

승용경운기 차체의 구조분석⁺

Structure Analysis of Riding-Type Tiller Chassis

류 관 희
정회원
K.H.Ryu

김 기 영
정회원
K.Y.Kim

정 상 용
정회원
S.Y.Jung

1. 서론

본 연구의 목적은 개발 중에 있는 승용경운기의 초기 설계에 대한 구조해석을 수행하여 설계를 평가하고 개선방안을 제시하는데 있으며, 구체적인 목적은 다음과 같다.

1. 승용경운기 차체에 부가되는 정적 하중 상태를 구명한다.
2. 초기 설계된 승용경운기의 프레임을 구성하는 박판보의 규격과 형태의 적합성을 판단한다.
3. 유한요소해석을 이용하여 승용경운기 차체의 정적 구조분석을 수행한다.
4. 구조적인 안전성을 평가하고 설계의 개선사항을 제시한다.

2. 재료 및 방법

승용경운기의 정적 하중을 구성하는 각부의 하중은 표 1과 같고, 승용경운기의 무게중심의 위치와 차축에 부가되는 지면반력은 표 2와 같다.

Table 1. Weights of components for the riding-type tiller

Part	Weight, kg
Engine	40
Governor assembly	83
Chassis	31
Sub-weight	56
Front axle (including tire)	25
Rear axle (including tire)	35
Cover	48
Implement (rotary)	77
Total	395

⁺ 이 논문은 1998년 농림부 기획과제 연구비에 의하여 연구되었음

* 서울대학교 농업생명과학대학 생물자원공학부 농업기계전공

Table 2. G.C. ground reaction forces of the riding-type tiller

Position of gravity center			
Horizontal distance of gravity center from rear axle		Attitude of gravity center from ground	
424.1 mm		487.8 mm	
Ground reaction force			
Front axle	Front axle (with implement)	Rear Axle	Rear Axle (with implement)
145 kg	74.8 kg	173 kg	320.2 kg

각 접합점(힌지점 또는 고정점)의 힘을 고려하여 결과적으로 프레임에 부가되는 정적 하중 상태를 그림 1에 나타내었다. 각 하중의 크기와 작용방향을 표 3에 정리하였다. 하중의 작용방향은 승용경운기 뒤쪽방향의 수평면과 하중의 작용선이 이루는 각이다.

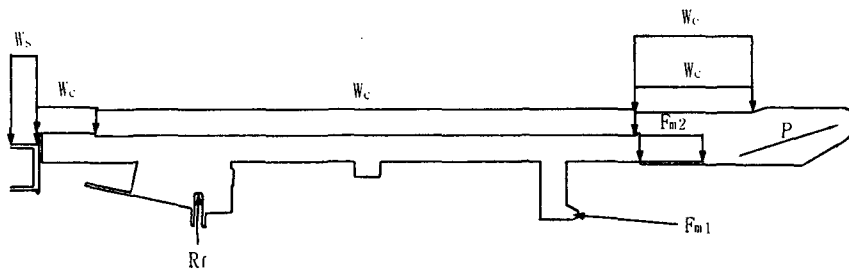


Figure 1. Resultant forces applied on chassis

Table 3. Resultant forces applied on chassis

Type	Force (N)	Applied angle (degree)
Ground reaction force of front axle	733.66	90
1st Force due to transmission	6615.864	-5.2
2nd Force due to transmission	1440.11	-90
Force due to implement	6922.52	17.9
Gravity force of engine	392.4	-90
Gravity force of sub-weight	549.36	-90
Gravity force of cover	441.45	-90

위의 결과로부터 프레임에 부가되는 하중의 형태는 양단지지보에 분포하중과 집중하중에 의한 굽힘 하중과 압축 하중이 부가되는 형태로 볼 수 있다.

초기 설계된 승용경운기의 프레임은 높이 50mm, 폭 30mm, 두께 2.3mm의 직사각형 박판보로 이루어져 있다. 위에서 결정된 프레임에 부가되는 정적 하중에 대해 초기 설계의 박판보의 규격과 형태가 적합한지를 판단하기 위해 높이 40mm, 폭 40mm의 정사각형 박판보와 지름 40mm의 원형 박판보와 함께 구조분석을 수행하였다.

박판보의 길이는 단면의 한 변의 길이보다 충분히 길게 하기 위해 500mm로 하였고 프레임에 부가되는 하중 상태를 따르기 위해 압축 하중과 굽힘 하중에 대한 구조분석을 수행하였다.

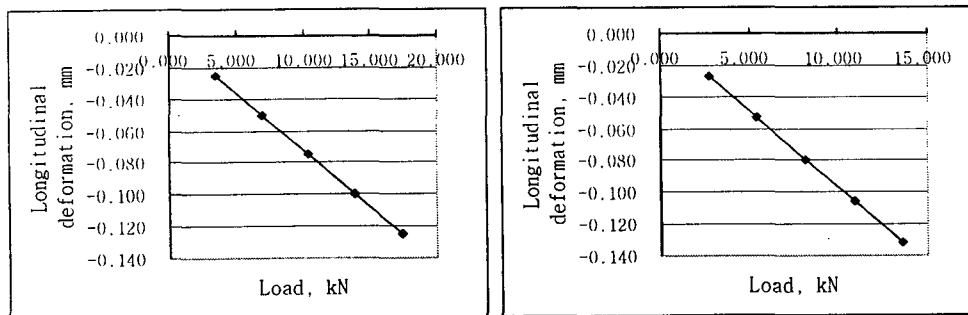
구조분석용 소프트웨어로는 신뢰도가 높은 ANSYS를 이용하였다. 메쉬(mesh)의 형태는 곡면이 존재하는 구조물에 적합한 삼각형의 메쉬를 이용하였고 물성값은 강철의 물성값을 이용하였다. 이를 정리하여 표 4에 나타내었다.

Table 4. Mesh type and size, and properties of material

Mesh type	solid 92 Tet 10 node
Maximum element size	0.015~0.02m
Modulus of elasticity	200GPa
Shear modulus of elasticity	80GPa
Density	7600kg/m ³
Possion's ratio	0.3
Tensile strength	274.68MPa (28kg/mm ²)

3. 결과 및 고찰

압축 하중과 굽힘 하중에 대하여 직사각형, 정사각형, 원형 박판보의 구조분석을 수행하였다. 압축 하중의 변화에 따르는 박판보의 최대 변형량과 최대 주응력의 변화는 그림 2과 그림 3의 그래프와 같다. 압축 하중이 작용할 경우 박판보의 최대 변형량과 최대 주응력의 변화는 박판보의 규격과 형태에 영향을 크게 받지 않음을 알 수 있다.



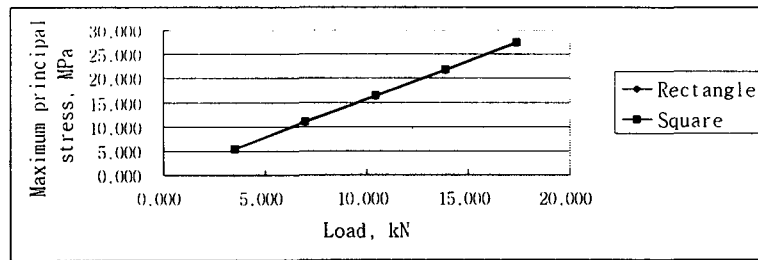
(a) Rectangle and square

(b) Circle

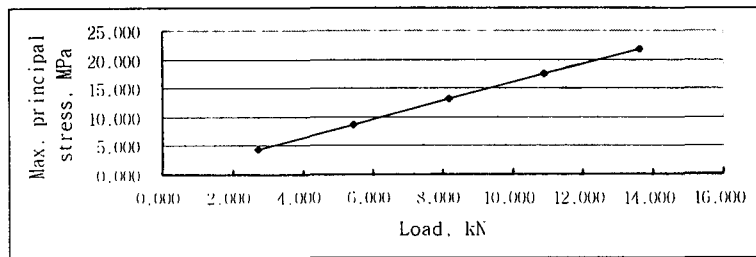
Figure 2. Longitudinal deformation of thin-wall beam

굽힘 하중의 변화에 따르는 박판보의 최대 변형량과 최대 주응력의 변화는 그림 4 및 그림 5의 그래프와 같다. 압축 하중의 경우와는 달리 굽힘 하중의 경우 최대 변형량과 최대 주응력의 하중에 대한 변화가 박판보의 규격과 형태에 따라 다르다는 것을 알 수 있다. 또한 원형과 정사각형 박판보에 비해 초기 설계의 직사각형 박판보의 최대 변형량과 최대 주응력이 작은 값을 가진다는 것을 알 수 있다.

이와 같은 결과로부터 초기 설계된 승용경운기 차체에 이용되는 직사각형 박판보의 규격과 형태가 적합하다고 판단된다.



(a) Rectangle and square



(b) Circle

Figure 3. Max. principal stress of thin-wall beam by compression

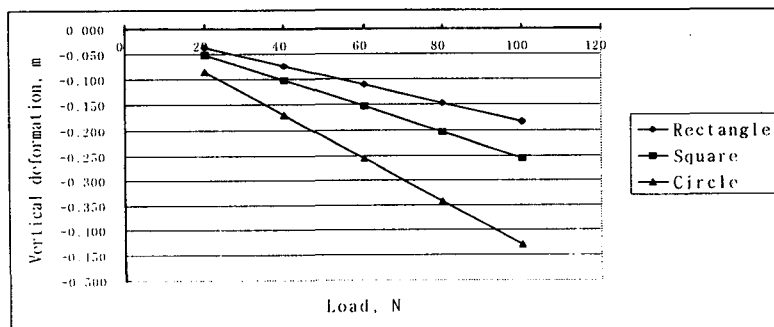


Figure 4. Vertical deformation of thin-wall beam under bending moment

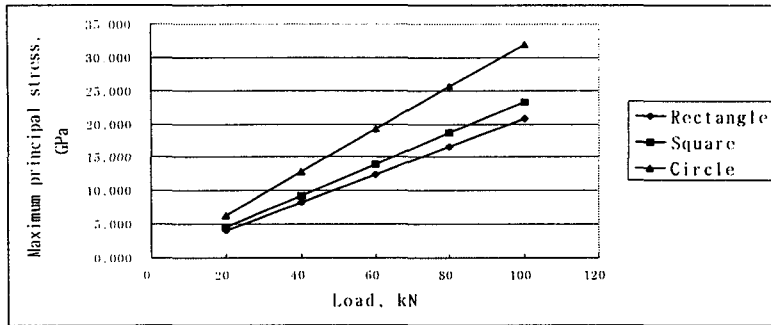


Figure 5. Max. principal stress of thin-wall beam under bending moment

초기 설계된 승용경운기 차체의 구조분석 결과 전체적인 변형량은 1mm 미만의 매우 작은 값이었고 주응력은 120MPa 미만으로 안전계수가 2.289 이상으로 나타났다. 이 결과 승용경운기의 초기 모델은 구조적으로 안전하다고 판단할 수 있다. 그러나 작업기 지지부분의 좌우 지지판의 변형이 다르게 나타난 것은 작업기의 자세에 영향을 주어 문제가 발생할 여지가 있으므로 이를 보완할 필요가 있다.

작업기 지지부분에 대한 구조분석을 별도로 수행하여 구조의 개선 방향을 결정하였다. 작업기 지지부분에 대한 구조분석 결과는 그림 6 및 표 5와 같다. 그림 6에 보는 바와 같이 위치 1과 위치 2에서 변형이 크게 발생하고 있다.

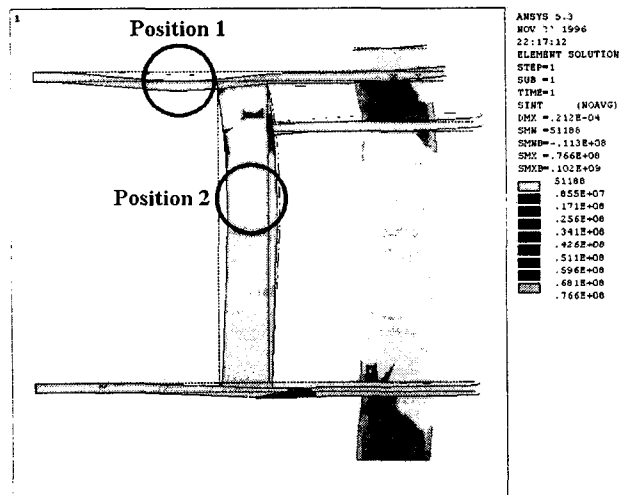


Figure 6. Stress distribution of implement support (top view)

Table 5. Results of structure analysis on implement support

	Deformation, m			Principal stress, Pa		
	UX	UY	UZ	S1	S2	S3
Mean	4.300E-06	6.177E-06	1.219E-06	3.275E+06	-2.193E+05	-1.988E+06
Max.	1.330E-05	1.625E-05	8.820E-06	3.094E+07	7.546E+06	5.259E+06

변형량을 줄이기 위해 변형량을 가중치로 하여 노드좌표의 평균위치를 구하고, 이 평균위치에 보강대 단면의 도심이 오도록 하여 L-보강대를 추가하였다. 작업기 지지부분의 개선된 모델은 그림 7와 같고 이에 대한 구조분석의 결과는 그림 8와 표 6와 같다.

작업기 지지부분의 개선된 모델에 대한 구조분석 결과 최대 변형량은 큰 차이가 없었으나, 평균 변형량은 x, y, z 각각의 방향에서 65.8%, 87.6%, 16.6%로 감소하여 전체적으로 변형량이 감소하였다. 최대 주응력은 30.94MPa에서 33.54MPa로 8.4%가 증가하였다.

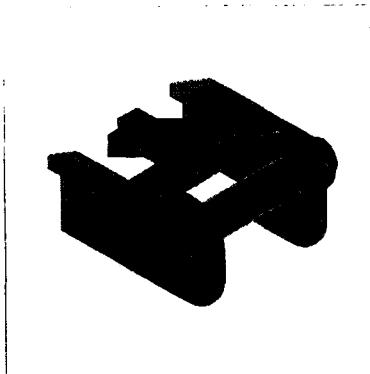


Figure 7. Modified implement support

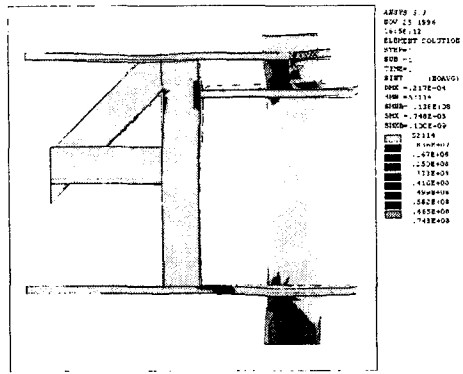


Figure 8. Stress distribution of modified implement support

Table 6. Result of structure analysis on modified implement support

	Deformation, m			Principal stress, Pa		
	UX	UY	UZ	S1	S2	S3
Mean	2.83E-06	5.41E-06	2.02E-07	2.799E+06	-1.695E+05	-1.642E+06
Max.	1.30E-05	1.76E-05	4.34E-06	3.354E+07	7.765E+06	5.976E+06

4. 요약 및 결론

본 연구에서 승용경운기 차체에 대한 구조분석을 수행하여 구조적으로 문제가 발생할 여지가 있는 부분을 발견하여 구조를 크게 변경하지 않은 상태에서 이를 개선할 수 있는 방법을 제시하였다.

5. 참고 문헌

1. 김윤영, 김진홍, 강정훈, 임홍재. 1995. 박스 보 T형 조인트의 강성 평가에 관한 연구. 한국 자동차공학회 논문집 제3권 제4호 pp. 68-77.
2. 신호철 외. —. 자동차 구조의 해석 및 설계에 관한 연구. 서울대학교.
3. 최진민. 1994. 신소재 경량차체 구조물의 최적설계 기술개발(I,II,III). 한국기계연구원.
4. Eric B. Becker, Graham F. Carey and J. Tinsley Oden. 1981. Finite Elements An Introduction. Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, N.J. 07632.
5. H. J. Beermann. 1989. The Analysis of Commercial Vehicle Structures. Mechanical Engineering Publications Limited.
6. W. H. Crouse. 1959. Automotive Chassis and Body. McGraw-Hill Book Company, Inc.