

전복시 차체에 대한 구조 안전 해석

조재웅^{1*}, 김기선¹, 이은종¹
¹공주대학교 기계자동차공학부

Structural Safety Analysis on Car Body at Overturn

Jae-Ung Cho^{1*}, Key-Sun Kim¹ and Eun-Jong Lee¹

¹Div. of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju University

요 약 본 연구에서는 구조해석을 통하여 차체의 전복 시에 있어서의 차체의 두께에 따른 변형량과 응력 변화를 고찰하여 보았다. 차체의 두께가 5t인 자동차에서는 2초일 때에 차체의 오른쪽 천장에서 7.5024mm의 최대변형이 일어났으며, 차체의 왼쪽 밑 부분에서 113.69 MPa의 최대응력을 받았다. 차체의 두께가 10t인 자동차에서는 2초일 때에 차체의 오른쪽 천장에서 1.2557mm로 최대의 변형이 일어났으며 차체의 왼쪽 밑 부분에서 15.134 MPa의 최대응력이 발생했다. 차체의 두께가 15t인 자동차에서는 2초일 때에 0.42529mm로서 차체의 오른쪽 천장에서 최대의 변형이 일어났으며 응력은 2초일 때에 차체의 왼쪽 밑 부분에서 4.405MPa의 최대응력이 작용되었다. 두께가 15mm보다 커지는 경우에는 시간에 따른 응력 및 변형율의 분포가 고르게 나타나고 있어 설계의 안전성을 보이고 있다.

Abstract In this study, the changes of displacement and stress are investigated by structural analysis according to the thickness of car body in case of overturn. In case of 5 mm thickness, the maximum displacement of 7.5024 mm at its right ceiling and the maximum equivalent stress of 113.69 MPa at the left lower part are occurred on the elapsed time of 2 second. In case of 10 mm thickness, the maximum displacement of 1.2557 mm at its right ceiling and the maximum equivalent stress of 15.134 MPa at the left lower part are occurred on the elapsed time of 2 second. In case of 15 mm thickness, the maximum displacement of 0.426067 mm at its right ceiling and the maximum equivalent stress of 4.4842 MPa at the left lower part are occurred on the elapsed time of 2 second. As stress and displacement are uniformly distributed according to time in this case, the design of car body can be stabilized.

Key Words : Car body, Overturn, Thickness, Equivalent stress, Design stabilization

1. 서론

전 세계적으로 산업이 발전함에 따라 운송수단 또한 무한히 발전해왔다. 특히 자동차는 일상생활에 없어서는 안될 중요한 운송수단이다. 이러한 자동차가 발전해 가면서 일상생활에서의 편리함은 얻었지만 종래에는 많은 문제점을 내포하게 되었다. 그 중에서 주로, 안전 문제를 들 수 있다[1-3]. 사람들이 자동차를 이용하면서 가장 많이 발생하는 것이 접촉 사고일 것이다. 이러한 사고가 나는 가장 큰 이유는 운전자의 부주의와 양보를 하지 않는 이기주의이다. 하지만 인적 원인은 물론 아니라 기술의 발달로

인해 자동차의 속도가 증가되어 작은 부주의라도 큰 사고가 나기도 한다. 사고들이 발생하면 가장 먼저 충격을 받는 곳은 자동차의 차체이다. 물론 차체가 자동차의 외부를 감싸고 있기에 가장 먼저 충격을 받기는 하지만, 운전자의 안전을 위하여 충돌과 동시에 모든 충격이 차체로 퍼져나가 차체가 변형 및 파손되면서 운전자가 안전할 수 있도록 설계한다[4-6]. 일반적으로 차체의 두께는 제너럴모터스(GM)에서 ‘캐딜락 원’의 자동차 기종에서도 20 mm까지도 제작이 되고 있다. 따라서 본 논문에서는 차체의 두께에 의한 영향을 최대한 고려하여서 5, 10, 15mm로 선택하여 단계적으로 분석하였다. 차체에 대한

본 연구는 지식경제부 2010년도 지역산업기술개발사업으로 수행한 과제임.

*교신저자 : 조재웅(jucho@kongju.ac.kr)

접수일 10년 06월 28일

수정일 10년 07월 13일

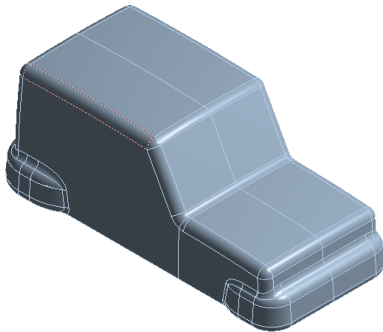
게재확정일 11년 01월 13일

전방 및 측면 충돌을 가지고 근래에 많은 연구가 되었지만, 본 연구에서는 자동차가 전복되었을 때 차체에서 받는 응력에 의한 변형량이 그 두께에 따라 어떻게 차이가 나는지 고찰하고 그 연구 결과를 차량의 안전성을 높이는 데에 기여하고자 한다[7-8].

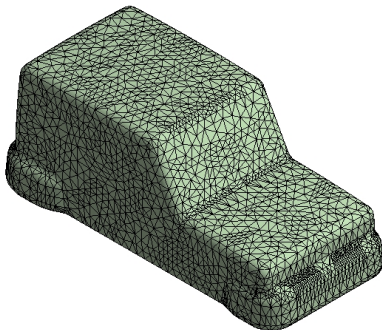
2. 모델 및 해석

2.1 연구 모델

본 연구 모델의 그림 1과 같이 길이가 4000 mm, 폭이 2000mm, 높이가 1500mm이며, 이 모델에 두께를 5mm(5t), 10mm(10t), 15mm(15t)로 하여 3가지의 차체 설계 모델을 구성하였다. 3 가지 중에서 대표적으로 15t에 대한 모델의 메시 형상을 그림 2에 나타냈다. 모델의 절점수와 요소수는 표 1과 같고, 물성치는 구조용 강으로서 표 2와 같다.



[그림 1] 모델의 형상



[그림 2] 모델의 메시 형상(15t)

[표 1] 모델의 메시 정보

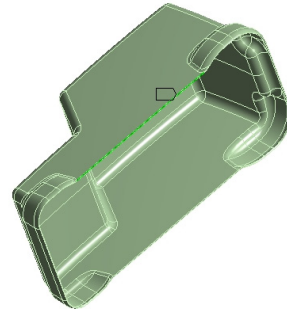
	절점수	요소수
Model 1 (5t)	112647	55478
Model 2 (10t)	48686	23822
Model 3 (15t)	39617	19454

[표 2] 모델의 물성치

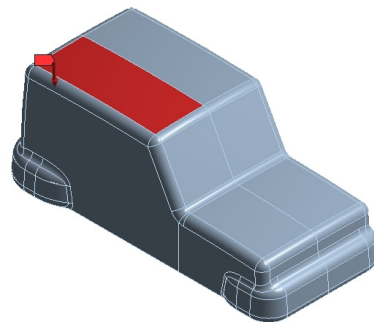
Young's Modulus	200000 MPa
Poisson's Ratio	0.3
Density	0.00000785 Kg/mm ³
Thermal Expansion	0.000012 1/°C
Tensile Yield Strength	250 MPa
Compressive Yield Strength	250 MPa
Tensile Ultimate Strength	460 MPa

2.2 모델의 경계조건

모델의 경계조건은 그림 3과 같이 자동차의 왼쪽 밑면에 고정지지(Fixed Support)로 고정을 시켰으며, 그림 4와 같이 자동차의 오른쪽 윗면에 구속력(Force)을 100N의 구속을 주어 자동차가 받는 압력이 어떻게 영향을 미칠지 알아볼 수 있도록 설정하였다. 두께가 5, 10, 15t의 세 가지경우 다 이와 같은 조건으로 해석을 하였고 해석은 경과 시간에 대한 응력 및 변형량을 보았다.



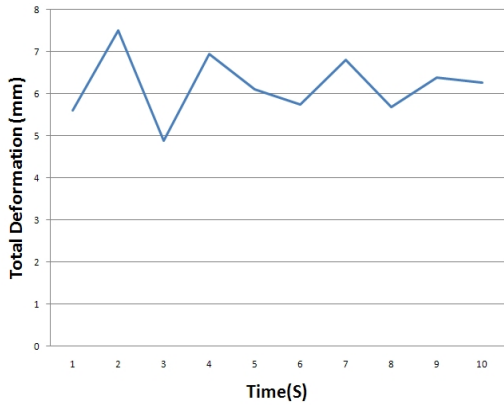
[그림 3] 모델에서의 고정지지 조건



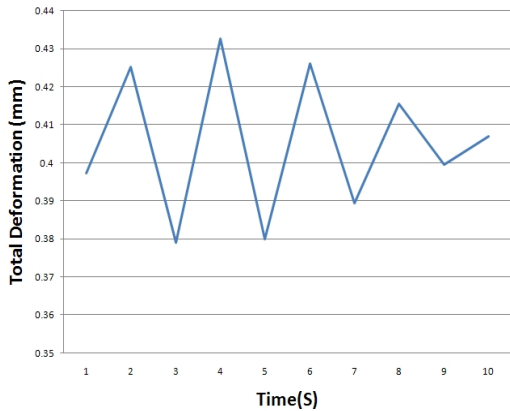
[그림 4] 모델에서의 힘의 작용 조건 (100N)

2.3 해석 결과

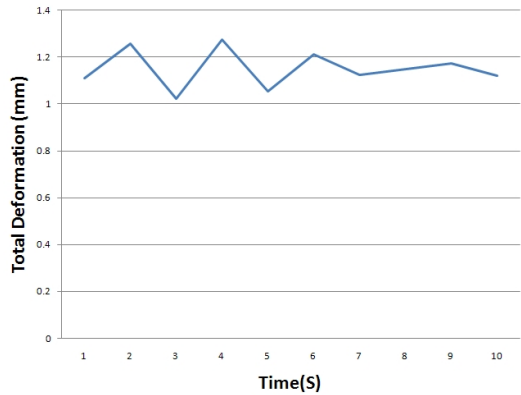
그림 5부터 7은 각각의 두께를 가진 자동차의 전변형량을 10초 동안에 걸쳐 나타낸 그림이다. 그림 8은 이 세 가지의 그림을 비교한 것으로, 2 초일 때 최대 변형량이 주로 나타났다. 그림 9부터 11은 2초 일 때 각 모델의 최대 전변형량을 나타낸 그림이다. 두께가 5t인 자동차에서 7.5024mm로 차체 오른쪽의 천장 끝부분에서 가장 많이 변형이 일어났다. 그리고 10t와 15t에서는 각각 1.2557mm, 0.42529mm로 나타났다.



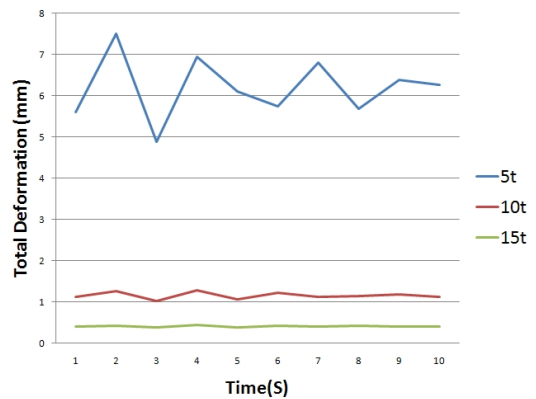
[그림 5] 5 mm 두께의 차체에서의 시간에 따른 최대 전변형량



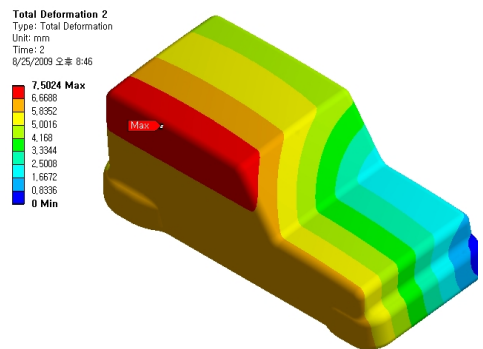
[그림 6] 10 mm 두께의 차체에서의 시간에 따른 최대 전변형량



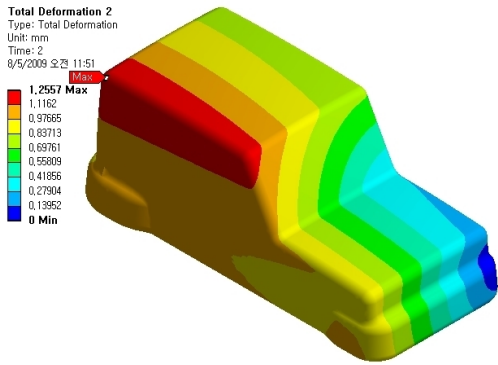
[그림 7] 15 mm 두께의 차체에서의 시간에 따른 최대 전변형량



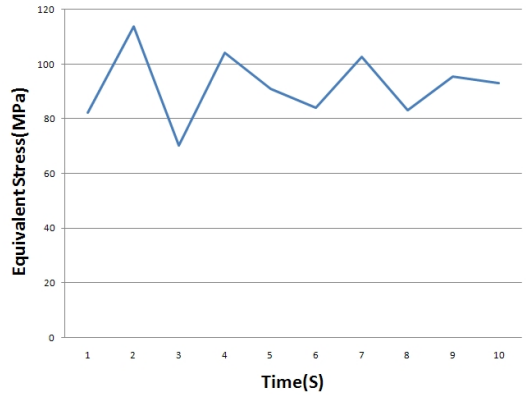
[그림 8] 5, 10, 15 mm 두께의 차체에서의 시간에 따른 최대 전변형량들



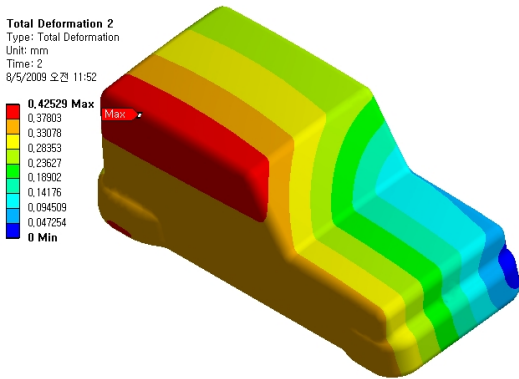
[그림 9] 5 mm 두께의 차체에서의 전변형량 등고선(경과 시간 2초)



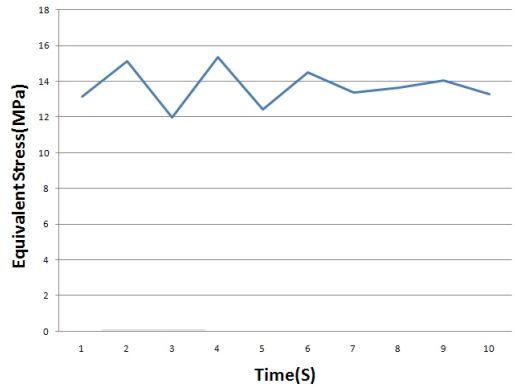
[그림 10] 10 mm 두께의 차체에서의 전변형량 등고선 (경과시간 2초)



[그림 12] 5 mm 두께의 차체에서의 시간에 따른 최대 등가 응력

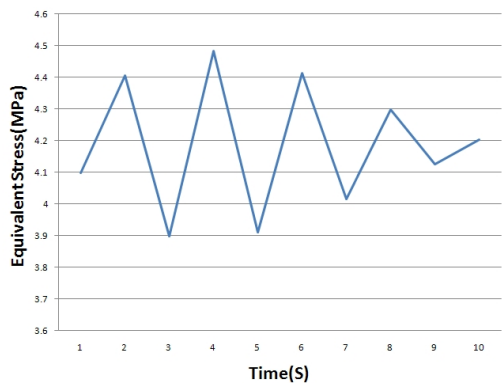


[그림 11] 15 mm 두께의 차체에서의 전변형량 등고선(경과시간 2초)

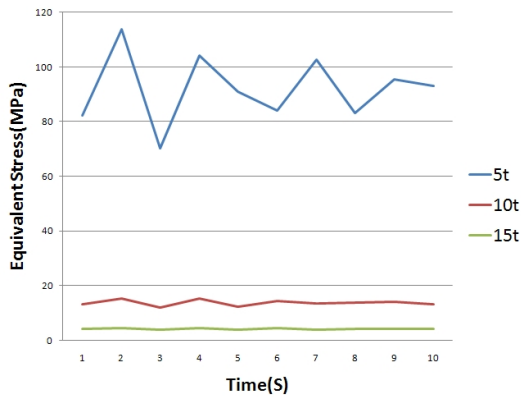


[그림 13] 10 mm 두께의 차체에서의 시간에 따른 최대 등가 응력

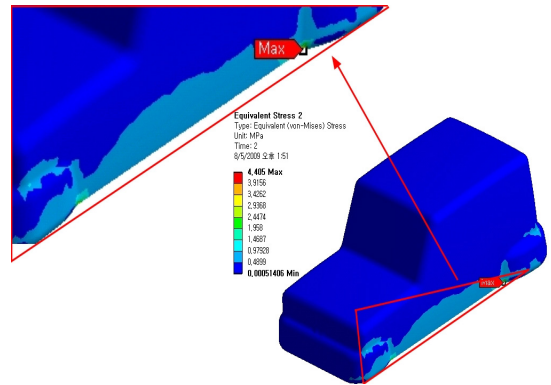
그림 12부터 14는 각각의 두께를 가진 자동차의 응력을 나타낸 그림이다. 그림 15는 이 세 가지의 그림을 비교한 것으로, 2 초일 때 주로 응력이 많이 작용하였다. 그림 16부터 18은 2 초일 때 등가응력을 나타낸 등고선 그림이다. 두께가 5t인 자동차가 차체의 왼쪽 밑 부분 바닥에서 113.69 MPa로 가장 높게 응력이 작용하였다. 그리고 10t와 15t에서는 각각 15.134와 4.405MPa로 최대 응력이 작용하였다. 두께가 15mm보다 커지는 경우에는 시간에 따른 응력 및 변형율의 분포가 고르게 나타나고 있어 15mm의 경우에 있어 설계의 안전성을 보이고 있다.



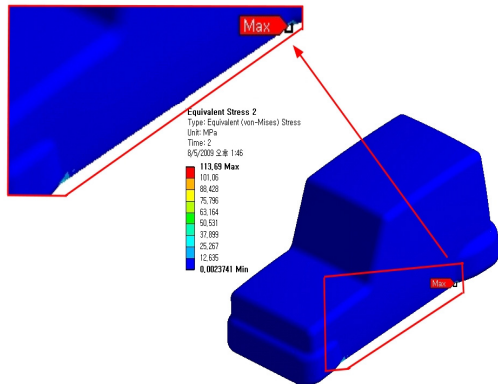
[그림 14] 15 mm 두께의 차체에서의 시간에 따른 최대 등가 응력



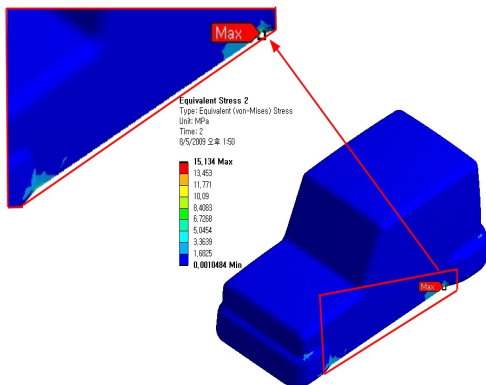
[그림 15] 5, 10, 15 mm 두께의 차체에서의 시간에 따른 최대 등가응력들



[그림 18] 15 mm 두께의 차체에서의 등가 응 력 등고선 (경과시간 2초)



[그림 16] 5 mm 두께의 차체에서의 등가 응력 등고선(경과시간 2초)



[그림 17] 10 mm 두께의 차체에서의 등가 응력 등고선(경과시간 2초)

3. 결 론

본 연구를 통하여 구조해석을 통한 차체의 전복 시 두께에 따른 변형량과 응력 변화는 다음과 같다.

- 1) 차체의 두께가 5t인 자동차에서는 2초 일 때에 차체의 오른쪽 천장에서 7.5024mm의 최대변형이 일어났으며, 차체의 왼쪽 밑 부분에서 113.69 MPa의 최대응력을 받았다.
- 2) 차체의 두께가 10t인 자동차에서는 2초일 때에 차체의 오른쪽 천장에서 1.2557mm로 최대의 변형이 일어났으며 차체의 왼쪽 밑 부분에서 15.134 MPa의 최대응력이 발생했다.
- 3) 차체의 두께가 15t인 자동차에서는 2초일 때에 0.42529mm로서 차체의 오른쪽 천장에서 최대의 변형이 일어났으며 응력은 2초일 때에 차체의 왼쪽 밑 부분에서 4.405MPa의 최대응력이 작용되었다.
- 4) 두께가 15mm보다 커지는 경우에는 시간에 따른 응력 및 변형율의 분포가 고르게 나타나고 있어 설계의 안전성을 보이고 있다.

참고문헌

[1] 김태훈, 권영신, “충돌형태에 따른 자동차 프레임 변형시 변형분석 및 차체 수리에 관한 실험적 연구”, 산업안전학회지, 17권, 2호, pp. 22-31, 2002.
 [2] T. W. Kim, H. H. Kim, H. Y. Jeong, W. Jin, "A Stochastic Analysis on Frontal Crash Tests", 한국자동차공학회 2007년 춘계학술대회 논문집, Vol.

4, pp. 1897-1901, 2007.

- [3] 손일선, 이정구, “자동차 충격흡수장치용 감쇠력 조정 전자제어장치 연구”, 한국자동차공학회논문집, Vol. 16, No. 3, pp. 1-6, 2008.
- [4] 박용재, "Side Impact 의 유형및 Side Impact 에 대한 승용차의 Body 설계 소개", 한국자동차공학회 1985년 학술강연초록집(차체), pp. 21-32, 1985.
- [5] 김현영, 최종길, 김정민, 이강욱, 여태정, “자동차 범퍼의 누적 평가”, 한국자동차공학회논문집, Vol. 15, No. 3, pp. 29-34, 2007.
- [6] 박용석, 홍성철, “회전축을 따라 이동하는 강체의 동해석”, 한국산학기술학회논문지, Vol. 11, No. 2, pp. 435-442, 2010.
- [7] K. Y. Ahn, B. J. Ryu, "A Modeling of Impact Dynamics and its Application to Impact Force Prediction", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 19, No. 1[Special Edition], pp. 422-428, 2005.
- [8] 박인송, 김관희, 홍승준, “차대차 정면충돌시험을 통한 상호안전성 연구”, 한국자동차공학회논문지, Vol. 15, No. 5, pp. 72-77, 2007.

조 재 응(Jae-Ung Cho)

[정회원]



- 1980년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학사)
- 1982년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학석사)
- 1986년 8월 : 인하대학교 기계공학과(공학박사)
- 1988년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계-자동차공학부 교수

<관심분야>

기계 및 자동차 부품 설계 및 내구성 평가, 피로 또는 충돌 시 동적 해석

김 기 선(Key-Sun Kim)

[정회원]



- 1980년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학사)
- 1983년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학석사)
- 1994년 2월 : 인하대학교 기계공학과(공학박사)
- 1989년 7월 : 기계제작 기술사
- 1994년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계-자동차공학부 교수

<관심분야>

자동차 내장 및 시트 부품, 자동차 내외장부품 제조 공정

이 은 종(Eun-Jong Lee)

[정회원]



- 1985년 8월 : 서울산업대학교 기계공학과 졸업(공학사)
- 1988년 2월 : 단국대학교 대학원 기계공학과(공학석사)
- 2001년 2월 : 국민대학교 대학원 기계설계공학과(공학박사)
- 1988년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계-자동차공학부 교수

<관심분야>

정밀가공, CAD/CAM