등의 충격완충체의 경우에는 원통형이나 사각형의 단순한 구조보다는 복잡한 구조를 가지고 있으며, 폴리우레탄 폼이나 발사나무 등 다공성 재료가 주로 충격을 흡수하고 스테인리스강관등의 케이스는 충격흡수재를 보호하는 역할을 하도록 하여, 수송용기의 충돌문제에 대한 연구에서는 주로 충격흡수재의 특성에 관심을 두었다.^(11~13) 폴리우레탄 폼은 밀도에 따라 압축강도 및 압축률을 자유로이 변화시킬 수 있어 설계에 많은 신축성을 줄 수 있다. 폴리우레탄 폼의 밀도가 높으면 구조적 강도의 증가에는 효과적이거나 충격흡수성능은 떨어지므로 적정의 밀도를 가질 경우 충격흡수성능을 개선할

수 있다. 그러나 튜브재의 두께를 변화시켜도 비슷한 효과를 얻을 수 있으며 이들 두 변수는 상호 밀접하게 영향을 주고 있다.⁽⁶⁾

본 연구에서는 유한요소해석을 통하여 수송용기 충격완충체에서 충격흡수재를 보호하고 충격완충체의 적정강도를 유지시켜 주는 충격완충체의 케이스와 내부의 전열판이 충격력 흡수에 미치는 영향을 분석하였다. 수송용기의 충격완충체의 충격흡수재를 둘러싼 철재 케이스와 케이스 내부의 철재 격막판의 유무 및 두께 등 충격완화에 기여할 수 있는 인자들의 상호영향을 파악함과 동시에 그 활용방안을 제시하였다. 충격완충체의 성능은 충돌면에 작용하는 충격력의 이력 및 최대 충격력의 크기, 충격완충체의 압축량, 그리고 충격에너지의 흡수량으로써 평가하였다.

2. 관련이론

2.1 박판 구조물의 좌굴에 의한 에너지 흡수

Reid⁽⁶⁾는 박판 튜브구조의 축방향의 좌굴, 역위(inversion) 및 쪼개짐(splitting)과 그 변형특성의 내부 충격흡수소재와의 상호작용은 우수한 충격흡수작용을 한다고 지적하고, 효과적인 충격압축률은 전체길이의 약 70% 정도라고 하였다.⁽⁶⁾ 에너지흡수의 관점에서 보면 원통형 튜브 구조가 가장 우수하지만 자동차나 기차 등의 실제 구조물에서는 사각형 튜브 등 평판구조물의 사용을 배제할 수 없다.

Fig. 1과 같이 일축압축하중을 받는 길이 l , 폭 d , 두께 t 인 사각형 튜브의 탄성좌굴에 대하여, 모서리와 각 끝단의 굽힘모멘트를 무시할 수 있으므로 단순지지(simply supported) 경계조건으로 가정할 수 있으며, 사각형 평판의 압축하중에 대한 좌굴에서 두께방향의 변형 w 는 다음과 같다.^(7,14)

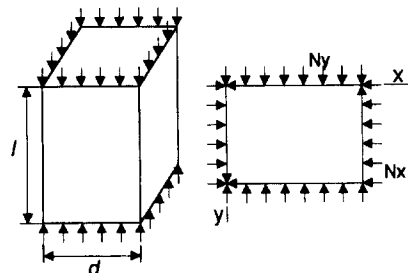


Fig. 1 Buckling of simply supported rectangular plate.

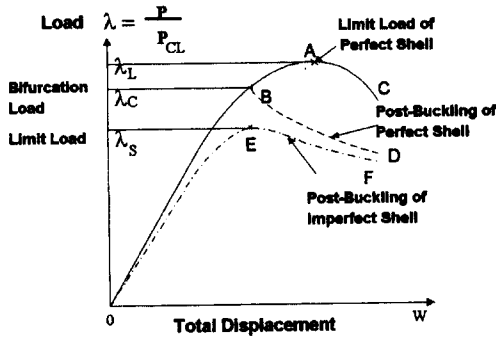


Fig. 2 Bifurcation point and limit point of shell via nonlinear analysis.

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{\ell} \sin \frac{n\pi y}{d} \quad (1)$$

여기서 x 와 y 는 폭과 길이방향의 좌표를 나타내며, m 과 n 은 각각 x 와 y 축 방향으로의 half wave 수를 나타낸다. 이때의 임계좌굴하중은 다음과 같다.

$$N_x = \frac{\pi^2 \ell^2 D \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn}^2 \left(\frac{m^2}{\ell^2} + \frac{n^2}{d^2} \right)^2}{\sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} m^2 a_{mn}^2} \quad (2)$$

여기서, $D = \{Et^3/12(1-\nu^2)\}$ 로서 평판의 굽힘강성을 나타내며, E 는 탄성계수, ν 는 푸아송비를 나타내며, 최소좌굴하중 N_x 는 $n=1$ 일 때 최소이다. 따라서, 임계응력 σ_{cri} 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_{cri} &= \frac{(N_x)_{cri}}{t} \\ &= \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{m}{\ell/d} + \frac{\ell/d}{m} \right)^2 \left(\frac{t}{d} \right)^2 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, σ_{cri} 는 각각 다른 정수값 m 에 대하여 ℓ/d 와 함께 변하며 어떤 ℓ/d 값에 대하여 최소의 σ_{cri} 값을 갖는데, σ_{cri} 는 항상 $m/(\ell/d)=1$, 즉 x 방향의 반파장(half wavelength)이 평판의 폭과 같을 때 최소임을 알 수 있다. 따라서 σ_{cri} 의 최소값은 다음과 같다.

$$\sigma_{cri} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{d} \right)^2 \quad (4)$$

그러므로, 윗식으로부터 평판의 좌굴은 t/d 값이 같을 경우 항상 같음을 알 수 있다.

축방향으로 압축하중을 받는 완전한 원통형 셸에 대해 비선형해석을 하면 Fig. 2와 같이 셸은 OA선상을 따라 최대한계하중 λ_L 에 이를 때까지 축대칭

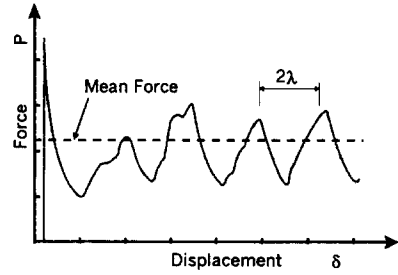


Fig. 3 Experimental load-deflection curve for axially compressed box column.

형태로 변형된다. 그러나 OA점 사이에 분기점(bifurcation point) B가 있어 분기하중 λ_C 에 이르면 완전한 구조물에 초기손상이 발생하며 BD경로를 따라 축하중 λ 가 감소하면서 급격한 비대칭변형이 발생하기 때문에 한계하중 λ_L 은 공학적으로 중요하지 않다. 실제 셸은 불완전한 구조를 갖기 때문에 OEF의 경로를 따라서 거동한다.⁽¹⁵⁾ 그러나 충격완충체에서는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 계속적인 소성변형이 발생할 때의 평균 압축하중(mean crush force) P_m 이 에너지 흡수에 기여한다.⁽¹⁶⁾

Reid⁽⁶⁾는 축방향으로 압축하중을 받는 직경 D , 길이 $2H$ 인 원통형 철제 튜브 충격완충체의 소성변형에서의 평균압축력 P_m 을 다음과 같이 구하였다.

$$\frac{P_m}{\sigma_0 t^2/4} = 20.79 \left(\frac{D}{t} \right)^{1/2} + 11.90 \quad (5)$$

그리고

$$\frac{H}{R} = 1.76 \left(\frac{t}{D} \right)^{1/2} \quad (6)$$

여기서, $M_0 = \sigma_0 t^2/4$ 이며, σ_0 는 굽힘항복응력을 나타낸다. 윗식은 평균 압축응력을 과소평가한 것이므로, $2H$ 대신에 다음의 $2H$ 길이당 감소된 유효 압축길이 δ_e 를 사용한다.

$$\frac{\delta_e}{2H} = 0.86 - 0.568 \left(\frac{t}{D} \right)^{1/2} \quad (7)$$

2.2 충격완충체의 충격흡수

물체가 높이 h 에서 낙하하여 충돌할 때 두께가 ℓ_0 인 충격완충체가 일정한 압축강도를 가지고 완전히 압축된다고 가정하면, 에너지보존의 법칙으로부터 $mgh = mGh_2$ 로 계산된다. 여기서 감속구간 h_2 는 충격완충체의 변형길이 δ_a 로서 이론상 충격완충체의 두께는 $\ell_0 = h_2 = \delta_a = h/G$ 로 계산된다. 그러나

충격저항력은 압축량에 비례하며 대부분 충격흡수재는 일정한계까지만 압축되므로, 완충계수(cushioning factor) c 를 도입하여 $\ell_0 = ch/G$ 로 계산한다. 여기서 감속도 G 는 중력가속도 g 와의 비로써 나타나며 실제의 감속도는 이론적 감속도 G 의 약 3배이다.⁽²⁾

충격완충체의 평균압축력을 P_m , 축방향의 압축변형량을 δ_a 라 하면, 이상적인 충격완충체의 흡수 에너지 E_a 는 충격완충체의 전체가 변형되며($\delta_a = \ell_0$) 변형시 발생하는 하중-변위곡선 아래의 면적을 나타낸다. 이때 철제 튜브에 대한 단위질량당 흡수 에너지 E_{sa} 는 다음과 같다.⁽³⁾

$$E_{sa} = \frac{E_a}{W_s \delta_a} = \frac{P_m \delta_a}{A_s \rho_s \delta_a} = \frac{P_m}{A_s \rho_s} \quad (8)$$

여기서 A_s 와 ρ_s 는 각각 철제 튜브의 단면적과 밀도를 나타내며, 단위중량당의 흡수에너지의 양으로 나타내는 것은 중량효과(weight effectiveness)를 비교하기 위함이다.

튜브구조에 밀도가 높은 폴리우레탄 폼을 삽입하면 강도는 증가하나 압축률이 감소하여 충격흡수효과가 떨어진다. 또한 밀도가 너무 낮은 재질을 삽입하면 큰 변화를 가져오지 않는다. 따라서, 물체의 충돌속도 및 중량에 따라 적절한 조합을 이루어야 한다. 내부가 채워진 철제 튜브에 대하여 평균 압축응력과 압축변형량과의 조합효과를 고려하여 수정된 단위질량당 흡수에너지 E^*_{sa} 는 다음과 같다.

$$E^*_{sa} = \eta_c E_a \quad (9)$$

여기서, η_c 는 압축효율로서 다음과 같다.

$$\eta_c = \frac{\delta_a}{\ell_0} = \frac{P_m \delta_a}{A_s \rho_s \ell_0} \quad (10)$$

폼(foam)이 채워진 기둥의 동적압축에 대해서는 단순화된 모델을 사용하여 해석을 하는데, 철제 기둥의 압축강도와 폼의 압축강도의 합으로 계산된다고 가정한다. 이때 폼의 평균 압축강도는 5% 압축상태에서의 응력과 단면적의 곱으로 $P_{mf} = \sigma_f A_f$ 로 계산된다. 동적하중에 대한 동적곱셈계수(dynamic multiplication factor) DMF는 다음과 같이 주어진다.⁽³⁾

$$DMF = \frac{P_m \text{ dynamic}}{P_m \text{ static}} = 1 + \left(\frac{CV}{\ell_0 D}\right)^q \quad (11)$$

여기서, C 는 실험적 상수, D , q 는 실험적 재료상수, V 는 충돌속도를 나타낸다. 튜브내부가 폼(foam)으로 채워진 기둥에 대한 정적 평균 압축하중은 $P_m = P_m \text{ steel} + P_m \text{ foam}$ 으로 가정하며 동적하중에 대하여는

$$P_m = \left[1 + \left(\frac{CV}{\ell_0 D}\right)^q\right] (P_m \text{ steel} + P_m \text{ foam}) \quad (12)$$

그러나 실제의 경우 내부에 삽입된 폴리우레탄 폼은 튜브가 주름지며 찌그러지는 것을 방해하는 역할을 하기때문에 튜브의 경계조건과 좌굴형태가 달라져서 더욱 큰 에너지를 흡수하게 된다.

3. 수송용기의 유한요소 충돌해석

3.1 해석모델

본 연구에서는 길이가 약 700 mm, 외경이 500 mm이고, 중량이 약 600 kg인 원통형 구조인 방사성동위원소 수송용기를 대상으로 하였다. 이 수송용기는 원통형 스테인레스강 내외부셀이 구조재를 형성하고, 그 사이에 감마선 차폐체인 납이 주조되며, 스테인레스강 셀 케이스에 스테인레스강으로 된 환형 전열핀과 폴리우레탄 폼을 삽입한 충격완충체가 감싸고 있는 구조를 갖고 있다. 이 충격완충체 내부의 전열핀과 폴리우레탄 폼은 충돌사고시에 수송용기를 보호하는 역할을 하며, 정상운전시 내부의 열을 방출시키고 화재사고시에는 외부 열의 유입을 차단하는 역할을 동시에 수행해야 되기 때문에 열 및 구조적 기능을 동시에 만족시켜야만 한다.

이 수송용기의 충돌해석에는 충돌해석 기능과 접촉요소 기능이 우수한 LS-DYNA3D⁽¹⁷⁾ 코드를 사용하였으며, 해석모델은 Fig. 4와 같이 수송용기의 대칭성을 이용해 1/2 단면을 3차원 요소로 모델링하였다. 철제 케이스에 6개의 환형 전열판을 가진 충격완충체를 고려한 모델의 경우 12,471개의 절점과 6,830개의 솔리드요소와 2,780개의 셸요소로 각각의 재료별로 모델을 구성하였다.

수송용기 구성재료의 기계적 물성치는 모두 변형률경화(straining hardening)를 고려하여 탄소성으로 하였으며, 수송용기 구성요소인 스테인리스강, 납차폐체 등 소재간의 접촉부분은 단일면 접촉(single surface contact) 요소를 사용하여 모두 단순접촉된 상태로 모델링하였다. 수송용기의 뚜껑은 강체

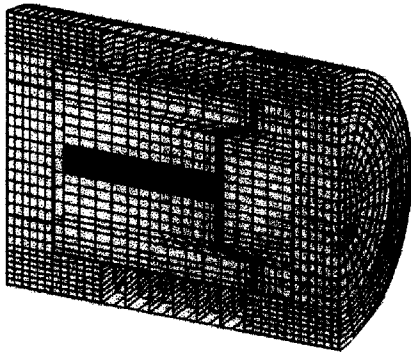


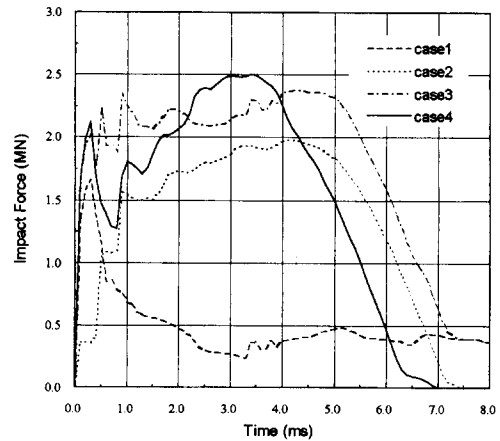
Fig. 4 Impact analysis model of RI cask for 9m horizontal drop.

절점 구속조건을 사용하여 용기 본체의 볼트 체결 부위에 구속시켰다. 충격원충체의 케이스는 폴리우레탄 폼과 단순접촉의 형태로 모델링하여 충돌시 폴리우레탄 폼의 변형과 케이스의 좌굴(buckling)로 충돌에너지가 흡수되는 것을 고려하였다. 수송용기의 충돌면은 무한히 편평한 강체평면으로 가정하여 수송용기의 모든 충돌 가능한 위치가 접촉하는 것을 가능하도록 모델링하였다. 하중조건으로는 9m의 높이에서의 자유낙하로 인해 충돌직전에 갖는 초기속도 13.3 m/s를 고려하여 모든 절점이 13.3 m/s의 속도로 충돌면에 충돌하는 것으로 해석하였다.

3.2 수송용기의 충돌거동

충격원충체 철제 케이스와 내부 전열핀의 좌굴이 수송용기의 충돌거동에 미치는 영향을 파악하기 위해 수송용기가 9m의 높이에서 수평상태로 자유낙하하여 강체 수평면 위에 충돌하는 자유낙하조건에 대하여 충돌거동의 변화를 검토하였다. 수송용기의 충격원충체에 대해서는 충격원충체의 충격흡수재만 고려한 경우, 충격원충체의 철제 케이스만 고려한 경우, 그리고 충격원충체의 철제 케이스와 내부 전열핀을 고려한 경우의 세가지의 경우에 대하여 분석하였다. 이 연구에서는 수송용기의 충돌시 수송용기에 발생하는 변형, 운동에너지의 변화 및 충격력의 변화 등 전체적인 충돌거동에 대해서만 평가하였으며 국부적인 최대손상은 고려하지 않았다.

Fig. 5는 원통형 충격원충체의 셸구조 및 내부 충격흡수재의 상호작용의 영향을 검토하기 위한 것으로 수송용기가 수직상태로 낙하하여 충돌면에 충돌할 때 충격력 이력의 변화를 나타낸다. 수직낙하

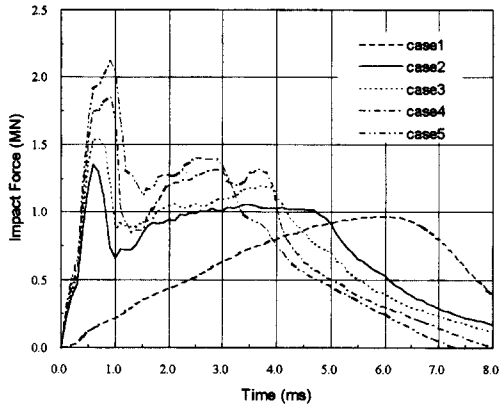


- case 1 : Shell only
- case 2 : Polyurethane foam only
- case 3 : Case 1 + case 2
- case 4 : Foam filled shell

Fig. 5 Variation of impact force-time histories of RI cask for vertical drop.

시 충격원충체의 케이스와 충격흡수재를 함께 고려한 경우 최대충격력이 2.49 MN인데 충격흡수재만 고려한 경우는 1.98 MN으로 약 20% 감소하였으며, 철제 케이스와 충격흡수재에 대하여 각각 계산된 값을 더한 경우는 최대값인 2.38 MN으로 약 5% 작게 계산되었다. 이와 같이 두 가지 재질을 함께 고려한 실제의 경우에는 각각의 경우를 따로 해석한 결과를 중첩한 결과보다는 최대 충격력이 크게 나타났고, 전체 충돌시간도 단축됨을 알 수 있다. 또한, 충돌초기의 급격한 충격력의 증가는 오히려 중첩한 결과가 과장되게 계산되었다. 이것은 충돌초기에는 셸 구조와 충격흡수재의 상호작용이 거의 없지만 충돌의 후반에 셸 구조의 구속효과로 충격원충체의 변형에 제약을 받게 되어 충격력이 증가하는 것으로 판단된다.

Fig. 6은 수송용기가 수평상태로 낙하하여 충돌하였을 때의 충격력 이력의 변화를 나타내고 있다. 수평낙하에서 최대충격력은 충격원충체의 케이스와 충격흡수재를 함께 고려한 경우는 1.35 MN이며, 케이스를 고려하지 않고 충격흡수재만 고려한 경우는 0.90 MN으로 충격력이 약 33% 감소하였다. 한편 철제 케이스 내부의 전열핀이 6 mm로 3 mm 증가시켰을 경우는 최대 충격력이 2.12 MN으로 충격력이 약 57% 증가하였다. Fig. 7은 수송용기에 발생하는 변위이력의 변화를 나타낸 것으로 최저값은 충격원충체의 최대변형량을 나타내며, 최저



case 1 : polyurethane foam only
 case 2 : 3t case and 3t fin
 case 3 : 3t case and 4t fin
 case 4 : 3t case and 5f fin
 case 5 : 3t case and 6t fin

Fig. 6 Variation of impact force-time histories of RI cask for vertical drop.

값 이후의 증가는 수송용기가 충돌반발을 일으키는 것을 나타낸다. Fig. 7에서 최대변형량이 케이스를 고려하지 않은 경우는 53 mm로 케이스와 흡수재를 고려한 경우의 32 mm에 비해 변형량이 약 66% 증가하고 최대변형이 발생하는 시간이 약 1.6 ms 지연되었다. Fig. 6과 Fig. 7에서 충격완충체의 케이스 및 내부 전열판을 고려하지 않은 경우 변형량은 크게 증가하고 충격력이 크게 감소하며, 충돌기간이 매우 길어짐을 알 수 있다. 또한 충격완충체의 케이스를 고려한 경우에는 충돌초기에 충격력이 급격히 증가했다 감소한 후 다시 증가하는 반면 케이스를 고려하지 않은 경우에는 초기충격력이 거의 없이 충격력이 서서히 증가하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 8은 수송용기가 충돌초기에 갖고 있는 운동 에너지의 변화를 나타낸 것으로 충격완충체의 케이스 및 내부 전열판이 없는 경우는 충돌후 6.2 ms에서 최저값을 나타내어 충격완충체 케이스를 고려한 경우의 4.4 ms에 비해 1.8 ms 지연되며 케이스 및 내부 전열판을 고려한 경우에 비해 상당히 다른 거동을 보였다. Fig. 9는 충격완충체 케이스와 내부 전열판을 고려한 수송용기의 수평낙하시 수송용기에 발생하는 응력의 분포 및 충격완충체의 변형을 나타내고 있다. 이 그림에서 충돌부분의 철재 케이스와 내부 전열판들이 심하게 찌그러지고 응력이 집중된 것을 알 수 있다.

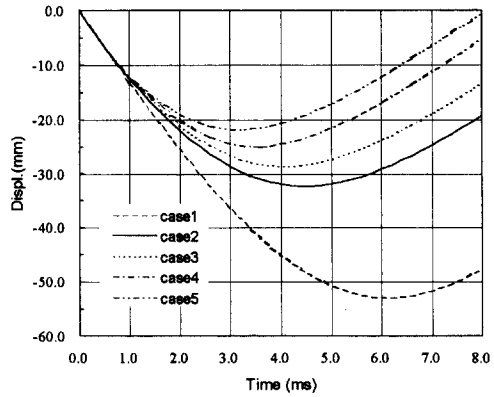


Fig. 7 Variation of displacement-time histories of RI cask for horizontal drop.

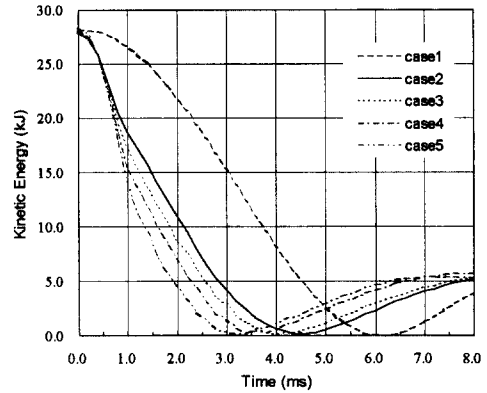


Fig. 8 Variation of kinetic energy-time histories of RI cask for horizontal drop.

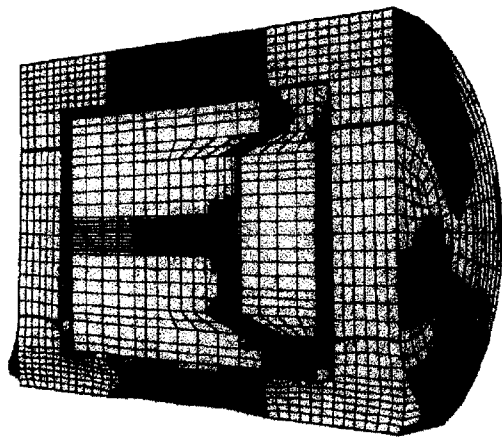


Fig. 9 Deformed shape and stress contour of RI cask under horizontal drop.

Table 1은 각 경우에 대해 계산된 최대변형량과

Table 1 Maximum displacement and stress.

Problem	Calculated maximum values				Remark
	Disp. (mm)	Time (ms)	Stress (MPa)	Time (ms)	
Case 1	52.9	6.2	22.2	3.4	no case
Case 2	32.3	4.6	150.0	0.8	3 t
Case 3	28.6	4.0	134.0	0.6	4 t
Case 4	25.0	3.6	144.3	0.6	5 t
Case 5	21.8	3.2	233.3	0.3	6 t

최대응력을 나타내고 있다. 경우 1에서는 최대변형이 발생하는 시간이 훨씬 길어지고, 발생응력이 현격히 작게 계산됨을 알 수 있다. 또한, 내부 전열판의 두께가 6 mm인 경우는 발생응력이 크게 증가하였다.

4. 해석결과 고찰

수송용기가 자유낙하하여 충돌하면 충격완충체가 최초로 초기변형을 일으키며 철제 케이스에 좌굴이 발생하며 초기충격력을 흡수하고, 충돌이 진행됨에 따라 내부에 삽입된 충격흡수재의 소성변형과 함께 케이스 및 내부 전열판 등이 함께 소성변형을 일으키며 충격을 흡수하게 된다. 수직낙하시 충격완충체의 케이스와 충격흡수재를 함께 고려할 경우 충격흡수재만 고려한 경우에 비해 최대충격력이 약 26% 증가하였으며, 철제 케이스와 충격흡수재에 대하여 각각 계산된 값을 더한 경우에 비해서도 약 5% 증가하였다. 한편 수평낙하에서는 충격완충체의 케이스와 충격흡수재를 함께 고려한 경우는 최대충격력이 충격흡수재만 고려한 경우에 비해 충격완충체의 변형량이 약 66% 증가하고 충격력이 약 33% 감소하였고, 철제 케이스 내부의 전열판을 증가시켰을 경우는 변형량이 약 33% 감소하고 충격력이 약 57%까지 증가하였다. 이와 같이 충격완충체의 충격흡수거동은 충격완충체 내부에 채워지는 충격흡수재 뿐만 아니라 이를 감싸고 있는 철제 케이스와 내부 격막판에 큰 영향을 받는다. 또한 이들 셀과 폼의 변화는 상호간에 변형상태를 구속하게 되므로 밀접하게 영향을 미친다. 또한 충격흡수재만을 고려하고 철제 케이스나 내부격막판 등을 무시한 해석은 충격완충체의 강성이 실제보다 약하

게 평가되어 충격완충체의 변형량을 증가시켜 발생응력이 작게 평가되므로 보수적인 결과를 주지 못한다. 그러므로 수송용기의 충격완충체의 케이스 및 내부 전열판 등과 같은 철제 구조물의 소성좌굴 변형 및 충격완충체 변형의 구속조건을 변화시킬 수 있는 인자들은 수송용기의 충돌해석에 반드시 고려되어야 할 것으로 판단된다.

실제로 충격완충체 제작시 원통셀과 내부 격막판을 점용접 (spot weld) 할 경우 용접부분의 강도가 약해져서 용접부분은 폼의 압력으로 인해 변형이 진행됨에 따라 분리되게 된다. 이것은 실제 셀 구조의 구속효과를 감소시켜 충격완충체의 압축길이를 증가시키게 되고, 따라서 더 많은 에너지를 흡수할 수 있게 된다. 그러므로, 이들 철제 구조물의 결합상태의 영향에 대해서도 평가가 이루어져야 할 것으로 판단된다.

5. 결 론

원통형 구조의 방사성물질 수송용기의 충돌해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 충격흡수재를 감싸고 있는 충격완충체의 케이스와 내부의 전열판 등은 수송용기의 충돌시 초기에는 좌굴변형을 일으키면서 초기충격력을 증가시키며, 변형이 진전됨에 따라 충격흡수재의 변형을 구속하여 수송용기에 작용하는 충격력을 증가시킨다.

(2) 충격흡수재를 감싸고 있는 수송용기는 충격완충체의 케이스와 내부의 전열판 등은 수송용기의 충돌거동에 큰 영향을 미치므로 충돌해석에 반드시 고려해야 한다. 이를 고려하지 않은 경우는 응력발생량 및 충격량 등이 보수적인 결과를 주지 못하므로 등가의 충격완충체 압축특성을 고려하여야 한다.

(3) 수송용기의 충격완충체는 최대충격력이 발생하는 시간을 지연시키도록 충격량을 흡수할 수 있는 범위 내에서 가능한 한 단단하지 않도록 충격흡수재와 철제 케이스 등의 구속효과를 고려하여 설계하여야 한다.

참고문헌

- (1) IAEA, 1990, "Regulations for the Safe Transport of Radioactive Materials," *IAEA Safety*

- Standards* No. 6, pp. 75~82.
- (2) Johnson, W. and Reid, S. R., 1978, "Metallic Energy Dissipating Systems," *Applied Mechanics Reviews*, Vol. 31, No. 3, pp. 277~288.
- (3) Lampinen, B. E. and Jeryan, R. A., 1982, "Effectiveness of Polyurethane Foam in Energy Absorbing Structures," *Trans. SAE 91*, pp. 2059~2076.
- (4) Andrews, K. R. F., England, G. L. and Ghani, E., 1983, "Classification of the Axial Collapse of Cylindrical Tubes Under Quasi-Static Loading," *Int. J. of Mechanical Science*, Vol. 25, No. 9-10, pp. 687~696.
- (5) Reid, S. R. and Reddy, T. Y., 1986, "Axially Loaded Metal Tubes as Impact Energy Absorbers," *Proc. IUTAM Sympo. on Inelastic Behavior of Plates and Shells*, pp. 569~595.
- (6) Reid, S. R., 1993, "Plastic Deformation Mechanisms in Axially Compressed Metal Tubes Used as Impact Energy Absorbers," *Int. J. of Mechanical Science*, Vol. 35, No. 12, pp. 1035~1052.
- (7) Meng, Q. et al., 1983, "Axial Crushing of Square Tube," *Int. J. Mech. Science*, Vol. 25, No. 9-10, pp. 743~773.
- (8) Abramowicz, W. and Jones, N., 1986, "Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes," *Int. J. Impact Engineering*, Vol. 4, No. 4, pp. 243~270.
- (9) Abramowicz, W. and Weirzbicki, T., 1988, "Axial Crushing of Foam-Filled Columns," *Int. J. of Mech. Science*, Vol. 30, No. 3, pp. 263~271.
- (10) Reddy, T. Y. and Wall, R. J., 1988, "Axial Compression of Foam Filled Thin-Walled Circular Tubes," *Int. J. Impact Engineering*, Vol. 7, No. 2, pp. 151~166
- (11) Henry, F. P. and Williams, C. W., 1995, "Rigid Polyurethane Foam for Impact and Thermal Protection," *PATRAM95*, pp. 1161~1168.
- (12) Wellman, G. W., 1984, "Transportation System Impact Limiter Design Using Rigid Polyurethane Foam," *SAND84-2271 DE85 015088*, Sandia National Laboratories.
- (13) Attaway, S. W., 1988, "A Local Isotropic/Global Orthotropic Finite Element Technique for Modeling the Crush of Wood," *SAND88-1449-UC-71*, Sandia National Laboratories.
- (14) Timoshenko, S. P. and Gere, J. M., 1961, *Theory of Elastic Stability*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 348~389.
- (15) Arbocz, J. et al., 1987, *Buckling and Post-Buckling*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, pp. 83~85.
- (16) Jones, N. and Weirzbicki, T., 1983, *Structural Crashworthiness*, Butterworths, London, pp. 66~95.
- (17) Hallquist, J. O., 1991, *LS-DYNA3D Theoretical Manual*, LSTC Report1018, Livermore Software Technology Corporation.