

## OECD규정(제4항)에 기초한 농업용 트랙터 캐빈의 유한요소 해석

### Finite Element Analysis of an Agricultural Tractor Cabin based on the OECD Standard(code 4)

하창욱 김현진 구남서 권영두  
정회원  
C. W. Ha H. J. Kim N. S. Goo Y. D. Kwon

#### ABSTRACT

The ROPS of an agricultural tractor is designed to protect its driver when the tractor overturns. Although the current OECD tests to determine whether the ROPS meets the requirements of the OECD regulation are desirable, they need long time to test. We experimental time and effort by using CAE. We conducted a finite element analysis for the ROPS design of a Dae-Dong tractor cabin in an attempt to reduce the design and manufacturing time. This study shows the interpretative skill using MARC(v.2000) for designing ROPS and difference between the results of testing and FEA.

Design process is generally divided into two phases: a concept and a detail design. The concept design uses simple analysis to predict structural behavior, whereas the detail design involves a finite element analysis performed by the results of the concept design. This study focused on the detail design and used Patran(v.2000r2) and MARC(v.2000) of the MSC software corporation. The model consisted of 4812 elements and 4582 nodes. Four tests, specified in the OECD standards, were performed: (1) longitudinal loading test (2) rear crushing test (3) side loading test (4), and front crushing test. Independent analyses were also performed for each test, along with a sequential analysis. When compared, the results of the independent and sequential analyses were found to be similar to the test results.

**Keywords** : Tractor Cabin, ROPS(Roll Over Protection System), OECD(Organization for Economic Cooperation and Development), FEM(Finite Element Method).

#### 1. 서 론

농업용 또는 임업용 트랙터의 안전구조물(ROPS: Roll Over Protection System)은 트랙터에 사고가 발생하거나, 전복되었을 때 운전자를 보호할 수 있도록 설계되어야 한다(Springfeldt, 1996). 특히 수출용 트랙터의 경우 OECD에서 안전구조물의 시험방법의 절차를 규정하고 있다. 하지만 시험 시 통과조건을 만족시키지 못할 경우 안전구조물을 다시 제작해야 하며, 이때 제작경비 및 제작시간의 낭비가 많다.

따라서 이러한 경제적 및 시간적 낭비를 최소화하고 시험조건을 만족하는 ROPS설계를 위해 유한요소해석이 필요하다. 그러나, 현재까지 트랙터의 설계를 위해서 CAE를 이용한 경우는 있었으나(류일훈 등, 1997), OECD규정(OECD사무국, 1993)을 만족시키는 ROPS의 구조해석을 회사뿐 아니라 국내에서 연구, 발표된 적이 없었다. 이에 본 연구에서는 트랙터의 안전구조물에 대한 유한요소해석기법을 정립하였으며, 유한요소해석의 타당성을 보이기 위해 시뮬레이션과 시험을 병행하였다. 또한, 실제

This article was submitted for publication in May 2003, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in July 2003. The authors are C. W. Ha, the head of Deaong R&D center and H. J. Kim, Research Assistant, N. S. Goo, Research Professor, Dept. of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Daegu, Korea. The corresponding author is Y. D. Kwon, Professor, Dept of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Daegu, 702-701, Korea. Fax:+83-53-950-6550. E-mail: <ydkwon@knu.ac.kr>.

험방법을 그대로 모사하여 실험횟수를 줄이면서 규격을 통과할 수 있는 조건을 찾기 위해서 변위제어 방법을 적용하였으며, 그때의 결과값들을 실제실험값과 비교하여 그 타당성을 보여주었다. 트랙터 캐빈의 시뮬레이션을 위해 MSC사의 Patran 2000r2을 사용하여 모델링하였으며, MARC(v.2000)을 사용하여 해석을 수행하였다(MSC, 1997; MSC, 2000). 일반적으로 설계는 개념설계와 상세설계로 나뉘어 수행된다. 보통 개념설계는 구조물의 전체 거동을 볼 수 있는 간단한 식을 사용하여 수행되며, 상세설계는 개념설계에서 어느 정도 확정된 설계를 바탕으로 유한요소 해석을 수행하게 된다. 따라서 본 연구는 상세설계에 관한 것이라 할 수 있다.

해석에 사용한 트랙터는 대동공업주식회사에서 개발중인 D450트랙터로 제원은 아래 Table 1에 나타낸 것과 같다. 안전구조물의 시험에서는 OECD표준코드4에서 제시하고 있는 (1) 종방향 변위시험 (2) 후방 압괴 (3) 측방향 변위시험 (4) 전방 압괴의 순으로 시험을 수행한다. 시뮬레이션해석 시에도 궁극적으로는 이 4가지 시험이 순차적으로 묘사될 수 있도록 순차해석을 수행하여야 하나, 모델 생성 시 편의를 위해 개별해석을 수행하여 작성 모델의 타당성을 검증한 후 순차적 해석을 수행하였다.

실제시험시 D450 트랙터의 좌, 우 전방 지지점에는 방진고무가 설치되어 있다. 방진고무가 시험에 주는 영향을 고려하기 위해서 방진고무의 유·무에 따른 해석을 함께 수행하였다. 개별 해석과 순차적 해석 결과를 비교하여 잔류 응력의 영향을 고찰하였으며 시뮬레이션 해석 결과를 실제시험 결과와 비교하여 해석의 타당성을 검증하였다.

Table 1 Specification for D450 Tractor Cabin

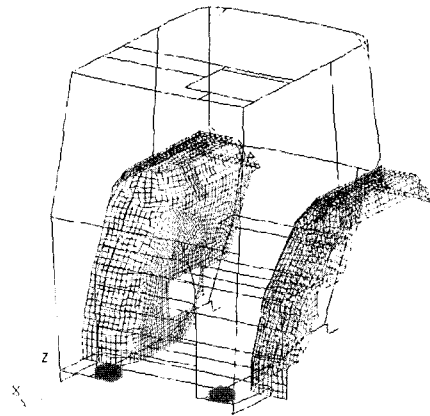
Specification	D450
Engine Horsepower (ps/rpm)	45/2600
Displacement (cc)	2000
Transmission (Forward/Reverse)	12/12
PTO Revolution (rpm)	561, 728, 1040
Length/Width/Height (mm)	1140/1630/1446
Weight (N)	18767N

## 2. 해석 절차

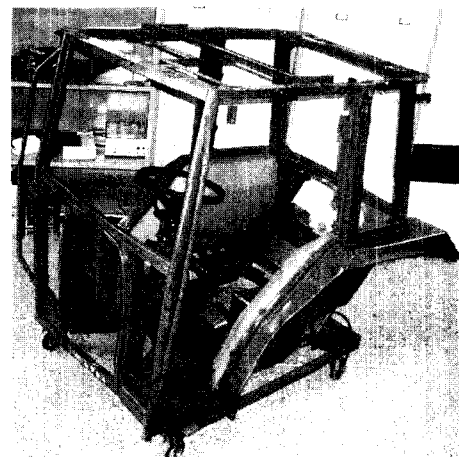
### 가. 모델생성

D450 트랙터의 안전구조물은 크게 프레임, 발판

조합, 핸들조합, 펜더조합 등으로 구성되어 있다. 프레임은 가늘고 긴 파이프 형상을 가지므로 보요소로 모델링 하였고, 펜더 조합은 쉘요소를 사용하였다. 발판조합과 핸들조합은 쉘요소를 사용하여 모델링 하여도 되지만, 이 part는 외력에 대한 저항 부가 아니므로, 전체 하중 흐름을 고려하여 등가의 면적을 가지는 보요소로 모델링하여 계산속도를 줄였다. 전방 지지점의 방진고무는 솔리드 요소를 사용하여 모델링 하였다. 해석모델은 전체 4582개의 절점과 4812개의 요소로 구성되어 있다. Fig. 1(a)에 해석 모델을 나타내었다.



(a)



(b)

Fig. 1 (a) Finite element model of D450 tractor cabin.

(b) Actual model of D450 tractor cabin and boundary condition.

나. 경계조건 및 하중조건

경계조건은 시험에서와 같이 D450 트랙터에서 ROPS 구조물이 지지되어 있는 부분을 고정하도록 하였다. Fig. 1(b)에 나타난 것처럼 전방부와 후방부의 좌, 우 총 4곳을 고정하였다.

하중조건은 OECD 규정에 따라 4가지 순서로 진행된다. 종방향 변위제어시험에서는 ROPS의 후방 상부프레임을 실제실험조건과 같이 뒤쪽에서 앞쪽 (Fig. 1(a)에서 +y방향)으로 5mm씩 변위를 제어하였다. 각 단계(5mm)마다 변위를 제어한 node에서 발생하는 반력을 구하여 합한 후 그 반력을 이용하여 부재가 흡수한 에너지를 계산하였다. 얼마나 연속적으로 변위를 제어해야 하는지(즉, 150mm까지 변위를 제어해야 하는지, 160mm까지 인지)는 총 흡수 에너지 기준을 근거로 trial and error를 거쳐서 찾아내었다. 그 후, 후방 압괴 시험이 진행된다. 이때, 후방상부 프레임에 대해서 -z방향으로 점하중을 가하였다. 하중의 크기는 10번에 나누어 최종하중이 가해지도록 하였으며, 횡수로 나누어진 하중값을 node의 개수로 나누어 각 node에 가해지도록 하였다. 또한 측방향 변위제어시험에서는 우측 상부 프레임에 대해 우측에서 좌측(Fig. 1(a)에서 +x방향)으로 변위를 제어하게 된다. 마지막으로 전방상부 프레임에 대한 전방 압괴시험이 진행된다. 하중은 변위제어시험과 압괴시험에서 각각 다른 방법으로 부과된다. 즉 변위 제어시험에서는 하중 부과점에 일정한 양의 변위가 계속 더해져 가해진다. 가해지는 변위는 에너지 요구 조건이 만족될 때까지 계속하여 증가하게 된다. 이와는 달리 압괴시험에서는 부과 하중의 크기가 결정되어 있으며 이를 여러 단계에 걸쳐 부과하게 된다. 변위 제어 및 하중부과는 실제시험과 같은 순서와 방법으로 수행하였다.

개별해석 수행 후 잔류응력과 잔류변형의 영향을 고려하여 순차적 해석을 수행하였다. 개별해석에서는 변위나 하중을 부과시키기만 하면 되는 반면, 순차적 해석에서는 다음 시험을 위하여 부과된 변위나 하중을 제거하여야 한다.

Fig. 2에서 전체 해석과정에 주어지는 하중조건과 경계조건을 함께 나타내었다. 여기서 상부 frame에 표시된 하중조건은 동시에 작용하는 것은 아니며, 종방향 변위시험, 후방 압괴, 측방향 변위시험, 전방 압괴의 순으로 작용한다. 이때, 고정된 하부 4부분이 경계조건이 된다. Fig. 3에는 방진고무가 없는 경우를 나타내었다. 이 경우에는 전방부의 좌, 우에 각각 2부분을 고정하고 후방부는 방진고무가 있는

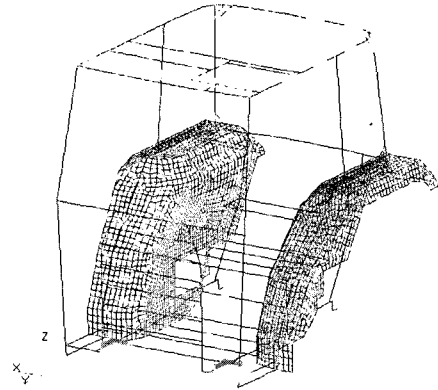


Fig. 2 Boundary and load condition for analysis model (with anti-vibration rubber).

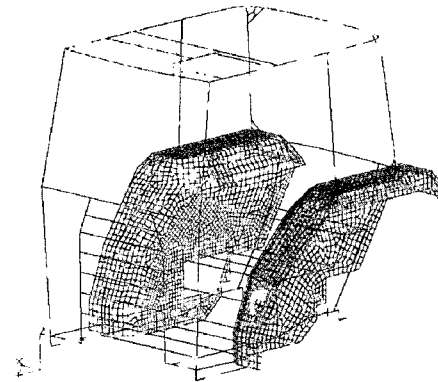


Fig. 3 Boundary and load condition for analysis model (without anti-vibration rubber).

경우와 같이 2부분을 고정하여 경계조건을 부과하였다.

다. 재료 물성치

D450 ROPS는 4가지 종류의 재료로 구성되어 있다. 4가지 종류의 재료가 서로 유사하기 때문에 대표적이고 잘 알려져 있는 프레임용 소재인 CHSP (JIS-SPFC60Y)를 사용하여 해석을 수행하였다. Posco에서 제공해 준 시험data값에 의하여 CHSP의 탄성계수는 207GPa, 프아송비는 0.3이며 항복강도는 579.18MPa, 파단강도는 661.5MPa이다.

연성금속 재료에 대해 큰 변형을 범위에서 재료의 소성거동을 잘 나타낼 수 있어 소성가공해석에 널리 이용되는 n승경화식(n-power law)을 이용하여 CHSP의 소성곡선은 다음과 같이 근사하게 나타낼 수 있으며, 이때 상수값  $K=101.83$ ,  $n=0.1354$ 이다.

$$\sigma = K\epsilon^n \quad (1)$$

라. 해석순서

(1) 개별 해석

시뮬레이션 해석시 순차적 해석을 수행하기 전에 각각에 대한 개별적인 해석을 수행하였다. 종방향 및 측방향 변위 제어의 경우 안전구조물의 후부와 측부에서 변위를 가하고 이때 변위를 제어한 지점에서 발생하는 반력을 구해서 에너지 요구 조건의 만족 여부 및 안전영역의 침해 여부를 확인한다. OECD 규정에 따르면 안전영역은 ROPS 시험동안 확보되어야 하는 최소한의 공간을 의미한다. 종방향과 측방향에서 만족시켜야 하는 에너지는 각각 트랙터 무게의 1.4배와 1.75배이다. 시험에 사용된 D450 트랙터의 무게는 18767N이므로 만족시켜야 하는 에너지의 크기 OECD 규정에 따라 다음과 같다.

$$\text{종방향} : 1.40 \times 18767 = 26273.8(J)$$

$$\text{측방향} : 1.75 \times 18767 = 32842.3(J)$$

변위-반력 그래프에서 그래프의 하부면적이 ROPS가 흡수한 에너지가 되므로 이를 이용하여 목표한 에너지에 도달하는지를 계산하였다. 종방향의 경우 시험에서 변위를 제어하는 것과 같은 방법으로 트랙터 후부 상부프레임에 측면으로부터 안전구조물 윗면 폭(1140mm)의 1/6만큼 안쪽으로 떨어진 곳을 중심으로 좌우 190mm에 위치하는 절점의 변위를 제어하였다. 종방향으로(y방향) 5mm씩 에너지 조건을 만족시킬 때까지 변위를 증가시켰다. 변위를 제어하는 절점에서 발생하는 반력을 각 단계에서 구하고 이를 이용하여 에너지를 계산하였다(Fig. 2).

측방향의 경우 시험과 같은 방법으로 종방향 변위 시험 시 변위를 가한 하부 상부프레임의 측면에 위치하는 상부프레임에 대해서 좌석기준점보다 앞쪽으로 300mm 전방의 위치를 중심으로 좌우 350mm에 위치하는 절점의 변위를 제어하였다. 측방향으로(x방향) 5mm씩 에너지 조건을 만족시킬 때까지 변위를 증가시켰다(Fig. 2).

후방 및 전방압괴의 경우 후방 상부프레임과 전방 상부프레임에 대해서 수직방향으로 분포하중을 가한다. 후방과 전방압괴시 만족시켜야 하는 최종하중은 후방과 전방 모두 트랙터 무게의 20배로 다음과 같다.

$$\text{압괴하중} : 20 \times 18767 = 375340(N)$$

해석시에는 10회에 나누어 375340N을 가할 수 있도록 분포하중을 계산하였으며 각 단계별로 일정한 하중이 더해지도록 하였다.

(2) 순차적 해석

개별 해석후 순차적 해석을 수행하였으며 시험에서와 같이 종방향, 후방압괴, 측방향, 전방압괴의 순서로 순차적 해석을 수행하였다. 아직 Patran (v.2000r2) and MARC(v.2000)의 호환성이 완전하지 않은 이유로 순차적 해석에서는 입력 데이터의 수정이 필요하였다.

종방향 및 측방향 변위제어의 경우 에너지조건을 만족시킨 후 변위를 제어하는 힘을 제거시키면 프레임은 스프링백 현상을 일으키게 된다. 이때 잔류변형과 잔류응력이 프레임에 남게 되며 이는 다음 순서의 해석에 영향을 미치게 된다. 이러한 상태를 해석하기 위해 변위를 제어하는 힘을 제거시킬 때 'RELEASE NODE' 옵션을 사용하였다.

'RELEASE NODE'는 경계조건을 그대로 유지하면서 하중이 가해지는 절점의 반력을 0으로 만드는 명령으로 잔류변형과 잔류응력이 남는 현상을 해석할 수 있다. 하지만 갑자기 반력을 0으로 만들 경우 수렴하기 어려운 경우가 발생하기 때문에 'AUTO LOAD'를 함께 사용하여 점차적으로 반력을 줄였다.

후방 및 전방 압괴에서는 수직방향으로 하중을 가해 최종하중에 도달한 후 점차적으로 하중을 제거해서 최종하중을 0으로 만드는 방법을 사용하였다. 변위제어와 마찬가지로 하중이 갑자기 0으로 줄어들 경우 수렴하기 어려운 경우가 발생한다. 따라서 하중의 크기를 점차적으로 줄였으며 미소한 최종하중을 남김으로써 수렴성을 높이는 수정이 필요하였다.

3. 실제시험

해석 결과와 비교하기 위하여 대동공업주식회사의 시험 장비를 사용하여 ROPS시험을 수행하였다. Fig. 4에 나타난 시험장비처럼 유압기계를 이용하여 실험하였으며, 종방향 변위제어시험과 측방향 변위

제어시험에서는 가해진 하중과 하중점의 변위를 측정하였으며, 이때, 흡수에너지가 총 흡수에너지 규정을 만족하는지 또한, 안전존을 침범하지 않는지를 시험하였다. 압괴 시험의 경우에는 안전구조물이 가해진 하중을 일정시간 동안 견디는지 또한, 안전존 침범여부를 확인하였다. 또한, 각 실제시험시 ROPS를 실패하지 않는 한 교체하지 않고 연속해서 (1) 종방향 변위시험 (2) 후방 압괴 (3) 측방향 변위시험 (4) 전방 압괴의 순으로 실시하였다. 만약, 어느 한 단계에서 실패하면 시험을 종료하고 보강을 한 후 처음부터 다시 실시하였다.

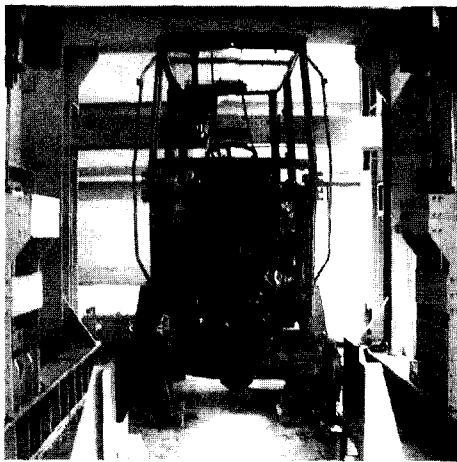


Fig. 4 Test of D450 tractor cabin.

#### 4. 해석 결과 및 토의

##### 가. 개별해석 결과

###### (1) 방진 고무가 없는 모델

순차적 해석을 수행하기 전에 개별해석을 수행하였다. 먼저 방진고무가 없는 모델에 대해서 해석을 수행하였다. 종방향 변위제어의 경우 후방 상부 프레임에 대해 후방에서 전방으로 5mm씩 변위를 제어한 결과 95mm일 때 목표에너지(26273.8J)를 만족시켰으며 안전영역을 침범하지 않았다. 이때 트랙터 상부 후방 변위제어부에서 최대응력은 599MPa를 나타내었다. 실제시험 결과와 비교하면 변위가 증가할수록 큰 차이를 나타내고 있다. Fig. 5와 6에서 종방향 변위시험결과를 실제시험결과와 비교하여 나타내었다.

후방압괴의 경우 최대하중 375340N까지 해석을 수행할 수 있었다. 최대변위는 상부프레임 가운데

부분에서 나타났으며 크기는 약 10mm로 안전영역을 침범하지 않았다. 이때의 최대응력은 408MPa이었다.

Fig. 7과 8에서 측방향 변위제어의 결과를 실제시험결과와 비교하여 나타내었다. 측방향 변위가 140mm일 때 목표에너지 32842.3J를 만족시켰으며 안전영역을 침범하지 않았다. 이때의 최대응력은 584MPa로 나타났다. 측방향 변위제어 결과 역시 종방향 변위제어에서와 같이 실제시험결과와 처음부터 약간의 차이를 나타내고 있다.

전방압괴의 경우 후방압괴에서와 같이 최대하중 375340N까지 해석을 수행할 수 있었다. 최대 변위는 상부프레임 가운데 부분에서 나타났으며 그 크기는 약 8mm이었다. 이때의 최대응력은 486MPa를 나타내었다. 개별해석의 결과를 Table 2에 정리하여 나타내었다.

###### (2) 방진 고무가 있는 모델

방진고무가 없는 모델에 대한 해석에서 해석결과와 실제시험결과 사이에 차이가 발생하였다(Fig. 5, 6, 7, 8). 따라서 실제시험에서와 같이 방진고무의 영향을 고려하여 개별해석을 수행하였다. 실제시험시 트랙터에 부착되는 방진고무는 반지름이 100mm, 높이가 50mm인 실린더 형상이다. 모델 생성의 편의를 위해서 한번의 길이가 100mm이며 높이가 50mm인 육면체 형상으로 모델링 하였다. 일반적으로 고무의 해석에는 Mooney-Rivlin 모델이 사용된다(McMeeking et al., 1975; Jung et al., 2001). 하지만 실제시험에 사용된 방진고무는 전체 모델의 거동에 비해 그 변형이 미소하고, 주로 압축거동을 나타내기 때문에 해석의 편의를 위해 완전탄성체로 가정하여 해석을 수행하였다.

Fig. 9와 10은 종방향 변위제어의 해석결과를 나타낸다. 실제시험결과와 함께 나타내었으며, 전체적으로 실제시험결과와 유사한 거동을 나타내고 있다. Fig. 5, 6과 비교할 때 그래프의 거동이 크게 개선된 것을 알 수 있다. 이는 방진고무의 유무에 따른 차이라고 생각된다. 요구에너지 26273.8J를 만족시킬 때 종방향 변위는 105mm였으며, 안전영역은 침범되지 않았다. 이때의 최대응력은 641MPa이었다.

후방압괴에서는 최대하중(375340N)이 작용할 때 전방 상부프레임의 가운데 부분에서 최대변위가 나타났으며 크기는 24mm이었다. 안전영역은 침범되지 않았으며 최대응력은 492MPa이었다.

Fig. 11과 12에 측방향 변위제어의 해석결과를 순차적 해석결과와 함께 나타내었다. 요구에너지

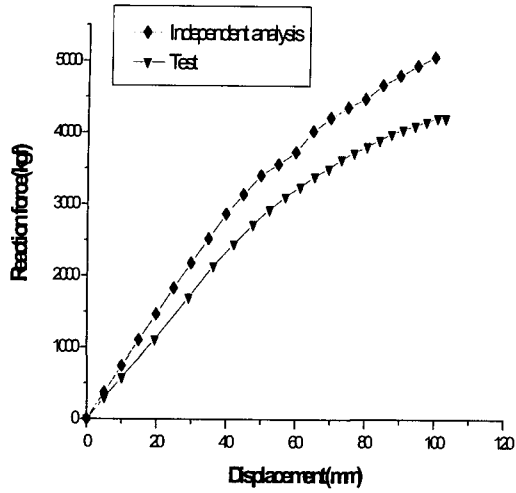


Fig. 5 Displacement-force diagram for longitudinal loading(model without anti-vibration rubber).

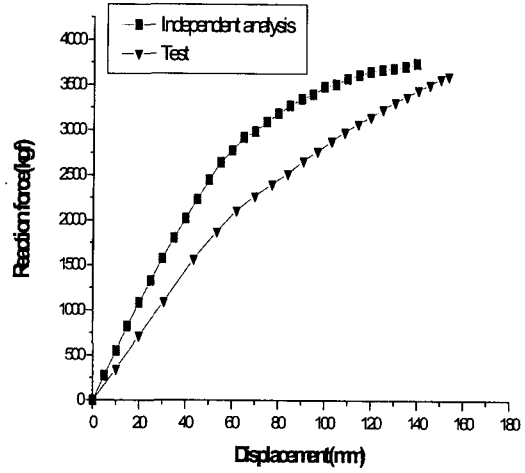


Fig. 7 Displacement-force diagram for side loading(model without anti-vibration rubber).

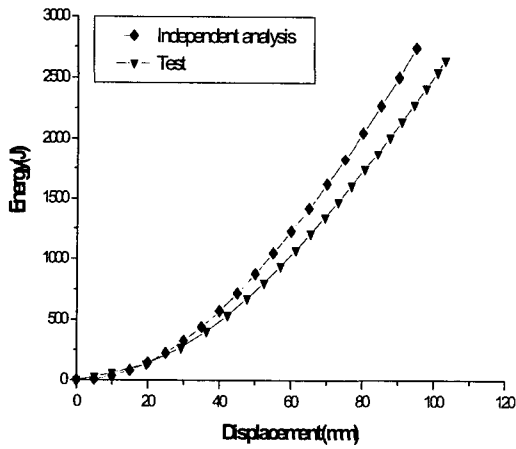


Fig. 6 Displacement-energy diagram for longitudinal loading(model without anti-vibration rubber).

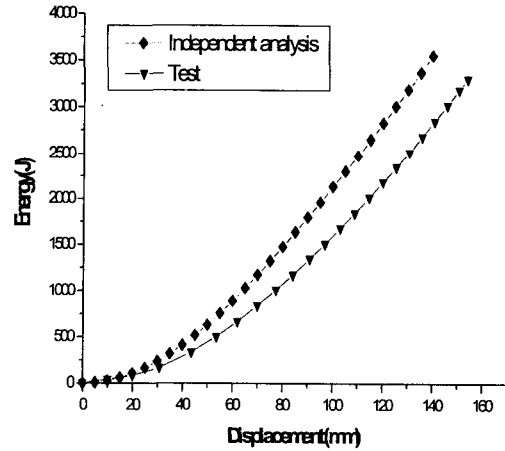


Fig. 8 Displacement-energy diagram for side loading(model without anti-vibration rubber).

Table 2 Summary of separate analysis(model without anti-vibration rubber)

	Clearance Zone	Energy	Max. Stress
Longitudinal Loading	pass (deformation:95mm)	pass (26273.8J)	599MPa
Rear Crushing	pass (deformation:10mm)	-	408MPa
Side Loading	pass (deformation:140mm)	pass (32842.3J)	584MPa
Front Crushing	pass (deformation:8mm)	-	486MPa

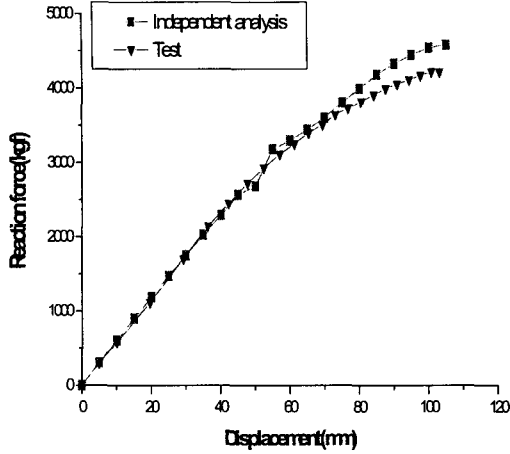


Fig. 9 Displacement-force diagram for longitudinal loading(model with anti-vibration rubber).

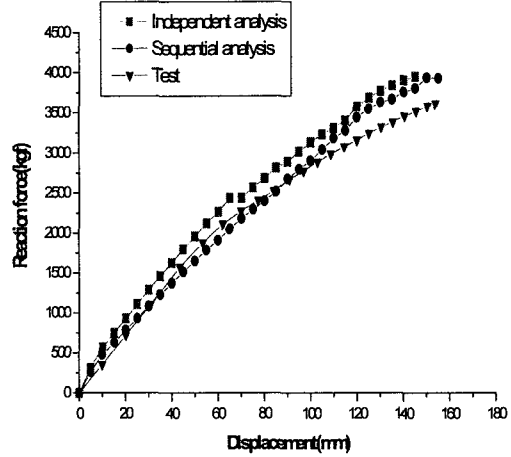


Fig. 11 Displacement-force diagram for side loading(model with anti-vibration rubber).

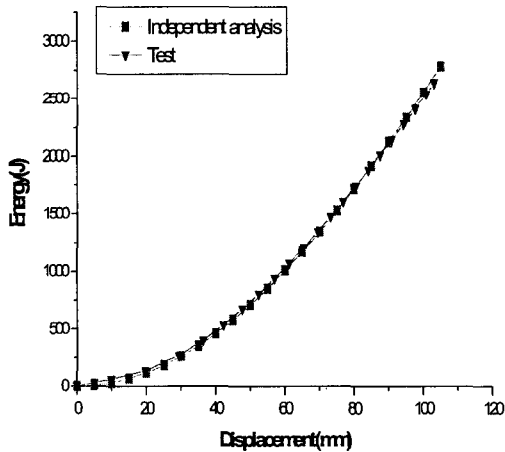


Fig. 10 Displacement-energy diagram for longitudinal loading(model with anti-vibration rubber).

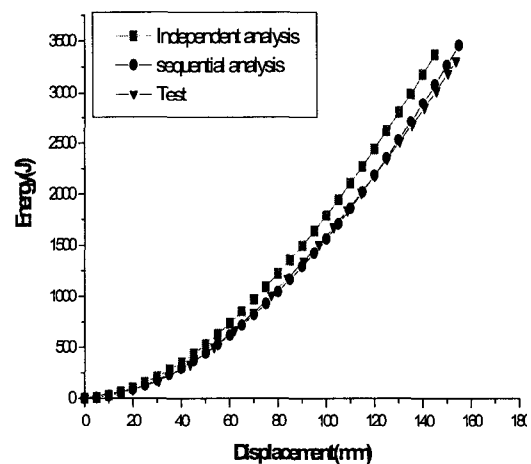


Fig. 12 Displacement-energy diagram for side loading(model with anti-vibration rubber).

Table 3 Summary of separate analysis(model with anti-vibration rubber)

	Clearance Zone	Energy	Max. Stress
Longitudinal Loading	pass (deformation:105mm)	pass (26273.8J)	641MPa
Rear Crushing	pass (deformation:24mm)	-	492MPa
Side Loading	pass (deformation:145mm)	pass (32842.3J)	639MPa
Front Crushing	pass (deformation:15mm)	-	533MPa

(32842.3J)를 만족시킬 때 변위는 145mm 이었으며, 안전영역은 침해되지 않았다. 최대응력은 639MPa이었다. 실제시험결과와 비교할 때 종방향 변위제어 결과에서와 같이 방진고무가 없는 경우에 비해 그 결과가 개선되었음을 확인 할 수 있다.

전방압괴에서는 최대 하중(375340N)이 작용할 때 전방 상부프레임의 가운데 부분에서 최대변위가 나타났으며 크기는 15mm이었다. 이때 안전영역은 침해되지 않았으며, 최대응력은 533MPa이었다. Table 3에서 방진고무가 있는 경우의 개별해석 결과를 정리하여 나타내었다.

나. 순차적 해석 결과

개별해석 후 순차적 해석을 수행하였다. 개별해석의 결과에서 방진고무의 필요성을 확인했기 때문에 방진고무가 있는 경우에 대해서만 순차적 해석을 수행하였다. 종방향 변위제어, 후방압괴, 측방향 변위제어, 전방압괴의 순서로 연속적으로 해석을 수행하였다. 종방향 변위제어는 해석의 첫 단계이므로 그 결과가 개별해석과 같다. Fig. 13에서 종방향 변위제어의 최대변형 양상과 등가응력 분포형상을 나타내었다. 종방향 최대 잔류변형은 72mm이었으며, 잔류응력은 408MPa이었다. Fig. 13에서 Fig. 16까지는 작용하는 하중을 변형된 상태에서 평가했을 때의 응력인 Cauchy stress(작용하중을 원래의 상황에서 평가하면 2nd Piola-Kirchhoff stress)로 나타내었다. 그 이유는 항복의 유무를 판별하기 위해서 Von Mises stress가 필요한데, Cauchy stress compo-

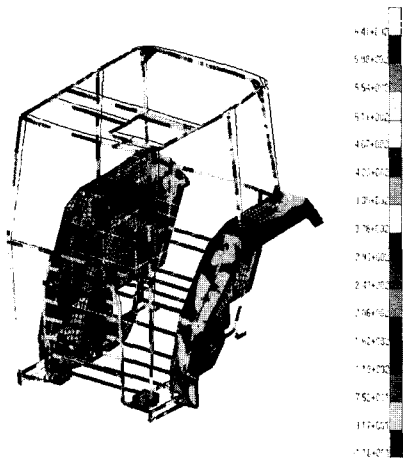


Fig. 13 Deformation and Cauchy stress with maximum longitudinal loading.

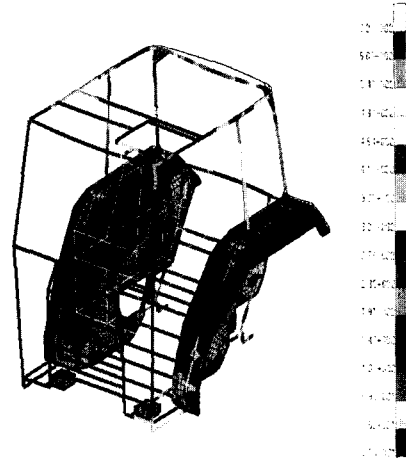


Fig. 14 Deformation and Cauchy stress with maximum rear crushing.

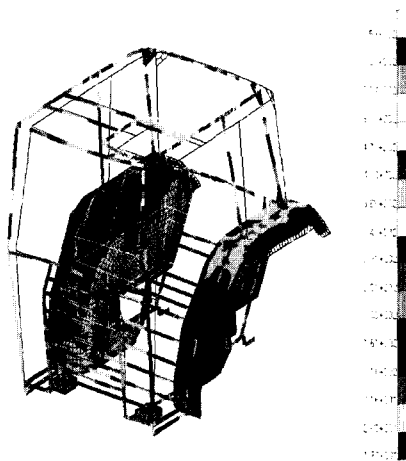


Fig. 15 Deformation and Cauchy stress with maximum side loading.

nent를 조합하면 Von Mises stress를 얻을 수 있기 때문이다.

종방향 변위제어 시험후 잔류응력과 잔류변형이 남아있는 상태에서 후방압괴를 수행하였다. Fig. 14에서 후방압괴의 최대변형과 등가응력 분포형상을 나타내었다. 최대하중이 가해질 때 최대변위는 77mm이었으며 최대응력은 629MPa을 나타내었다. 하중 제거 후 잔류변형은 65mm이었으며, 잔류응력은 532MPa이었다.

측방향 변위제어에서는 개별해석에서 145mm일 때 에너지 조건을 만족시킨 것과 달리 155mm에서 조건을 만족시킬 수 있었다(Fig. 11, 12). 이는 종방



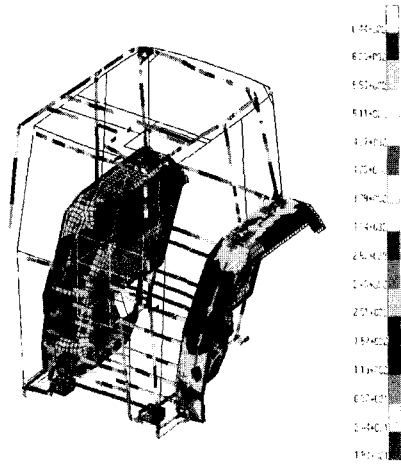


Fig. 16 Deformation and Cauchy stress with maximum front crushing.

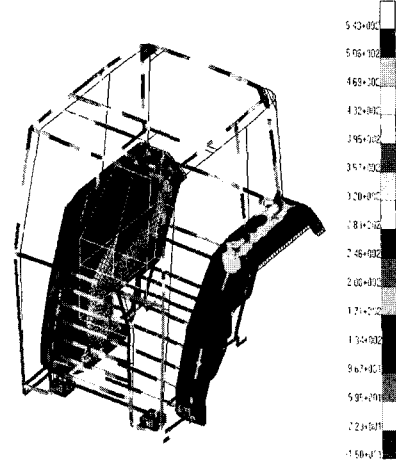


Fig. 17 Final deformation and residual stress after unloading.

Table 4 Summary of sequential analysis(1)

		Longitudinal Loading	Rear Crushing	Side Loading	Front Crushing
Stress (MPa)	Max	641	629	653	644
	Residual	408	532	556	543
Stress (mm)	Max	105	77	155	156
	Residual	72	65	137	140

Table 5 Summary of sequential analysis(2)

	Clearance	Energy	Max. Stress
Longitudinal Loading	pass (deformation:105mm)	pass (26273.8J)	641MPa
Rear Crushing	pass (deformation:77mm)	-	629MPa
Side Loading	pass (deformation:155mm)	pass (32842.3J)	653MPa
Front Crushing	pass (deformation:156mm)	-	644MPa

향 변위제어와 후방압괴를 거치면서 발생한 구조물의 변형과 잔류응력의 영향으로 구조물이 약해졌기 때문에 측방향에서 흡수 할 수 있는 에너지가 줄어든 결과이다. 구조물이 약해졌지만 에너지 조건을 만족시킬 수 있었으며 이때 최대응력은 653MPa를 나타내었다. Fig. 11과 12에서 보여지듯이 순차적 해석의 경우가 개별해석보다 더 실제시험결과에 유사하게 접근하였다. Fig. 15에서 측방향 변위제어의 최대 변형과 등가응력 분포형상을 나타내었다. 최대 잔류 변형은 137mm이었으며, 잔류응력은 556MPa이었다.

마지막으로 전방압괴의 최대변형과 등가응력 분포형상을 Fig. 16에 나타내었다. 최대하중이 가해질

때 최대 변위는 156mm이었으며, 최대응력은 644MPa 이었다. 하중제거 후 최대 잔류변형은 140mm, 최대 응력은 543MPa이었다. Fig. 17에 해석이 끝난 후의 잔류변형과 잔류응력의 분포를 나타내었다. 이 그림에서 볼 수 있듯이 최종해석결과도 안전 영역(내부에 실선박스)을 전혀 침범하지 않았다. 순차적 해석의 결과를 Table 4과 Table 5에 나타내었다.

## 5. 결 론

MSC/MARC(v.2000)를 사용한 유한요소 해석을 통하여 트랙터의 안전구조물에 대한 해석기법을 정

립하고, 대동공업주식회사의 D450의 트랙터 캐빈의 설계가 OECD 규격을 만족함을 확인하였다. 유한요소 해석결과를 실제시험결과와 비교하였으며 그 결과가 서로 유사하게 나타남을 확인하였다.

방진고무의 영향을 고려하기 위해 방진고무가 있는 모델과 없는 모델에 대하여 각각 해석을 수행하였다. 방진고무가 있는 모델의 결과가 시험과 유사한 거동을 나타내었으며 변위시험시 에너지 흡수에 방진고무가 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 따라서 해석을 수행할 때 방진고무의 모델링이 필수적이다.

비선형 유한요소 해석의 개별해석과 순차적 해석의 차이를 고려하였다. 최종적으로 순차적 해석을 수행하여야 하지만 해석의 효율을 고려할 때 먼저 개별해석을 통해서 설계를 확정된 후 최종적으로 순차적 해석을 수행하는 것이 바람직하다.

### 참 고 문 헌

1. 류일훈, 김경욱, 김대철. 1997. 컴퓨터를 이용한 트랙터-로터리의 전동 라인의 최적 설계(1). 한국농업기계학회지 22(1):1-10.
2. 류일훈, 김경욱, 김대철. 1997. 컴퓨터를 이용한 트랙터-로터리의 전동 라인의 최적 설계(II). 한국농업기계학회지 22(2):105-116.
3. OECD사무국. 1993. 농업 또는 임업용 트랙터 안전구조물의 공식 시험을 위한 OECD규정(제4항). pp. 1-97.
4. Japanese Standards Association. 1996. JIS Handbook-ferrous materials and metallurgy.
5. Jung, J. M. and B. J. Kim. 2001. Experimental/numerical study on the FOPS/ROPS performances of the cabin of construction machine. MSC. Software Korea 2nd Solution Fair.
6. McMeeking, R. M. and J. R. Rice. 1975. Finite element formulations for problems of large elastic plastic deformation. Int. J. Solids Struct., Vol.11, pp. 601-616.
7. Marc Manual version K7. 1997. Theory and User Information. User Subroutines and special Routine.
8. Patran Manual version 2000(r2). 2000. Reference Manual Volume 1, 2, 3.
9. Springfield, B. 1996. Rollover of tractors-international experiences. Safety Science Vol 24, Issue 2:95-110.