

다구찌 실험계획을 이용한 트랙터 캐빈 프레임의 최적설계

장효성¹, 이부윤^{2*}

¹계명대학교 대학원 기계공학과, ²계명대학교 기계자동차공학과

Optimal Design of Tractor Cabin Frame Using Design of Experiment of Taguchi

Hyo-Sung Jang¹, Boo-Youn Lee^{2*}

¹Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Keimyung University

²Dept. of Mechanical & Automotive Engineering, Keimyung University

요약 농업용 트랙터는 전도 사고 발생 시 운전자를 보호하기 위해 전도보호구조(ROPS: Roll Over Protective Structures)의 역할을 할 수 있어야 한다. 본 연구에서는 ROPS 강도시험 규격을 만족하는 트랙터 캐빈 프레임의 제작 기간과 비용을 줄이기 위해서 유한요소해석과 최적설계를 수행하였다. 해석 결과로부터 얻은 변위와 주 변형률의 크기를 통해 캐빈 프레임의 초기설계안은 ROPS 강도시험에 합격하는 것으로 나타났다. 또한 캐빈 프레임의 경량화 설계안을 도출하기 위하여 다구찌 실험계획을 이용해 최적설계를 수행하였다. 이를 통하여 캐빈 프레임 무게가 초기설계안보다 7% 저감된 최적설계안을 도출하였다.

Abstract Agricultural tractors must have a function of ROPS to protect drivers under roll-over accident. In this study, finite element analyses and an optimal design were performed to reduce the cost and the production period of the cabin frame of a tractor to pass the ROPS strength test. To confirm the pass of ROPS strength test of an initial design model, the results of deformation and principal strain from the analyses were evaluated. To reduce the weight of the cabin frame, design of experiment of Taguchi was implemented, and an optimal design was obtained. The weight of the optimal design model was reduced by 7% comparing with the initial design model.

Keywords : Cabin frame, Optimal design, ROPS(Roll Over Protective Structures), Taguchi DOE(Design of Experiment), Tractor

1. 서론

농업용 트랙터는 일반적으로 작업환경 때문에 전도의 위험을 가진다. 이를 고려하여 트랙터의 캐빈 프레임은 운전자의 사용 공간의 역할 이외에도, 전도가 일어났을 때 운전자를 보호할 수 있는 안전한 구조로 설계되어야 한다[1]. 이처럼 트랙터의 캐빈 프레임은 운전자를 보호하기 위한 전도보호구조의 기능인 ROPS(Roll Over Protection Structures)를 갖추어야 한다[2]. 트랙터는 2주식과 4주식의 형식이 있으며, 2주식은 캐빈이 없는 트

랙터로 ROPS 기능을 위해 2주식 프레임을 설치한 경우이다. 4주식은 트랙터의 캐빈 프레임이 ROPS 기능을 수행하도록 되어 있다.

ROPS의 기능은 국내외에서 모두 엄격히 규정되어 있으며, 국내에서는 국립농업과학원[3]이, 국외에서는 OECD가 규정한 안전구조물 시험 절차[4]를 따르게 되어 있다. ROPS 규격을 만족하지 못하는 트랙터는 판매될 수 없으므로, ROPS 규격을 만족하는 트랙터를 개발하기 위해 시제품 설계 및 제작 과정에서 시행착오가 반복되면서 많은 비용 및 시간이 소요된다[5-6]. ROPS 규

*Corresponding Author : Boo-Youn Lee(Keimyung University)

Tel: +82-53-580-5922 email: bylee@kmu.ac.kr

Received July 29, 2015

Accepted November 6, 2015

Revised (1st September 23, 2015, 2nd October 20, 2015)

Published November 30, 2015

격을 만족시키기 위해 프레임의 구조를 지나치게 강하게 설계할 경우 중량이 증가하여 트랙터가 전도되었을 때 운전자가 받는 충격이 증가하게 되며 제조원가도 증가하는 문제점이 발생한다. 이처럼 ROPS 기능을 위한 캐빈 프레임 설계과정의 문제점을 개선할 수 있는 최적의 설계방법이 필요시 되고 있다.

본 연구에서는 상용 유한요소해석 프로그램인 MSC. MARC[7]를 이용하여 캐빈 프레임에 대하여 유한요소 해석을 수행하였다. 해석과정은 ROPS 강도시험과 동일하게 후방 수평부하, 후방압괴, 측방 수평부하, 전방압괴의 순으로 진행하였다. 해석은 네 가지의 시험 단계를 연결하여 순차해석으로 진행하였으며, 각 단계에서 가해지는 하중을 제거한 뒤 다음 단계의 해석을 진행하였다. 또한 초기설계안 대비 ROPS 강도시험에 합격하는 수준을 유지하면서 중량을 감소시킨 효율적인 캐빈 프레임을 설계하기 위해 다구짜 실험계획[8-9]을 이용하여 최적설계를 수행하였다. 다구짜 실험계획을 이용하면 적은 실험 횟수에 대한 해석을 통하여 설계인자의 영향력을 파악하기가 쉬우며, 수치적 최적화 기법의 수렴성 문제와 반복적인 해석으로 인해 소비되는 해석 시간의 문제를 해결할 수 있다[10].

2. ROPS 강도시험

ROPS 규격은 Table 1과 같이 트랙터의 규격에 따라 적용범위를 4가지로 구분하며, 시험 항목은 구조조사, 강도시험, 조작취급시험으로 구분된다. 그 가운데 ROPS 강도시험은 트랙터의 규격에 적합한 변형을 가한 후 운전자의 안전을 확보하는 안전역에 캐빈 프레임이 침범하는지 여부를 확인하는 시험이다. 본 연구에서 다루는 트랙터는 최소 차륜거리가 1150 mm 이상이며 기준질량은 600 kg 이상인 차륜형 트랙터로 Table 1의 적용범위 1에 해당된다.

ROPS 강도시험의 순서는 다음과 같다. 첫 번째 후방 수평부하, 두 번째 후방압괴, 세 번째 측방 수평부하, 마지막으로 전방압괴의 순서로 이루어진다. Fig. 1은 ROPS 구조물 시험장치를 나타낸다. 이 장치를 이용하여 ROPS 강도시험이 진행되며, 시험 방법은 4 가지 단계 각각에서 부하 작용속도를 5 mm/s 이하로 유지하면서 Table 2에 나타난 요구조건을 만족시켜야 한다. Table 2

에서 M은 트랙터의 질량, E는 요구에너지, F는 요구압괴력을 나타낸다. 본 연구의 대상인 트랙터의 M은 5200 kg이다. 또한 트랙터는 시험 중 차륜이 부하를 받지 않도록 설치대를 이용하여 견고하게 고정시켜야 한다.

ROPS 강도시험의 평가기준은 다음과 같다. 먼저 각 시험 단계에서 캐빈 프레임이 운전자의 안전역을 침범하지 않아야 한다. 다음으로 수평부하 시험 시 요구되는 흡수에너지가 충족되는 지점의 힘은 최대 힘의 80% 이상이 되어야 한다. 압괴 시험 시에는 요구압괴력을 충족시킨 후 수 초간 지탱하더라도 압괴가 발생하지 말아야 한다[3]. 이와 같은 항목을 모두 만족했을 시에 ROPS 강도시험에 합격한 것으로 판정한다.

3. 캐빈 프레임의 초기설계안

3.1 초기설계안의 유한요소모델

Table 1. Application range of ROPS according to the specification of the tractor

Application range	Specification of the tractor				
	Wheel track (mm)	Basic mass (kg)	Road clearance (mm)	PTO power (kW)	Type
Range 1	1150 or over	600 or over	-	-	wheel or crawler
Range 2	1150 or under	600 or over	-	-	wheel
Range 3	-	800 or over	600 or under	-	crawler
Range 4	-	600 under	-	15 or under	wheel or crawler



Fig. 1. ROPS test equipment

캐빈 프레임은 주 부품인 플레이트(plate), 프레임(frame), 부하를 받는 지그(jig)와 그 외의 부품들로 구성된다. 초기설계안을 해석하기 위해 Fig. 2와 같이 캐빈 프레임의 유한요소모델을 생성하였으며, 해석모델은 각 부품들이 길이에 비해 두께가 매우 작기 때문에 쉘(shell) 요소를 적용하였다. 지그는 솔리드(solid) 요소를 적용하였다. 또한 해석 시 지그를 밀어주기 위해 푸싱면(pushing surface)을 생성하여 강체(rigid body)로 가정하였다. 재질별 물성치는 Table 3에 정리하였으며, 소성변형을 고려하기 위해 실험을 통해 구한 응력-변형률 선도를 적용하였다. 또한 캐빈 프레임 하단에 트랙터와 고정되는 연결부를 지지하는 마운트 고무(rubber)에 대해 스프링(spring) 요소를 적용하였으며, 스프링 상수로는 Fig. 3과 같이 마운트 고무의 인장 및 압축 실험으로 구한 힘과 변형량의 관계를 입력하였다.

Table 2. Requirement of each test step for ROPS

Step	Requirement	
	Equation (M=5200 kg)	Value
Rear horizontal load	$E = 1.40M$	7.28 kJ
Rear collapse	$F = 20M$	104 kN
Side horizontal load	$E = 1.75M$	9.10 kJ
Front collapse	$F = 20M$	104 kN

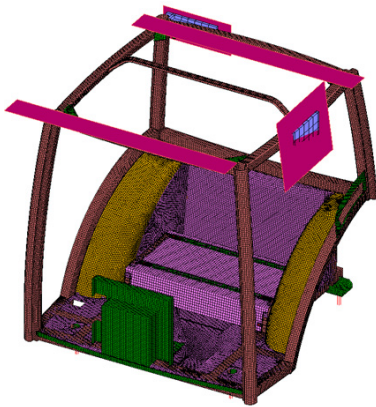
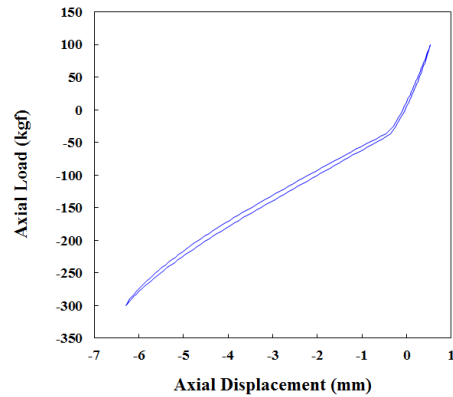


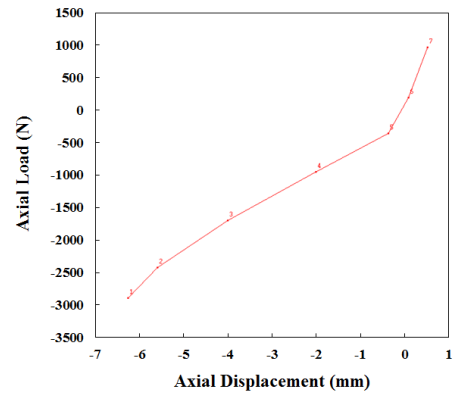
Fig. 2. Finite element model of the tractor cabin frame

Table 3. Material properties

Material spec.	Density (kg/m ³)	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio	Rupture strain (%)
SPHC	7800	210	0.30	29
STKM11A	7800	200	0.29	30
SPCC	7800	200	0.28	37
SS400	7800	200	0.29	21



(a)



(b)

Fig. 3. Stiffness of nonlinear spring element for the mount rubber (a)Experimental data (b)Input data

3.2 해석 방법

하중 조건은 Table 2를 참고하여 각 시험단계에서의 요구에너지 또는 압괴력을 만족시킬 때까지 푸싱면을 이용하여 지그를 밀어주게 된다. 이때 순차해석을 진행하기 전에 요구에너지 또는 요구압괴력을 만족시키는 지그 변위를 결정하기 위해 지그 변위를 300 mm 이상까지 가하는 선행해석을 수행하였다. 해석에서 도출한 지그 변위의 속도는 ROPS 규격에 따라 5 mm/s를 반영하여 5 mm씩 가하였다. 해석 결과로는 안전역의 침범 유무를 판단하기 위하여 변위 결과를 추출하고, 소성변형이 일어남을 감안하여 프레임의 파단여부를 판단하기 위하여 주 변형률 결과도 추출하였다.

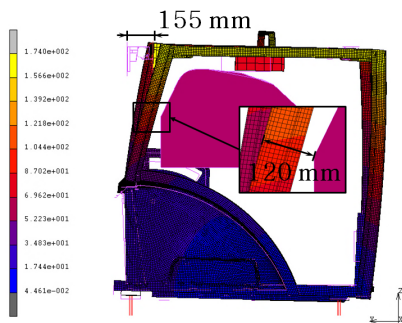


Fig. 4. Result of displacement(rear horizontal load)

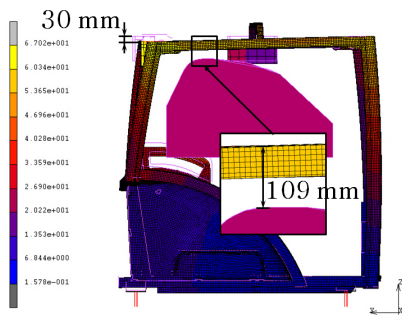


Fig. 5. Result of displacement(real collapse)

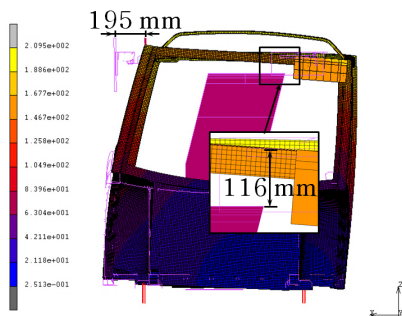


Fig. 6. Result of displacement(side horizontal load)

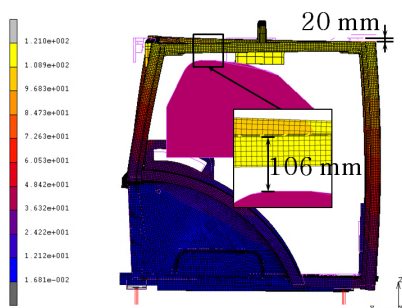


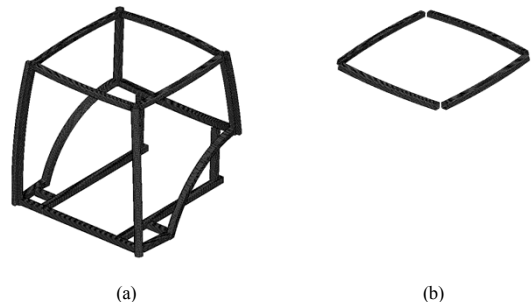
Fig. 7. Result of displacement(front collapse)

3.3 해석 결과 및 고찰

후방 수평부하 해석 시 요구에너지를 초과하는 지점을 확인하여 지그 변위를 150 mm로 결정하였다. Fig. 4에 지그가 최대 변위까지 이동 시 캐빈 프레임의 변형을 나타내었고, 안전거리는 123 mm로 안전역을 침범하지 않는 것을 확인할 수 있다. 지그와 용접된 후방 우측 프레임의 상, 하단 주변에서 변형이 많이 발생하며 최대 주 변형률은 펜더(fender)에서 14.5%로 나타났다. 펜더의 재질은 SPCC로 파단변형률 37%를 초과하지 않으므로 파단은 일어나지 않는다.

후방압괴 해석 시 요구압괴력을 초과하는 지점을 확인하여 지그 변위를 25 mm로 결정하였다. Fig. 5에 지그가 최대 변위까지 이동 시 캐빈 프레임의 변형을 나타내었고, 안전거리가 127 mm로 안전역을 침범하지 않는 것을 확인할 수 있다. 후방 필러(pillar) 프레임을 지지하는 프레임 주변에서 변형이 많이 발생하며 최대 주 변형률은 12.7%로 나타났다. 이는 프레임의 재질인 STKM11A의 파단변형률 30%를 초과하지 않으므로 파단은 일어나지 않는다.

측방 수평부하 해석 시 요구에너지를 초과하는 지점을 확인하여 지그 변위를 185 mm로 결정하였다. Fig. 6에 지그가 최대 변위까지 이동 시 캐빈 프레임의 변형을 나타내었고, 안전거리가 120 mm로 안전역을 침범하지 않는 것을 확인할 수 있다. 측방 수평부하의 영향으로 측방지그와 접촉된 지점과 좌측 후방 펜더가 늘어나면서 변형이 많이 발생하였고, 최대 주 변형률은 12.3%로 나타났다. 이는 펜더의 재질인 SPCC의 파단변형률 37%를 초과하지 않으므로 파단은 일어나지 않는다.



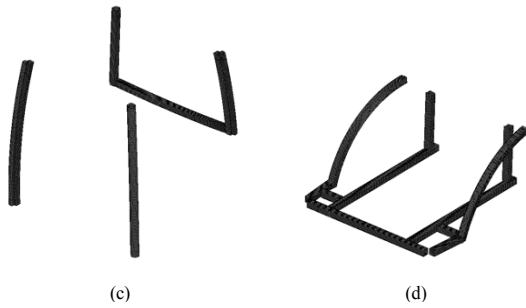


Fig. 8. Design factors of the cabin frame
(a)All factors (b)Factor A (c)Factor B (d)Factor C

Table 4. Level of design factors

Design factor	A(mm)	B(mm)	C(mm)
Level 1	2.3		
Level 2	3.2		
Level 3 (initial design)	4.5		

Table 5. L9(3⁴) orthogonal array

Experiment no.	Level			
	A	B	C	⊙
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

전방압괴 해석 시 요구압괴력을 초과하는 지점을 확인하여 지그 변위를 15 mm로 결정하였다. Fig. 7에 지그가 최대 변위까지 이동 시 캐빈 프레임의 변형을 나타내었고, 안전거리가 110 mm로 안전역을 침범하지 않는 것을 확인할 수 있다. 최대 주 변형률은 11.8%로 이진 단계의 펜더에서 나타났다. 펜더의 재질은 SPCC로 파단 변형률 37%를 초과하지 않으므로 파단은 일어나지 않는다.

4. 다구찌 실험계획을 통한 최적설계

4.1 다구찌 실험계획의 적용방법

본 연구에서는 캐빈 프레임의 경량화 설계안을 도출하기 위하여 다구찌 실험계획을 사용하였다. 다구찌 실험

계획은 설계인자를 안정적으로 최적화 할 수 있는 실험적 기법이다. 첫 번째로 평가특성치(characteristic)는 최대 주 변형률로 정의하였다. 수평부하 시험에서 프레임의 파단이 가장 많이 일어나고 압괴 시험에 의한 변형은 적으므로, 후방과 측방 수평부하 해석 시 도출되는 최대 주 변형률(S_{rear} , S_{side})을 평가특성치로 정의하였다. 정특성 중에서도 특성치의 값이 작을수록 좋은 경우에 적용되는 망소특성을 이용하여 평가하였다.

다음으로 설계인자는 Fig. 8과 같이 지그와 용접되어 가장 많은 변형이 일어나는 상부 프레임을 설계인자 A로, 하부 프레임과 상부 프레임을 연결하는 필러 프레임을 설계인자 B로, 그리고 트랙터에 체결되는 하부 프레임을 설계인자 C로 분류하였다. Table 4는 설계인자와 설계인자별 수준을 나타낸다. ROPS 강도시험 시에 프레임의 두께가 캐빈의 변형에 가장 큰 영향을 미치므로 설계인자의 수준은 프레임의 두께로 구분하였다. 트랙터 캐빈 프레임 제작기업에서 실제 사용 중인 프레임의 두께 종류를 고려하여 설계인자의 수준을 선정하였다.

다음으로 직교배열표를 선정하였는데, 이는 행의 수만큼의 해석을 실시하고 열의 수와 같은 설계인자에 대한 효과를 파악하는데 사용된다. 직교배열표는 2수준계와 3수준계에 대해 표준형이 정해져있으며, L9(3⁴), L27(3¹³) 등이 3수준계에 해당된다. 본 연구에서는 설계인자가 3개이므로 이에 가장 근접한 4개의 설계인자와 9개의 실험으로 구성된 L9(3⁴) 직교배열표를 선택하였다. 설계인자의 수를 맞추기 위해 네 번째 열의 설계인자는 적용하지 않는 더미(dummy) 인자로 정하여, Table 5와 같은 직교배열표를 사용하였다.

4.2 다구찌 실험계획을 이용한 최적설계안 도출

Table 6에 해석결과를 나타냈으며, 설계인자를 분석하기 위해 요인분석법을 이용해 각 설계인자의 수준별로 평가특성치의 평균값을 계산하였다. Table 6에 표시된 바와 같이 1, 4, 7번 해석에서는 후방 수평부하 시험 후의 측방 수평부하 시험에서 ROPS 강도시험에 불합격하므로 S_{side} 값이 나타나지 않게 된다. Table 7에 설계인자의 수준에 따른 평가특성치의 평균값을 나타내었다. 각 설계인자의 효과를 쉽게 비교할 수 있도록 Fig. 9에 요인효과선도를 나타내었다. 요인효과선도의 기울기가 클수록 설계변수의 기여도가 크며, 망소특성이므로 평가특성치의 수준별 평균값이 최소값을 가지는 수준이 각 설

계인자의 최적설계안이다. 설계인자 A, B는 S_{rear} , S_{side} 모두 3수준일 때 우수한 결과를 나타내고 있으며, 설계인자 C는 S_{rear} 는 3수준, S_{side} 는 1수준에서 우수한 결과를 나타내고 있다. 이와 같이 각 설계인자에 대한 효과를 분석하여 설계인자 A, B는 3수준을 설계인자 C는 1, 3수준의 평균으로 2수준을 최적설계안으로 선정하였다. 최적설계안에 대한 결과는 Table 8에 정리하였다.

Table 6. Result of characteristic

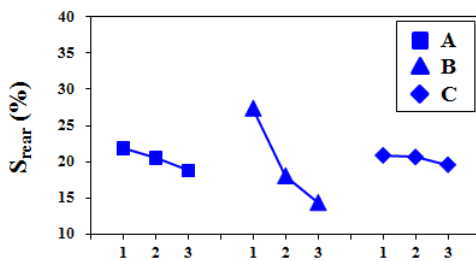
Experiment no.	Level				S_{rear} (%)	S_{side} (%)
	A	B	C	⊙		
1	1	1	1	1	31.6	-
2	1	2	2	2	20.0	34.2
3	1	3	3	3	13.8	36.3
4	2	1	2	3	27.9	-
5	2	2	3	1	18.5	28.4
6	2	3	1	2	15.3	27.0
7	3	1	3	2	26.5	-
8	3	2	1	3	15.8	18.3
9	3	3	2	1	14.1	17.0

Table 7. Level average of each design factor

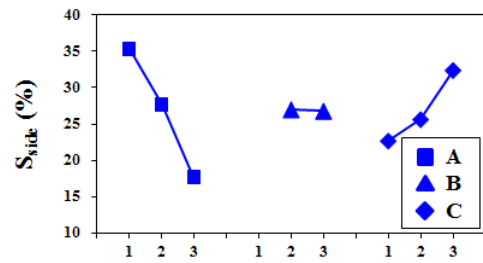
Characteristic	Level	A	B	C
S_{rear} (mm)	1	21.8	28.7	20.9
	2	20.6	18.1	20.7
	3	18.8	14.4	19.6
S_{side} (mm)	1	35.3	-	22.7
	2	27.7	27.0	25.6
	3	17.7	26.8	32.4

Table 8. Values of the initial and optimum design factors

Design variable	A(mm)	B(mm)	C(mm)
Initial design	4.5	4.5	4.5
Optimum design	4.5	4.5	3.2



(a)



(b)

Fig. 9. Graph of significant factors

(a) S_{rear} (b) S_{side}

4.3 최적설계안의 해석 결과 및 고찰

최적설계안을 평가하기 위해 유한요소해석을 수행한 후 Table 9에 초기설계안과 최적설계안의 해석 결과를 비교하여 나타내었다. 각 단계에서 초기설계안보다 지그 변위가 늘어남에 따라 안전거리가 줄었으며 최대 주 변형률도 증가하였다. 하지만 안전역을 침범하지는 않으며 파단 변형률을 초과하지 않으므로 합격기준을 만족한다. 또한 캐빈 프레임의 중량은 최적설계안에서 315 kg으로 초기설계안 대비 22 kg 감소하였다. 다음으로 후방 수평 부하 시험에 대해 최적설계안의 시험과 해석 결과를 비교하였다. 지그 변위는 시험과 해석 결과 각각 143 mm, 155 mm로 측정되었으며, 흡수된 에너지는 각각 7.29 kJ, 7.54 kJ이다. 해석 결과 대비 측정값의 오차율은 지그 변위는 8.4%, 흡수에너지는 3.4%이다.

Table 9. Comparison of initial and optimum designs

		Initial design	Optimum design
Weight of the cabin frame (kg)		337	315
Jig displacement (mm)	Rear horizontal load	150	155
	Rear collapse	25	30
	Side horizontal load	185	195
	Front collapse	15	20
Safety distance (mm)	Rear horizontal load	123	120
	Rear collapse	127	109
	Side horizontal load	120	116
	Front collapse	110	106
Maximum principal strain (%)	Rear horizontal load	14.5	14.1
	Rear collapse	12.7	18.6
	Side horizontal load	12.3	17.0
	Front collapse	11.8	16.8

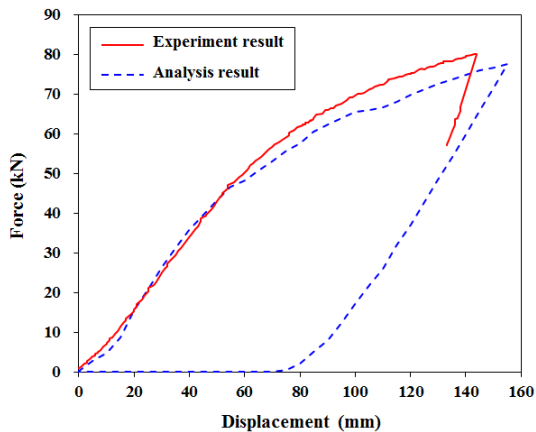


Fig. 10. Comparison of results of experiment and analysis under rear horizontal load

Fig. 10은 후방 수평부하 시험과 해석 결과의 지그 변위와 힘의 관계를 비교한 것이다. 두 그래프의 기울기가 지그 변위 50 mm 지점까지는 일치하고 이후에도 매우 흡사하게 나타나며, 지그 변위와 흡수된 에너지의 오차율이 10% 미만이므로 해석 결과가 시험 결과와 유사한 것으로 판단된다.

5. 결론

트랙터 캐빈 프레임에 대하여 ROPS 강도시험 규격에 따른 비선형 유한요소해석을 수행하고, 다구찌 실험계획을 이용하여 경량화를 위한 최적설계를 수행하였다. 본 연구에서 도출된 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 캐빈 프레임의 초기설계안에 대해 ROPS 강도시험을 수행한 결과, 모든 시험단계에서 안전역을 침범하지 않으며 파단이 일어나지 않는 것을 확인하였다. 그러나 안전역과의 안전거리가 최소 110 mm 이상이며, 프레임의 주요 재질에 비해 최대 주 변형률은 14.5%로 과한 설계가 되었다고 판단된다.
- (2) ROPS 강도시험에 합격할 수 있는 경량화된 최적설계안을 도출하기 위해 다구찌 기법을 적용하였다. 도출된 최적설계안을 해석한 결과 안전역과의 안전거리가 106 mm, 최대 주 변형률이 18.6%로 초기설계안보다 강성은 조금 약화되었으나 ROPS 강도시험에 합격하며 중량은 22 kg 감소하

였다.

- (3) 도출된 최적설계안에 대하여 실제 시험과 해석을 수행하여 결과를 비교하였다. 해석 결과 대비 측정값의 오차율은 지그 변위는 8.4%, 흡수에너지는 3.4%로 해석의 정확성이 높다고 판단된다.
- (4) 이와 같이 트랙터 캐빈 프레임의 설계단계에서 유한요소해석을 통해 ROPS 강도시험의 합격여부를 미리 예측하고 나아가 다구찌 기법을 이용함으로써 최적설계안을 도출할 수 있다고 판단된다. 이를 통하여 트랙터 개발에 소요되는 비용 및 기간을 저감시킬 수 있을 것으로 기대된다.

References

- [1] Y. S. Kim, T. H. Choi, K. Y. Yoon, "A Study on the Structural Strength of ROPS Structures," Proc. of Autumn Conference of the KSPE, pp. 641-644, 1999.
- [2] ISO 3471, Earth-Moving Machinery - Roll-Over Protective Structures - Laboratory Tests and Performance Requirement, 2008.
- [3] NAAS, Agricultural Tractor Cab and Frame, 2009.
- [4] OECD Official, OECD Standard Code for the Official Testing of Protective Structures on Agricultural and Forestry Tractors(CODE 4), 2014.
- [5] C. W. Ha, H. J. Kim, N. S. Goo, Y. D. Kwon, "Finite Element Analysis of an Agricultural Tractor Cabin Based on the OECD Standard(code 4)," Trans. of the KSAM, Vol. 28, No. 4, pp. 305-314, 2003. DOI: <http://dx.doi.org/10.5307/JBE.2003.28.4.305>
- [6] C. Y. Song, B. S. Choi, "A Study on the Geometric Nonlinear Analysis of ROPS Structures," Proc. of Autumn Conference of the KSME(A), pp. 559-564, 1998.
- [7] MSC. Software, MSC. MARC User's Guide, 2007.
- [8] S. B. Lee, Plain Taguchi Methods, pp. 125-162, Sangjosa, 2001.
- [9] S. B. Lee, Application of Taguchi Methods Using Minitab, pp. 12-70, Eretec, 2006.
- [10] B. Y. Lee, J. H. Kim, "Shape Optimal Design of a Dust Cover for Ball Joint of Automotive Steering System," Proc. of the KOSME, Vol. 37, No. 6 pp. 603-601, 2013. DOI: <http://dx.doi.org/10.5916/jkosme.2013.37.6.603>

장 효 성(Hyo-Sung Jang)

[준회원]



- 2013년 2월 : 계명대학교 기계자
동차공학과 (공학사)
- 2013년 3월 ~ 현재 : 계명대학교
대학원 기계공학과

<관심분야>

전산응력해석, 구조설계 등

이 부 윤(Boo-Youn Lee)

[정회원]



- 1984년 2월 : 한국과학기술원 기
계공학과(공학석사)
- 1991년 8월 : 한국과학기술원 기
계공학과(공학박사)
- 1984년 3월 ~ 1998년 2월 : 두산
중공업 기술연구원 팀장
- 1998년 3월 ~ 현재 : 계명대학교
기계자동차공학과 교수

<관심분야>

최적설계, 구조설계, 전산응력해석 등