FEM을 이용한 시트 백 프레임 형상에 대한 비교 해석

김성수*, 최해규*, 김세환**, 조재웅**
*공주대학교 대학원 기계공학과
**공주대학교 기계자동차공학부
e-mail:jucho@kongju.ac.kr

Analysis comparing on shape of seat back frame using FEM

Sung-Soo Kim*, Hae-Kyu Choi*, Sei-Hwan Kim**, Jae-Ung Cho**
*Division of Mechanical Engineering, Graduate School, Kongju University
**Division of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju University

요 약

승차감이나 안전에 관련된 부분 중 하나인 자동차 시트는 차량 주행시 전달되는 충격이나 진동을 적절하게 흡수하여 승객에게 안락성을 제공한다. 또한 이러한 여건을 만족시키면서 승객의 안전을 보장하는 충분한 강성과 강도를 가져야 한다. 자동차 시트는 2가지의 모델로 설계를 하고 구조 해석을 하였다. 그 결과, 시트 백 프레임의 모델 (b)가 (a)보다 적은 변형량과 피로 수명을 보였고. 모델의 중앙에 해당되는 허리부분에서 가장 많은 변형량과 파손 가능성을 보였다. 고유진동수를 적용한 진동해석에서, 모델(a)의 경우는 모델의 바깥쪽에서 안쪽으로 변형이 되었고, 모델(b)의 경우는 모델의 안쪽에서 바깥쪽으로 변형이 되었다. 전반적으로 모든 면에서 모델(b)가 (a)보다 구조적으로 안전하다고 사료된다.

1. 서론

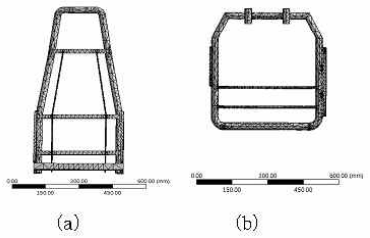
오늘날 승용차의 사용이 점차 증가함에 따라 자동차 본래의 기능인 운반의 수단은 기본적으로 충족되고, 부가적으로 안전이나 승차감, 편리성, 디자인 등에 대한 관심이 날로 높아지고 있는 추세이다[1]. 승차감이나 안전에 관련된 부분으로는 현가장치나 자동차 전체의 구조와 새시 등이 있으며, 운전자와 직접적으로 관계되는 부분으로 시트를 들 수 있다[2]. 자동차 시트는 차량 주행 시 전달되는 충격이나 진동을 적절하게 흡수하여 승객에게 안락성을 제공한다. 또한 이러한 여건을 만족시키면서 승객의 안전을 보장하는 충분한 강성과 강도를 가져야 한다[3].

본 연구에서는 자동차의 중요한 요소 중 하나인 자동차 시트를 임의의 2가지의 모델을 카티아를 통해 설계를 하여 해석 프로그램 앤시스를 이용하여 해석을 하였다[4].

2. 연구 모델 및 경계조건

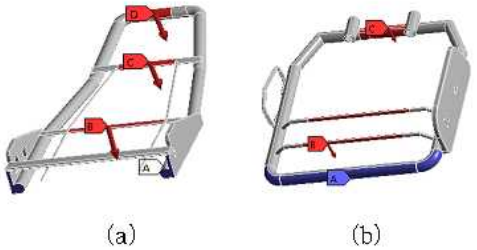
본 연구에서는 치수를 임의로 설정하여 특정의 모델과 최대한 흡사하도록 CATIA를 통해 2개의 모델을 설계하였다. Seat Back Frame (a), (b)의 Mesh 작업을 한 모델들의 모습은 그림 1과 같다.

2. 연구 모델



[그림 1] 해석모델의 요소 및 절점

그림 1과 같이 유한요소 모델에서 Mesh는 사면체요소(Tetrahedrons)로 분할하였으며, Node점과 Element의 수는 각각 Seat Back Frame (a)는 9709개와 13719개로 이루어져 있고 Seat Back Frame (b)는 4566개와 7102개로 이루어져 있다.



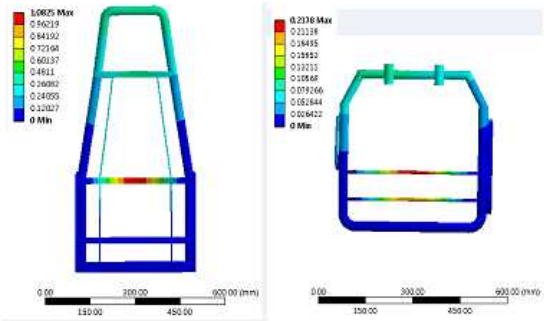
[그림 2] 시트 백 프레임의 경계 조건

그림 2을 보면 알 수 있듯이 밑 부분 A를 고정을 하였고 Seat Back Frame을 Model(a)를 3부분으로 Model(b)를 2부분으로 나누어 하중을 적용 하였다. 그리고 하중이 작용하는 부위가 다르기 때문에 작용하는 하중은 모델 (a)나 모델 (b)가 그 하중의 크기에 있어 다르게 나온다. 단위면적당 작용하는 하중을 같게 설정하여 그 해석 조건을 두 모델 (a)나 (b)를 같이 하였다. 그리고 재료의 물성치는 Structural Steel로 하였다.

3. 해석 결과

3.1. 구조해석 결과

위의 경계 조건을 토대로 Seat Back Frame 모델 (a), (b)를 전 변형량과 등가응력으로 해석을 하였다. Seat Back Frame (a), (b) 모델의 전 변형량 해석 결과를 나타내는 그림은 그림 3과 같다. 각각의 모델 (a), (b)의 전 변형량은 모델 (a)는 Maximum 값이 1.0825mm이고 모델 (b)는 0.2378mm라는 결과 값을 얻었다.

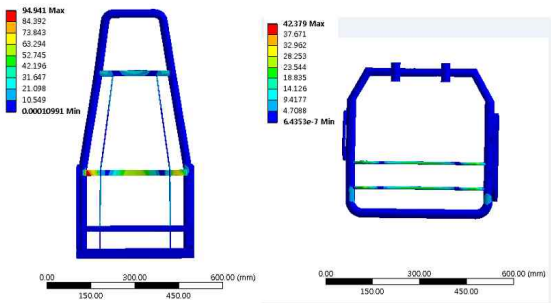


(a) (b)

[그림 3] 시트 백 프레임의 전변형량

Seat Back Frame (a), (b) 모델의 등가응력의 해석 결과를 나타내는 그림은 그림 4와 같다.

각각의 모델 (a), (b)의 등가응력 값은 모델 (a)는 Maximum 값이 약 95MPa로 나타났으며, 모델 (b)는 Maximum 값이 약 42MPa로 나타났다.



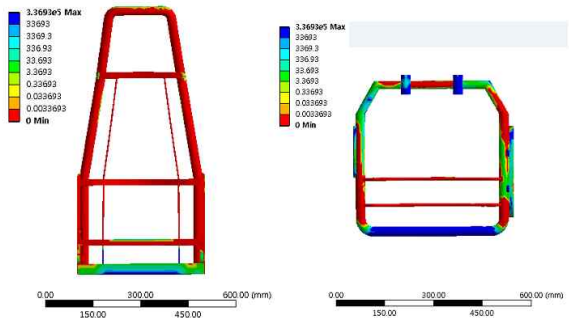
(a) (b)

[그림 4] 시트 백 프레임의 등가 응력

구조해석 결과에서 볼 수 있듯이 모델 (a), (b) 공통적으로 허리부분에 해당되는 부분에 많은 힘이 전달되는 만큼 이 부분에 가장 높은 변형을 보였고, 2개의 모델을 비교 해 보았을 경우 모델(a)가 모델(b)보다 좀 더 많은 구조적 변형을 보였다.

3.2. 피로해석 결과

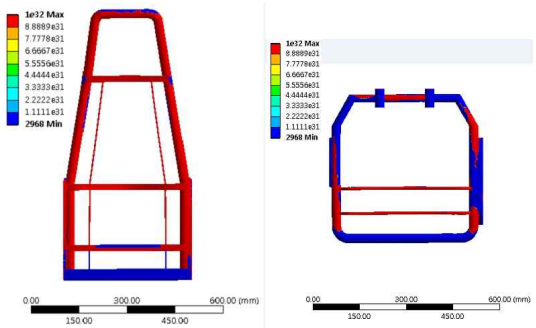
경계 조건을 토대로 각각의 Seat Back Frame 모델의 피로 수명과 손상을 해석 하였다. Seat Back Frame (a), (b)의 피로 수명 결과는 그림 5와 같다. 그림 5에서 볼 수 있듯이 Maximum값 3.3693e5 Cycle을 적용한 결과 모델 (b)가 모델 (a)보다 부분적으로 많은 부위에서 더 많은 피로 수명 결과를 나타내고 있다.



(a) (b)

[그림 5] 시트 백 프레임의 피로 수명

Seat Back Frame (a), (b)의 피로 손상 결과는 그림 6과 같다. 그림 6에서 볼 수 있듯이 각각의 모델 (a), (b)의 Maximum값 1e32 Cycle을 적용한 결과 모델 (b)가 모델 (a)보다 부분적으로 많은 부위에서 더 적은 피로 손상 결과를 나타내고 있다.



(a) (b)

[그림 6] 시트 백 프레임의 피로 손상

피로해석 결과에서도 볼 수 있듯이 구조해석과 마찬가지로 2개의 모델 모두 허리부분에서 가장 많은 피로 손상의 가능성이 있었고, 모델 가장 밑 부분에서 가장 적은 피로 손상의 가능성이 있었다. 이 2개의 모델을 비교하였을 경우 모델 (b)가 모델(a)에 비해서 피로 수명부분에서 구

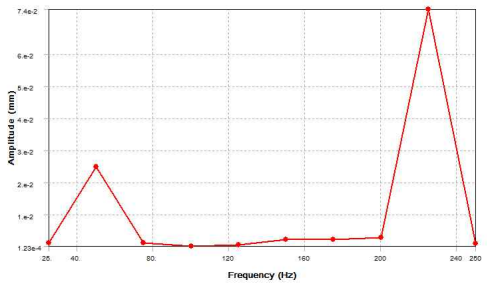
조적으로 안정적으로 나왔다.

3.3. 진동해석 결과

진동해석 역시 위와 같은 경계조건을 사용하였으며 각각의 Seat Back Frame 모델을 Frequency Response 해석을 하여 고유진동을 유출해 내고 그 고유진동을 Directional Deformation과 등가응력 해석을 하였다.

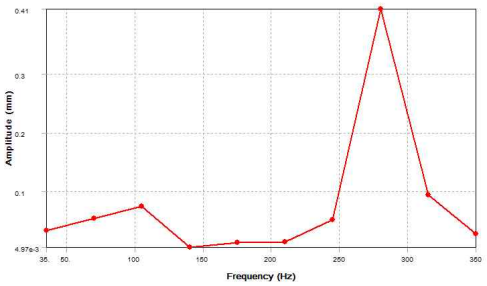
3.3.1 Seat Back Frame 모델의 Frequency Response 해석

각각의 Seat Back Frame 모델을 Frequency Response 해석을 하였다. Seat Back Frame (a)의 고유진동수 해석은 Maximum 값을 250Hz를 설정하고 해석을 하였다. 그 결과 그림 7과 같다. 그림 7에서 볼 수 있듯이 225Hz에서 정점을 향했다. 이와 같이 모델 (a)의 고유진동수는 225Hz임을 알 수 있다.



[그림 7] Seat Back Frame (a)의 Frequency Response 해석

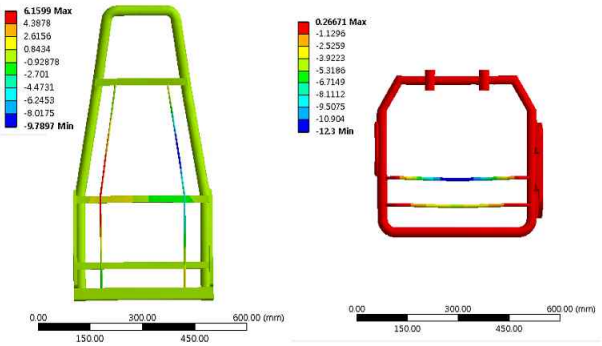
Seat Back Frame (b)의 고유진동수 해석은 Maximum 값을 350Hz를 설정하고 해석을 하였다. 그 결과 그림 8과 같다. 그림 8에서 볼 수 있듯이 280Hz에서 정점을 향했다. 이와 같이 모델 (a)의 고유진동수는 280Hz임을 알 수 있다.



[그림 8] Seat Back Frame (b)의 Frequency Response 해석

3.3.2 Seat Back Frame 모델의 Directional Deformation 해석

Seat Back Frame 모델 (a) 및 (b)에 대한 고유진동수 250 Hz 및 280 Hz에 맞추어 Directional Deformation 해석을 하였다. 그 결과 그림 9와 같다. 각각의 모델 (a), (b)의 Directional Deformation 결과 값은 모델 (a)는 Maximum 값은 6.1636mm이고 모델 (b)는 0.26671mm라는 결과 값을 얻었다.

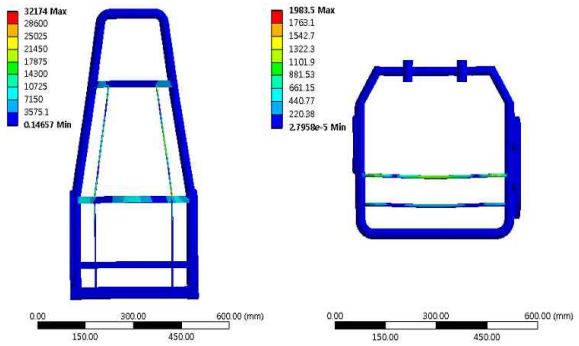


(a) (b)

[그림 9] 시트 백 프레임의 Directional Deformation 해석

3.3.3 Seat Back Frame 모델의 Equivalent Stress 해석

각각의 Seat Back Frame 모델 (a) 및 (b)에 대한 고유진동수 250 Hz 및 280 Hz에 맞추어 Equivalent Stress 해석을 하였다. 그 결과 그림 10과 같다. 각각의 모델 (a), (b)의 등가응력 결과 값은 모델 (a)는 Maximum 값은 32195MPa이고 모델 (b)는 1983.5MPa라는 결과 값을 얻었다.



(a) (b)

[그림 10] 모델 (a)에서의 225 Hz 및 모델 (b)에서의 280 Hz에서의 시트 백 프레임의 Equivalent Stress 해석

진동해석 결과 각각의 고유진동수 모델(a)는 225Hz, 모델(b)는 280Hz가 나왔다. 2개의 모델들을 각각의 고유진동수에 맞추어 진동해석을 한 결과, 모델(b)가 모델(a)보다 적은 변화량을 보였다. 또한 모델(a)의 경우 모델에 바깥쪽에서 안쪽으로 변형이 시작되었고, 모델(b)의 경우 안쪽에서 바깥쪽으로 변형이 되었다.

3. 결론

본 연구에서는 임의의 자동차 Seat Back Frame을 일반 구조해석, 피로해석, 진동해석을 하였다. 그 결과 다음과 같

은 결과를 얻었다.

1. 구조해석 결과 모델 (a), (b) 공통적으로 허리부분에 해당되는 부분에 가장 높은 변형을 보였고, 2개의 모델을 비교 해 보았을 경우 모델(a)가 모델(b)보다 좀 더 많은 구조적 변형을 보였다.
2. 피로해석 결과 구조해석과 마찬가지로 2개의 모델을 비교하였을 경우 모델 (b)가 모델(a)에 비해서 피로 수명부분에서 구조적으로 안정적으로 나왔다.
3. 2개의 모델들을 각각의 고유진동수에 맞게 적용하여 진동해석을 한 결과, 모델(b)가 모델(a)보다 적은 변화량을 보였다. 또한 모델(a)의 경우 모델에 바깥쪽에서 안쪽으로 변형이 시작됐고, 모델(b)의 경우 안쪽에서 바깥쪽으로 변형이 되었다.
4. Seat Back Frame (a), (b)를 위에 3가지 해석, 즉 구조해석, 피로해석, 진동해석을 통해 비교분석 한 결과 3가지 모든 면에서 임의의 모델(b)가 (a)보다 구조적으로 안전하게 나왔다.

후기

본 연구은 지식경제부 지정 공주대학교 자동차 의장 및 편의부품 지역혁신센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

[1] 조재웅; 김기선; 최두석; 김세환; 방승옥; 조찬기, “자동차 시트용 플라스틱 서스펜션 시스템 개발”, 한국산학기술학회논문지, 제12권, 제3호, pp. 1091-1097, 3월, 2011년

[2] 박대민; 김기선; 최두석; 김세환; 박원식; 조재웅, “체압 분포를 고려한 자동차 시트용 플라스틱 서스펜션에 대한 기초적 연구”, 한국산학기술학회논문지, 제12권, 제11호, pp. 4751-4755, 11월, 2011년

[3] 최해규; 김기선; 김세환; 조재웅; “자동차 시트의 플라스틱 서스펜션 매트의 진동과 피로해석에 관한 연구”, 한국산학기술학회논문지, 제13권, 제2호, pp. 504-509, 2월, 2012년

[4] 박세진; 이남식; 김철중; 이순요, “자동차용 시트의 체압분포측정기 개발에 관한 연구”, 대한산업공학회지, 제19권, 제3호, pp. 504-509, 9월, 1993년