

경량 연료전지 차체프레임 설계 프로세스

김기태¹⁾ · 강성종^{*2)}

대구가톨릭대학교 대학원 자동차공학과¹⁾ · 대구가톨릭대학교 기계자동차공학부²⁾

Design Process of Light-weighted Fuel Cell Vehicle Body Frame

Kitae Kim¹⁾ · Sungjong Kang^{*2)}

¹⁾Graduate School of Automotive Engineering, Catholic University of Daegu, Gyeongbuk 712-702, Korea

²⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Catholic University of Daegu, Gyeongbuk 712-702, Korea

(Received 22 February 2010 / Accepted 17 May 2010)

Abstract : This paper presents a design process of light-weighted fuel cell vehicle (FCV) frame to meet design target of natural frequency in early design stage. At first, using validated FE model for the current design, thickness optimization was carried out. Next, optimization process, comprised of beam model size optimization, shell model design and shell model thickness optimization, was investigated for two frame types. In addition, in order to ensure hydrogen tanks safety against rear impact load, structural collapse characteristics was estimated for the rear frame model finally produced from the previous optimization process and, with the target of equal collapse characteristics to the current design model, structural modification with small weight increase was studied through static structural collapse analyses. The same attempt was applied to the front side frame. The results explain that the proposed process enables to design light-weighted frames with high structural performance in early stage.

Key words : Fuel cell vehicle(연료전지 차량), Natural frequency analysis(고유진동 해석), Beam element model(보 요소 모델), Structural optimization(구조 최적화), Structural collapse analysis(구조붕괴 해석)

1. 서론

구조성능 저하 없이 주행 중 노면으로부터 받는 진동 및 충격 하중을 감당하고 프레임에 체결된 여러 시스템들을 견고하게 지지하기 위해 연료전지 차량 프레임은 충분한 굽힘 및 비틀림 강성이 확보되어야 하며 모노코크 차량에 비해서 전체 차량 중량이 증가하므로 중량 최소화가 설계 초기단계부터 관리되어야 할 중요요소이다.¹⁾

본 연구에서는 연료전지 차체 프레임에 대한 고유진동해석을 통해 설계초기단계에서부터 최적화된 프레임 설계가 가능한 일련의 프레임 최적화 설

계 프로세스를 연구하였다.

사전 연구로 두께 최적화 만에 의한 경량화 가능성을 파악하였으며 설계 초기단계 부재배치 및 단면크기 최적화에 활용하기 위한 목적으로 보요소 모델화에 대한 연구를 수행하였다. 다음으로 현 사양 고유진동수를 목표로 프레임 1에 대해 보 모델 구성 및 단면최적화, 셸형상화 및 국부보강 그리고 두께 최적화를 수행하여 프레임 경량화 가능성을 검토하였으며, 같은 프로세스를 다른 프레임인 프레임 2에 적용하여 그 효과를 재차 확인하였다. 또한, 최종 최적설계안을 대상으로 정적붕괴특성 해석을 통해 전방, 후방 충돌안전성이 확보된 경량화 설계 개선안을 도출하였다.

*Corresponding author, E-mail: sjkang@cu.ac.kr

2. 현 사양 두께 최적화 고유진동해석

연료전지 차량(fuel cell vehicle)의 프레임은 수소 탱크 등이 후방부에 위치하고 있으며 프레임의 중앙부에는 연료전지 스택 등이 체결된다. Fig. 1은 본 연구에서 대상으로 한 프레임들의 개략적인 구조를 나타낸다. 진동 절연을 위해 프레임 좌우 각각 4곳에서 고무 부시를 통해 차체에 연결되고 앞쪽에는 더블 위시본형 서스펜션을 연결하기 위한 각종 브라켓이 부착되며 후방부에는 CTBA 형의 서스펜션이 장착된다. 소재는 부재에 대해 SPFH590, 브라켓에 대해 SAPH 440이 각각 적용된다.

먼저, 두개 프레임(Frame 1, Frame 2) 현 사양에 대해 유한요소모델(기본모델, base model)을 구성,

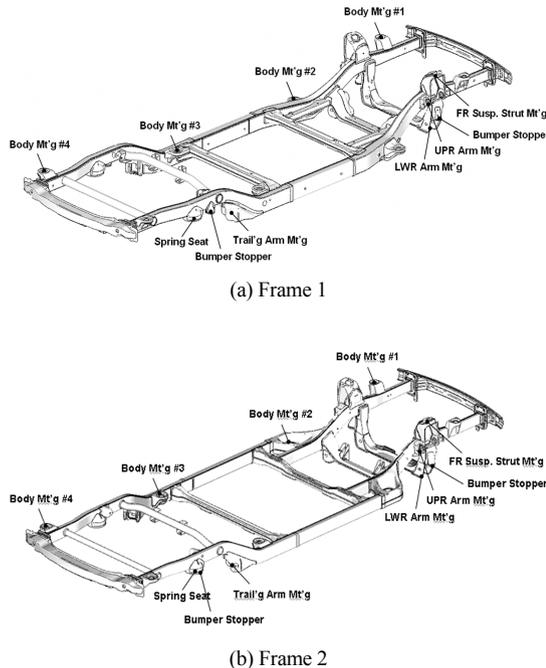


Fig. 1 Fuel cell vehicle frames

Table 1 Comparison between modal test and analysis results : Frame 1

| Mode | Natural frequency (Test - Analysis) | |
|----------------------|-------------------------------------|----------|
| | Frame 1 | Frame 2 |
| Torsion | +0.1 Hz | - 0.1 Hz |
| 1st Vertical bending | -0.1 Hz | +1.7 Hz |
| Lateral bending | -1.9 Hz | - 0.2 Hz |

MSC/NASTRAN에 의한 고유진동해석(natural frequency analysis)을 수행하여 시험결과와 비교하였으며(Table 1), 검증된 모델을 대상으로 구조 최적화(structural optimization)를 시도하였다.

형상은 변경하지 않고 각 부재의 두께를 설계인자로 하여 고유진동수 변화 없이 중량을 최소화할 수 있는 설계 방안을 모색하였다. 최적화 해석은 HYPERWORKS OPTISTRUC²⁾을 사용하였으며 적용된 조건들은 다음과 같다.

- Design variable bound : 두께 1.0~5.0 mm
- Constraint bound : 2, 3차 모드 고유진동수 현 사양 이상
- Objective : 중량 최소화

Fig. 2는 프레임1의 최적화 대상 부재들의 번호를 나타내며, Table 2는 최적화 해석 전후의 고유진동수 변화와 중량 변화를 나타낸다. 비틀림 모드 고유진동수가 다소 작아지나 1차 종굽힘과 횡굽힘은 거의 변화가 없었으며 중량은 7.90 kg 감소하였다.

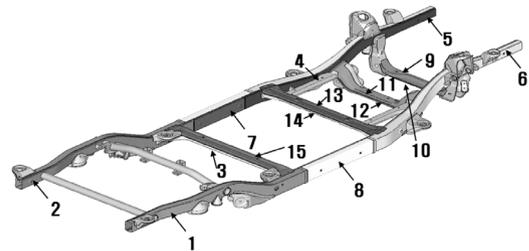


Fig. 2 Design variable number for thickness optimization : Frame 1

Table 2 Frequency and weight change after thickness optimization (compared with base model) : Frame 1

| Mode | Frequency | Weight |
|----------------------|-----------|---------|
| Torsion | -0.5 Hz | -7.90kg |
| 1st Vertical bending | +0.1 Hz | |
| Lateral bending | 0.0 Hz | |

Fig. 3은 프레임 2의 최적화 대상부재 번호를 나타내며, Table 3은 최적화 해석 전후의 고유진동수 변화와 중량 변화를 나타낸다. 고유진동수 변화 없이 중량이 4.32 kg 감소하였다.

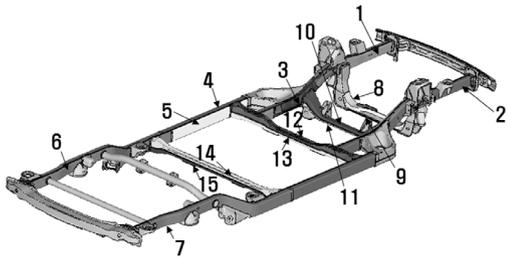


Fig. 3 Design variable number for thickness optimization : Frame 2

Table 3 Frequency and weight change after thickness optimization (compared with base model) : Frame 2

| Mode | Frequency | Weight |
|----------------------|-----------|----------|
| Torsion | -0.2 Hz | -4.32 kg |
| 1st Vertical bending | 0.0 Hz | |
| Lateral bending | -0.1 Hz | |

3. 보 모델 고유진동해석

프레임 설계초기단계에서 목표 강성과 경량화를 달성할 수 있는 부재의 기본 단면 배치와 형상, 레이아웃의 설계에 유용하게 사용할 목적으로, 현 사양에 대해 프레임 보요소 모델 (beam element model)을 구성하여 해석결과를 셀 모델 해석결과와 비교하여 타당성을 검토하였다. 프레임의 전체강성(global stiffness)에 영향이 미미한 브라켓 류는 모델에서 생략하였으며 모델 구성 후 전체 부재의 밀도를 일률적으로 높여 브라켓 중량을 보 모델에 반영하였다. 보요소는 MSC/NASTRAN의 CBEAM 요소를 적용하였으며 사이트 프레임과 크로스 멤버 사이의 국부강성은 고려하지 않았다. Fig. 4는 프레임 1 해석 결과를 나타낸다.

프레임 1 보요소 모델이 셀요소 모델에 비해 고유

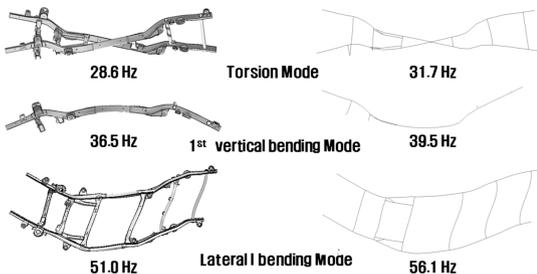


Fig. 4 Analysis results for frame beam model : Frame 1

진동수가 8.2 ~10.8 % 크게 나타났다. 또한, 동일한 모델링 기법을 적용한 프레임 2에 대해서도 보요소 모델이 셀요소 모델에 비해 4.2~8.9 % 크게 나타났다.

오차의 주된 원인은 사이트 멤버와 크로스 멤버 연결부의 국부강성이라 판단되며, 특히 크로스 멤버 결합부 국부강성에 의해 크게 영향을 받는 비틀림 모드가 오차율이 가장 크게 나타나고 있다. 향후, 보요소 모델을 활용하면, 설계초기단계에서 오차범위를 고려한 상향된 설계목표를 설정하고 보요소 모델을 구성한 후 부재단면, 형상 및 레이아웃에 대한 최적화 해석을 통해 조기에 프레임 최적설계가 가능하리라 판단된다.

4. 최적화 프로세스에 의한 고강성 경량화 구조설계: 프레임 1

설계초기부터 체계적으로 프레임 최적화를 효과적으로 달성할 수 있는 프로세스를 연구하였다.

먼저, 보요소 모델에 대해 최적화를 실시하였으며, 도출된 결과를 반영하여 셀 형상화 및 국부강성을 보강한 셀 모델을 설계하였다. 마지막으로 프레임 전체에 대한 두께 최적화를 수행하여 현 사양(기본모델, base model)과 비교하였다.

4.1 보요소 모델 구성 및 단면 최적화

전후 범퍼와 충돌안전성을 중요 성능 평가 항목으로 고려하는 전방부를 제외한 프레임에 대해 보요소 모델을 구성하여(Fig. 5), 부재 단면형상과 두께 최적화를 수행하였다.

프레임 단면 분석 결과 사이트 멤버와 4번 크로스 멤버는 직사각형 형태를 보여 직사각형 단면을 기준

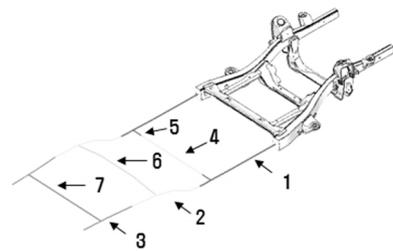


Fig. 5 Beam model for section optimization : Frame 1

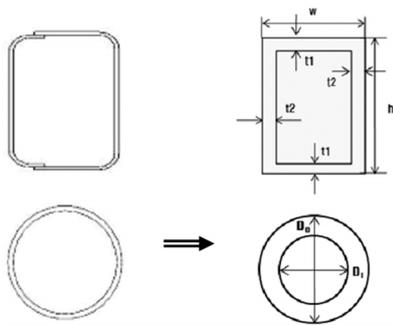


Fig. 6 Standard sections applied to beam model optimization

Table 4 Frequency and weight difference of optimized beam model and base model : Frame 1

| Mode | Frequency | Weight |
|----------------------|-----------|-----------|
| Torsion | +0.1 Hz | -17.97 kg |
| 1st Vertical bending | 0.0 Hz | |
| Lateral bending | 0.0 Hz | |

단면으로 적용하고 5, 6번 크로스 멤버는 중공축이므로 중공 단면을 기준단면으로 적용하여 보요소 모델을 구성하였다(Fig. 6). 두께 최적화 해석에서와 동일한 프로그램과 조건들을 적용하여 현 사양의 고유진동수를 만족시키면서 중량을 최소화할 수 있는 설계 방안을 모색하였다.

Table 4는 최적화 결과 고유진동수 변화와 중량 변화를 나타낸다. 비틀림 모드 고유진동수가 기본 모델 대비 0.1Hz 높게 산출된 반면, 1차 종굽힘 및 횡굽힘 모드는 동일하게 산출되었으며, 중량은 기본 모델 대비 17.97 kg 작게 나타났다.

4.2 셸 형상화 및 국부강성 보강 설계

보 모델 최적화 결과가 적용된 셸 형상화 모델(initial shell model)(Fig. 7)을 구성하여 동적해석을 수행하였다.

해석결과(Table 5), 셸 형상화 시에 기본모델 대비 비틀림 모드, 1차 종굽힘 모드와 횡굽힘 모드가 각각 0.5Hz, 2.5Hz, 5.6Hz 작게 나타났다. 이는, 보모델 최적화 결과를 셸 형상화하는 과정에서, 단면 차이가 큰 부재 간 연결부에서 발생한 단면과 곡률 급변화에 의한 강성저하와 크로스 멤버와 사이드 멤버 웹(web) 박판과 연결부에서의 강성저하가 주요원인이라고 판단된다.³⁾ 중량은 사이드 멤버 간 연결부

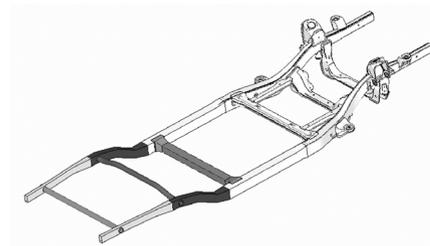


Fig. 7 Initial shell model : Frame 1

Table 5 Frequency and weight difference of initial shell model and base model : Frame 1

| Mode | Frequency | Weight |
|----------------------|-----------|-----------|
| Torsion | -0.5 Hz | -18.16 kg |
| 1st Vertical bending | -2.5 Hz | |
| Lateral bending | -5.6 Hz | |

단면사이저 축소로 소폭 감소하였다.

셸 형상화 모델에서 프레임 강성약화를 초래한 국부 취약부(곡률 급 변화부, 결합부)들에 대한 형상설계 안을 검토하였으며(Fig. 8) 그 결과를 적용한 셸 모델(final shell model)을 구성하였다(Fig. 9)

해석결과(Table 6) 기본모델 대비 비틀림 모드, 1차 종굽힘 모드와 횡굽힘 모드 각각 0.3Hz, 1.4Hz, 4.0Hz 작게 나타났으며, 중량은 결합부 단면사이저 증가 등으로 소폭 증가하여 기본모델 대비 17.37kg

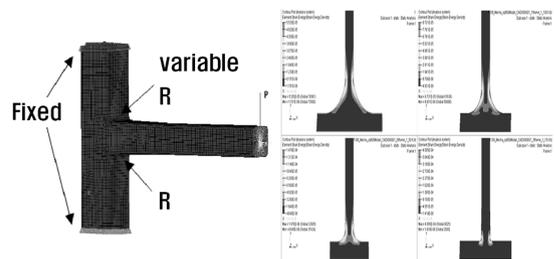


Fig. 8 Stiffness analysis of cross member joint

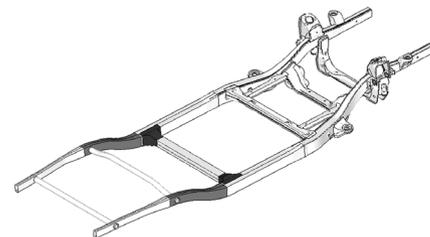


Fig. 9 Final shell model with local reinforcement : Frame 1

Table 6 Frequency and weight difference of final shell model with base model : Frame 1

| Mode | Frequency | Weight |
|----------------------|-----------|-----------|
| Torsion | -0.3 Hz | -17.37 kg |
| 1st Vertical bending | -1.4 Hz | |
| Lateral bending | -4.0 Hz | |

작게 나타났다. 국부강성 보강에도 불구하고 고유진동수가 미흡하게 나타난 것은 보 모델 최적화에서 보 모델이 해당 셀 모델보다 강성이 높게 평가됨을 고려하지 않고 기본모델의 고유진동수를 설계목표로 하여 최적화 해석을 수행하였기 때문이라 판단되며, 향후 실제 프레임 설계에서는 보 모델의 최적화 목표 고유진동수를 설계 목표값 보다 일정 수준 상향 설정하여 해석을 수행하면 설계목표 고유진동수를 넘는 최적 프레임 구조가 조기에 확보 가능하다.

4.3 셀 모델 두께 최적화

셀 형상화 모델을 대상으로 프레임 전체에 대해 두께 최적화 해석을 수행하였다. 최적화 조건은 앞의 두께 최적화 해석과 동일하게 적용하였다.

후방부의 경우 보요소 모델 최적화에서 산출된 부재의 가로세로 형상은 변경하지 않고 각 부재를 인너와 아우터로 현실에 맞게 이원화 하였으며(Fig. 10) 전방부의 경우는 현 사양의 단면을 그대로 적용하였다.

Fig. 11은 최적화 대상 부재들의 번호를 나타낸다.

전방부까지 포함하여 두께 최적화하는 경우 중량이 26.76kg 감소되어 나타났으며(Table 7), 충돌안전성 등이 고려되어야 할 전방부를 제외한 후방부만을 대상으로 두께 최적화하는 경우에는 현 사양 대비 15.06kg의 중량감소가 나타났다.

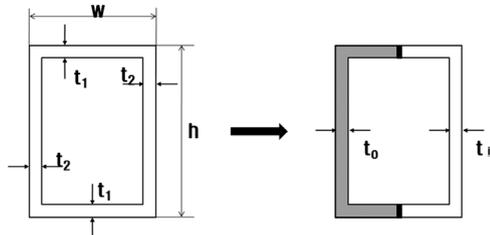


Fig. 10 Section thickness definition in rear frame

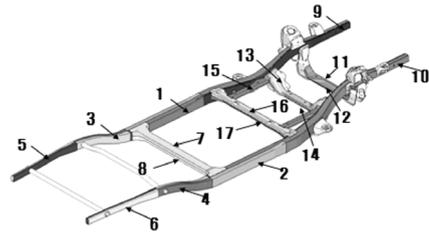


Fig. 11 Design variable number for thickness optimization in design process : Frame 1

Table 7 Frequency and weight difference of thickness optimized shell model and base model : Frame 1

| Mode | Frequency | Weight |
|----------------------|-----------|-----------|
| Torsion | 0.0 Hz | -26.76 kg |
| 1st Vertical bending | 0.0 Hz | |
| Lateral bending | 0.0 Hz | |

5. 최적화 프로세스에 의한 고강성 경량화 구조설계: 프레임 2

프레임 1에 대한 최적화 프로세스를 동일하게 적용하여 현 사양(기본모델, base model) 고유진동수 만족을 목표로 프레임 2를 대상으로 경량화 설계를 수행하였다.

Fig. 12는 보 요소 최적화 모델을 나타낸다.

최적화 후 현 사양 대비하여 횡굽힘 모드의 고유진동수가 1.9Hz 정도 높게 산출된 반면, 비틀림 및 1차 종굽힘 모드는 유사하게 산출되었다. 중량은 기본모델 대비 4.87 kg 감소되었다(Table 8).

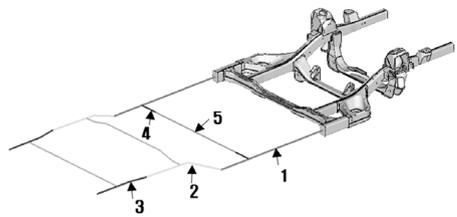


Fig. 12 Beam model for section optimization : Frame 2

Table 8 Frequency and weight difference of optimized beam model and base model : Frame 2

| Mode | Frequency | Weight |
|----------------------|-----------|----------|
| Torsion | 0.0 Hz | -4.87 kg |
| 1st Vertical bending | +0.1 Hz | |
| Lateral bending | +1.9 Hz | |

보 모델 최적화 결과가 적용된 셸 형상화 모델은 Fig. 13과 같으며 연결부와 굴곡부 등 국부강성을 보강한 모델에 대한 해석결과, 비틀림 모드는 기본모델 대비 동일한 결과가 산출되었고 1차 종굽힘 모드와 횡굽힘 모드는 각각 1.6Hz, 1.5Hz 작게 나타났으며, 중량은 사이드멤버 간 연결부 단면감소로 보 모델 보다 감소하였다(Table 9).

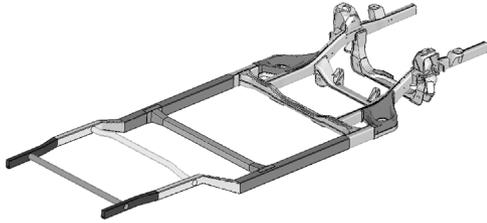


Fig. 13 Final shell model with local reinforcement : Frame 2

Table 9 Frequency and weight difference of final shell model and base model : Frame 2

| Mode | Frequency | Weight |
|----------------------|-----------|----------|
| Torsion | 0.0 Hz | -5.65 kg |
| 1st Vertical bending | -1.6 Hz | |
| Lateral bending | -1.5 Hz | |

위 셸 모델을 대상으로 프레임 전체의 두께 최적화 해석을 수행하였다(Fig. 14).

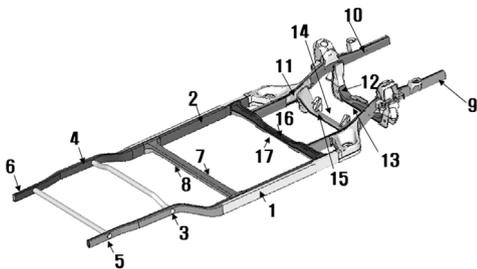


Fig. 14 Design variable number for thickness optimization in design process : Frame 2

Table 10 Frequency and weight difference of thickness optimized shell model and base model : Frame 2

| Mode | Frequency | Weight |
|----------------------|-----------|-----------|
| Torsion | 0.0 Hz | -10.74 kg |
| 1st Vertical bending | +0.1 Hz | |
| Lateral bending | 0.0 Hz | |

프레임 2도 후방부 만을 최적화 대상으로 해석하는 경우 중량 감소에 한계가 있었으며(기본모델 대비 3.42kg 감소), 전방부까지 두께최적화한 결과 중량이 10.74 kg 크게 감소되었다(Table 10).

6. 충돌안전성 확보를 위한 구조형상 보완

연료전지 프레임 후방에 장착되는 수소탱크의 후방충돌 안전성 확보와 프레임 전방충돌 안전성 확보를 위한 구조붕괴해석(structural collapse analysis)을 수행하였다. 프레임 1을 대상으로 최적화 프로세스에 의해 도출된 최종모델에 대해 붕괴특성(최대 저항력과 평균저항력)을 평가하고 현 사양의 충돌특성을 목표로 하여 국부형상 변화, 두께 증가 및 보강재 추가 설계 개선안들에 대해 해석을 수행하였다.^{4,5)} 해석프로그램은 LS-DYNA를 사용하였다.

6.1 후방충돌 안전성

후방충돌 해석모델은 Fig. 15에서 나타난 바와 같이 역할이 미미한 범퍼를 제외하고 후방부 프레임만을 모델링 하였다. 좌우 프레임 간 횡방향 구속을 재현하기 위해 범퍼를 강체판(rigid plate)으로 대체하여 준정적 해석(quasi-static analysis)하였다.

절단된 좌측 양 끝단부를 완전 고정한 후 강체판에 150mm까지 변위하중을 작용하였다(최대변위 150 mm는 수소탱크와 크로스 멤버 사이에서 충돌 후에 접촉이 발생하지 않아야 하는 조건으로부터 도출하였다).

Fig. 16은 현 사양, 앞서의 최종 최적화 모델(Case 0) 및 대표적 설계변경안 들(Case 1 - Case 4)의 저항

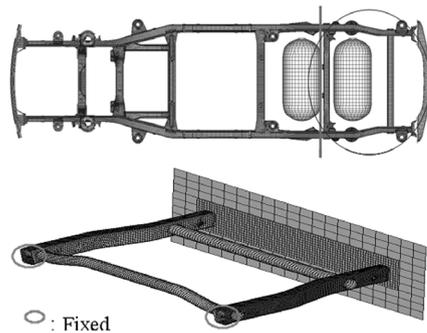


Fig. 15 Analysis model for rear frame collapse

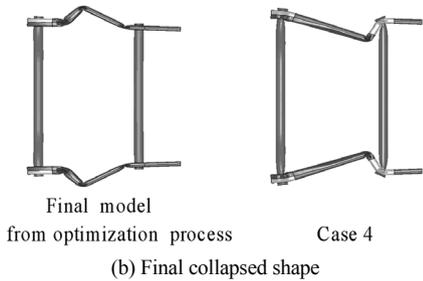
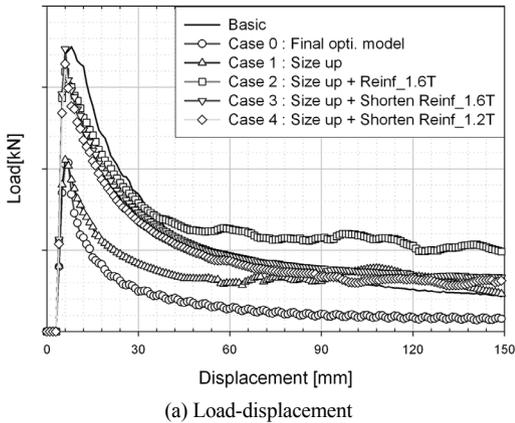


Fig. 16 Collapse analysis results of rear frames

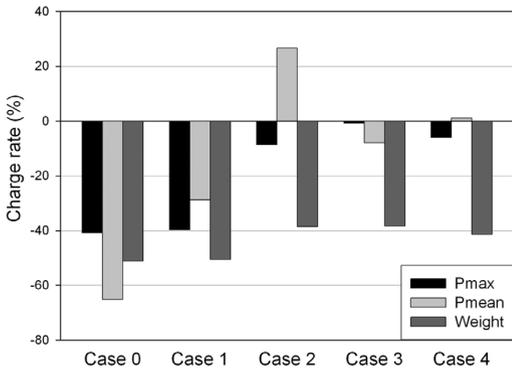


Fig. 17 Change rate of maximum load, mean load and weight for rear frame models (compared with base model)

력·변위 곡선과 설계변경안 Case 4의 굽힘붕괴 형상을 나타내며, Fig. 17은 최대저항력, 평균저항력(최대변위 150mm까지) 및 중량의 현 사양 대비 변화율을 나타내고 있다. Case 4에서 알 수 있듯이 최종 최적화 모델 대비 후방부에 2.15kg 정도의 중량증가로 현 사양 수준의 후방충돌 안전성이 확보된 프레임 설계가 가능하다.

강성 최적화 프로세스 전 충돌특성을 고려한 프레임 후방부 부재 형상 및 단면 형상이 확보된다면 경량화 효과가 크게 증대되리라 판단된다.

6.2 전방충돌 안전성

붕괴특성에 가장 영향력이 큰 프론트 사이드 프레임 한 개 모델에 대해서 해석하였으며 경계조건, 하중 재하 방법 등은 후방충돌 안전성 평가와 동일하게 하였다. 현 사양 사이드 프레임의 최대저항력, 평균저항력(최대변위 150mm까지)을 목표로 하여 다양한 개선안들을 검토하였다.^{6,7)}

Fig. 18은 앞서의 최종 최적화 모델(Case 0) 및 대표적 설계 변경안들(Case 1- Case 4)에 대한 현 사양 대비 최대저항력, 평균저항력 및 중량의 변화율을 나타내며, Fig. 19는 Case 4의 두께구성과 보강안 그리고 최종 붕괴형상을 나타낸다.

전방부의 경우, 설계 시 함께 고려되어야 할 여러 성능의 저하를 방지하고자, 앞서의 최적화 프로세스에서 현 사양 단면형상을 유지하고 두께에 대해서만 최적화를 수행했던 제한성에도 불구하고 현 사양 대비 2.28kg의 중량감소(Case 4 양쪽 프론트 사이드 프레임 기준)를 달성하는 프레임 설계가 가능함을 알 수 있다.

연료전지 차체프레임의 기본적인 안전성 확보를 위해서는 고유진동수를 대상으로 수행한 최적화 프로세스에서 산출된 최종 프레임 모델에 대해 중량보완이 필요하며, 이는 고유진동수 저하를 다소 초래

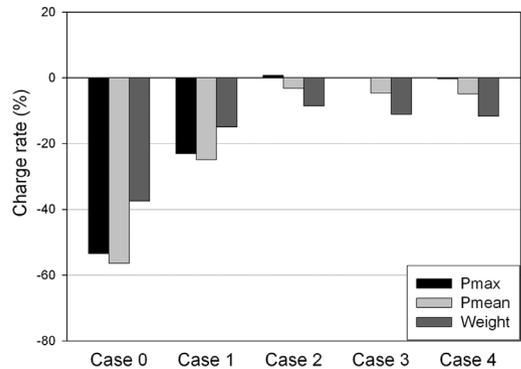


Fig. 18 Change rate of maximum load, mean load and weight for front side frame models (compared with base model)

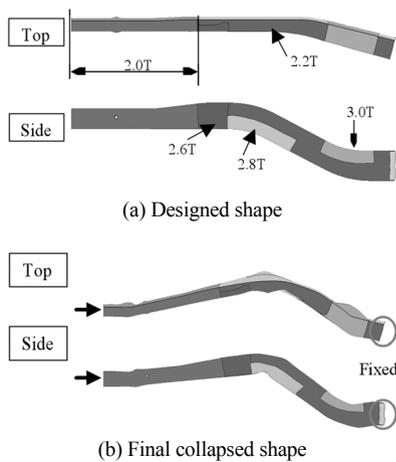


Fig. 19 Collapsed shape of model Case 4

할 수 있다. 그러나 보 모델 해석에서 그 필요성을 언급했듯이, 향후 프레임 최적화 프로세스에서, 보 모델의 강성이 해당 셸 모델에 비해 높기 나타남을 고려하여, 첫 번째 단계인 보 모델 최적화의 설계목표를 셸모델의 설계목표보다 다소 높게 설정하여 단면형상을 결정한다면 충분히 설계목표를 만족시키는 경량화된 프레임 설계가 가능하게 되어 충돌 안전성 확보를 위한 중량증가가 있더라도 충분히 경량화 설계를 달성할 수 있을 것이다.

7. 결론

연료전지 차량에 대한 고강성 경량화 프레임 최적화 설계 프로세스를 연구하였다.

설계 초기단계에서부터 최적화된 프레임 설계를 가능하게 하는 설계 프로세스를 적용한 결과, 두개 타입 프레임 1, 2 모두 현 사양의 고유진동수를 유지 하면서 중량은 각각 26.76 kg, 10.74kg, 감소시키는 설계안을 도출하였다.

최종 최적화 모델의 전, 후방 충돌안전성을 확보를 위해 현 사양의 붕괴특성을 목표로 구조붕괴해석을 통해 프레임 부재 형상변경과 보강방안을 고찰한 결과 강성과 안전성이 확보된 경량 프레임 설계가 조기에 설계 가능함을 확인하였다.

프레임 최적화 프로세스에서 첫 번째 단계인 보

모델 최적화 설계목표를 실제 설계목표 보다 다소 상향 설정함에 의해 충돌안전성 확보를 위한 보완으로 인해 중량증가가 있더라도 충분히 경량화 프레임 설계를 달성할 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 시행 성장동력기술개발사업의 “승용연료전지 차량설계 및 시스템 및 인터그레이션 개발”(주관: 현대자동차) 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사를 표합니다.

References

- 1) S. J. Kang, B. L. Choi, S. M. Yun and Y. T. Jung, “Body Structure Optimization of Fuel Cell Vehicle,” Proceedings of Automotive Technology Workshop, KATECH, 2007.
- 2) OPTISTRUCT User's Manual, Version 8.0, Altair Engineering Inc. 2006.
- 3) Y. S. Ju, Y. K. Kim, B. W. Kim, J. O. Moon and K. S. Lee, “Structural Analysis of a Large Size Automobile Frame,” Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.1417-1422, 2003.
- 4) Y. Takigawa, T. Sakurai and H. Ikeno, “Analysis of Buckling Phenomenon of 3-D Curved Frame,” Proceedings of JSAE Spring Conference, pp.293-296, 1990.
- 5) M. Takagi, K. Kawamura, T. Kamei, S. Ando and M. Watanabe, “Reinforcement Effect of Thin Walled Curved Beam,” Proceedings of JSAE Autumn Conference, pp.145-148, 1992.
- 6) I. S. Lee and S. J. Kang, “Foam Filling Effect on Bending Collapse Characteristics for Member Section Type,” Transactions of KSAE, Vol.15, No.4, pp.41-49, 2007.
- 7) Y. W. Kim and J. H. Kim, “Crash FE Analysis of Front Side Assembly of Passenger Cars for Management of Collapse Shape Via Variation of Thickness with Reverse Engineering,” Transactions of KSAE, Vol.16, No.2, pp.106-113, 2008.