

유한요소 극한해석을 이용한 단순차체모델의 붕괴거동해석

Collapse Analysis of Simplified Vehicle Structure Models using Finite Element Limit Analysis

김 현 섭*, 허 훈**
H. S. Kim, H. Huh

ABSTRACT

The analysis concerns collapse behavior of framed vehicle models with the change of design parameters at the initial stage of conceptual design. Collapse analysis of a vehicle model with framed structures has been carried out using finite element limit analysis. The analysis makes sequential changes of design parameters from an initial model with frames of uniform section so as to strengthen weak parts. As a result of those design changes, the collapse load of a model has been increased and the deflection toward a passenger room has been reduced. The results demonstrate the versatility of finite element limit analysis as a tool that confirms the safety of vehicle models.

주요기술용어 : Finite Element Limit Analysis(유한요소 극한해석), Simplified Vehicle Structure Model(단순차체모델), Load-Carrying Capacity(하중지지능력), Collapse Behavior(붕괴거동)

1. 서 론

자동차의 안전에 관한 연구는 주로 자동차 구조부재의 에너지 흡수능력 및 흡수 메카니즘 연구에 중점적인 노력이 기울여지고 있다. 자동차 충돌시의 안전성 확보를 위하여는 차체 객실의 변형 제한 및 승객의 감속도 축소를 목표로 한다. 자동

차 차체의 에너지 흡수능력 및 메카니즘 해석을 위하여는 여러 조건의 하중에 따른 하중지지능력(Load-carrying capacity)과 붕괴모드(Collapse mode)의 해석이 요구된다. 붕괴모드는 하중조건 및 각 부재의 기하학적 형상과 재료의 물성치에 의존하고 에너지 흡수능력에 영향을 끼치며, 붕괴모드도 작용하중에 따라 축방향붕괴, 굽힘붕괴, 측면붕괴 등으로 나뉠 수 있다. 김창수¹⁾ 등은 측면부재의 좌굴해석으로부터 비드(Bead)의 위치를 선정하여, 비드의 적용으로 축방향 집힘을 유도함으로써

* 정희원, 한국과학기술원 기계공학과 대학원
** 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

충돌에너지 흡수율이 증가함을 보였으며, Chang²⁾은 기본모델을 이용하여 6개의 주요 차체 결합부에 대한 강성 데이터를 실험적으로 구하여 각 결합부의 유연도가 여러 하중조건 하에서 차체의 붕괴거동에 미치는 영향을 관찰하였다. Kitagawa³⁾ 등은 유한요소법을 이용하여 위치가 선정된 비드를 설치하여, 자동차 충돌시 사이드 멤버(Side member)가 아코디언 타입(Accordion-type)의 붕괴모드를 갖도록 함으로써 효과적으로 에너지를 흡수하도록 하였다. Mahmood⁴⁾ 등은 박판부재의 하중지지능력과 붕괴모드 해석을 위한 준 실험적 방법을 제시하였으며, Magee⁵⁾ 등은 재료 특성값 및 형상의 변화에 따른 구조물의 에너지 흡수능력을 해석하였다.

차체의 충돌안전성을 평가하기 위하여 초기 설계단계에서부터 충돌해석용 프로그램을 이용하는 것은 많은 계산시간과 노력이 요구된다. 개발기간의 단축과 경비절감을 위하여 초기단계에서 차체의 하중지지능력 및 붕괴모드를 해석, 평가함으로써 차체의 충돌안전성을 확보하는 노력이 필요하며, 기초 연구로서 프레임 구조 대변형 해석의 체계화가 요구되어진다.⁶⁾ 본 논문에서는 초기 개념설계 단계에서 설계변수의 변경에 따른 차체구조물의 붕괴거동을 파악하기 위하여, 유한요소 극한해석을 이용한 단순화된 차체구조물의 정적 하중하에서의 붕괴거동해석을 수행하여 초기구조설계에의 적용효율성을 제시하고자 하였다. 차체구조물은 초기의 붕괴변형시에는 하중지지능력이 증가하지만, 계속되는 변형으로 구조취약성(Structural Weakening)이 증가하여 하중지지능력은 상대적으로 감소하게 된다. 따라서 차체구조물의 초기 하중지지능력은 매우 중요한 안전도 변수가 된다. 차체 설계변경의 목적은 차체변형 및 충돌에너지의 적절한 흡수를 조절하도록 구조부재를 설계함으로써 충돌안전성을 확보하는데 있다. 대개의 프레임은 축 또는 현가장치등과의 간섭을 피하기 위하여 굴곡을 가지게 되며, 이로 인하여 축방향 접힘현상이 일어나기 어렵다. 예를 들어, 사이드 레일의 경우 축방향 붕괴를 유도하는 등의 방법으로 에너지 흡수능력을 향상시키고, 차체 충돌시 굽힘 변형 모드의 발생을 가능한 배제하여 충돌하중

을 분산시킴으로써 객실의 붕괴를 방지할 수 있다. 에너지 흡수능력의 향상을 위하여, 극한해석 결과 얻어지는 차체 구조물의 붕괴하중 및 붕괴모드로부터 주요 변형부위 및 변형모드를 파악하고 적절한 설계변경을 수행함으로써 초기설계단계에서의 충돌안전성을 확보할 수 있다.

유한요소 극한해석은 내연적 해석방법으로 소성붕괴하중 및 붕괴모드를 정확히 예측할 수 있으므로, 해석결과로부터 구조물의 하중지지능력 평가 및 객실변형의 감소를 위한 설계변경이 용이하여 초기설계에서의 안전도 검증에 유용한 도구가 될 수 있다. 또한, 극한해석은 탄소성해석과는 달리 변형시의 소성에너지를 최소화하는 최소화기법을 통하여 붕괴하중을 구하므로, 최고하중 이후의 해석시에도 특별한 취급 없이 바로 계산이 가능하다는 장점이 있어 구조물의 하중지지능력을 계산하는 경우에 유용한 방법이라고 할 수 있다.

2. 유한요소 극한해석의 이론적 수식화

2.1 하계해석

극한해석의 수식화는 하계해석과 상계해석으로 이루어져 있으며, 하계해석은 정역학적 가용집합과 구성적 가용집합으로부터 해를 구하는 방법으로 평형방정식과 정역학적 경계조건 및 항복조건식들로부터 함수값 또는 매개변수의 최대치와 그에 상응하는 응력분포를 구하게 된다. 즉, 정역학적 가용응력장의 응력과 평형되는 하중을 구하게 되면 이는 정해하중의 하계를 주게 된다. 하계해석을 수식화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & \text{maximize } q \\
 & \text{subject to } \nabla \cdot \sigma = 0 && \text{in } D \\
 & \sigma \cdot n = qt && \text{on } \partial D_s \\
 & \|d\|_v \leq \sigma, && \text{in } D \quad (1)
 \end{aligned}$$

이때 q 는 비례하중계수이고 $t(x,y)$ 는 하중분포식이다. $\| \cdot \|_v$ 는 von-Mises Norm을 뜻한다. 하계해석은 이론적으로는 유한차원 근사를 이용하여 수치해석을 수행할 수 있으나, 응력공간에서 해를 구하여야 하므로 비효율적이고 실용적이지 않

다. 따라서 체계적인 수치해석이 가능한 상계해석을 이용하는 것이 유리하며, 그 근거는 이원정리(Duality theorem)이다.

2.2 상계해석

하계해석의 가용집합조건을 포함하는 운동학적 가용집합을 설정하면, 최적복표함수인 범함수의 최소치를 효율적으로 정해가 되도록 할 수 있다. 상계해석의 수식화를 위하여 가상일의 원리를 이용, 평형방정식을 적분방정식 형태의 약형(Weak form)으로 만들면 다음과 같다.

$$\int_D \mathbf{u} \cdot (\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}) d\Omega = 0, \quad \forall \mathbf{u} \quad (2)$$

이때 \mathbf{u} 는 운동학적 가용집합에 속하는 임의의 속도장이다. 식 (2)에 부분적분과 발산정리를 적용하고 식 (1)을 이용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\int_D \boldsymbol{\sigma} : \boldsymbol{\varepsilon} d\Omega = q \int_{\partial D_s} \mathbf{t} \cdot \mathbf{u} d\Gamma \quad (3)$$

이때, q 는 두 행렬간의 내적을 나타낸다. 식 (3)으로부터 q 는 다음과 같이 표현된다.

$$q = \frac{\int_D \boldsymbol{\sigma} : \nabla \mathbf{u} d\Omega}{\int_{\partial D_s} \mathbf{t} \cdot \mathbf{u} d\Gamma} \quad (4)$$

이 때 식 (4)의 분모, 분자에 \mathbf{u} 가 각각 외연적 및 내연적으로 포함되어 있으므로 식 (4)의 분모를 다음과 같이 표준화 시킬 수 있다.

$$\int_{\partial D_s} \mathbf{t} \cdot \mathbf{u} d\Gamma = 1 \quad (5)$$

이 때 식 (3)의 $\boldsymbol{\sigma} : \boldsymbol{\varepsilon}$ 은 Hölder 부등식정리를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있으며,

$$\boldsymbol{\sigma} : \boldsymbol{\varepsilon} = |\boldsymbol{\sigma} : \boldsymbol{\varepsilon}| \leq \|\boldsymbol{\sigma}\|_{(V)} \|\boldsymbol{\varepsilon}\|_{(-V)} = \bar{\sigma} \bar{\varepsilon} \quad (6)$$

식 (4)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} q(\boldsymbol{\sigma}) &= \int_D \boldsymbol{\sigma} : \boldsymbol{\varepsilon} d\Omega \\ &\leq \int_D \|\boldsymbol{\sigma}\|_{(V)} \|\boldsymbol{\varepsilon}\|_{(-V)} d\Omega \\ &\leq \sigma_0 \int_D \|\boldsymbol{\varepsilon}\|_{(-V)} d\Omega \\ &= \tilde{q}(\mathbf{u}) \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)의 부등식에 근거하여 다음과 같이 상계수식화를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} &\text{minimize } \tilde{q} \\ &\text{subject to } \tilde{q} = \bar{\sigma} \int_D \delta \bar{\varepsilon} d\Omega \\ &\int_{\partial D} \mathbf{t} \cdot \mathbf{u} d\Gamma = 1 \\ &u_{i,j} = 0 \\ &\text{Kinematic boundary conditions} \end{aligned} \quad (8)$$

식 (8)에서 비례하중계수 \tilde{q} 는 명확히 최소치를 가지므로 유일해(Unique solution)를 구할 수 있으나 \mathbf{u} 또는 $\boldsymbol{\varepsilon}$ 은 유일하지 않을 수 있다. 식 (8)에서 보여진 상계수식은 $(\mathbf{u}, q) \in \mathbb{R}^3 \times \mathbb{R}$ 이나 $(\boldsymbol{\varepsilon}, q) \in \mathbb{R}^{3 \times 3} \times \mathbb{R}$ 의 해를 가지며, 유한차원 근사로부터 최소화 기법을 사용하여 해를 구하는 과정이 하계수식화보다 용이하다.

일반적으로 극한해석은 상계수식화를 이용하여 수행되는데, 그 이론적 배경은 이원정리(Duality theorem)이다.

$$\max q(\boldsymbol{\sigma}) = q^* = \min \tilde{q}(\mathbf{u}) \quad (9)$$

식 (9)에서 하계해석의 최대치와 상계해석의 최소치는 모두 정해 q^* 가 되므로 과정이 용이한 상계해석을 이용하여 극한해석을 수행하는 것이 일반적이다.

3. 유한요소 근사화

3.1 유한차원 근사

근사화된 상계수식 (8)을 구속 이차수학적계획법으로 나타내면 다음과 같다.

$$\tilde{q}(u) = \sum_{e=1}^E \left[\int_{D_e} \bar{\sigma} \bar{\epsilon} d\Omega^e + \lambda \int_{D_e} u_{i,i}^2 d\Omega^e \right] \quad (10)$$

이때, λ 는 벌칙함수(Penalty function)로 매우 큰 값이다. 한편, 유한차원 근사화된 상계범함수 (10)식을 반복기법으로 풀기 위하여 변형을 증분을 전 반복과정의 값이 분모에 포함된 형태로 변환시켜 근사화하면 다음과 같다.

$$\tilde{q} = \sum_{e=1}^E \left[\{U\}^T [K_{e1}]_n \{U\} + \{U\}^T [K_{e2}]_n \{U\} \right] \quad (11)$$

이때,

$$[\bar{K}_{e1}]_n = \bar{\sigma} \int_{D_e} \frac{[K_{e1}]_n}{\sqrt{\{U\}^T [K_{e1}]_{n-1} \{U\}}} d\Omega^e \quad (12-a)$$

$$[\bar{K}_{e2}]_n = \lambda \int_{D_e} [K_{e2}]_n^T [K_{e2}]_n d\Omega^e \quad (12-b)$$

여기서 첨자 $n-1$ 은 전 반복과정을 뜻하며, n 은 현재의 반복과정을 뜻한다. 결국 상계범함수는 다음과 같이 간단한 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$\tilde{q}_n = \{U\}_n^T [K]_n \{U\}_n \quad (13-a)$$

$$[K]_n = \sum_{e=1}^E ([K_{e1}]_n + [K_{e2}]_n) \quad (13-b)$$

상계수식을 유한차원 근사화된 행렬식으로 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\text{minimize } \tilde{q}_n$$

$$\text{subject to } \tilde{q}_n = \{U\}_n^T [K]_n \{U\}_n \quad (14)$$

$$\{C\}_n^T \{U\}_n = 1$$

Kinematic boundary conditions

상계수식화는 구속 이차수학적계획법을 통한 최소화 기법으로 최소의 값과 상응하는 속도장 U 를 구하게 된다.

3.2 최소화 기법

최소화 기법은 상계범함수의 이송근 부분을 이차 근사하여 반복형태로 만들고 이차수학적계획법을 이용하여 범함수의 최소값을 구하는 것이다. 이때, 이차수학적계획법에서 라그랑지 승수법을 이용하면 구속이차계획법을 비구속 이차계획법으로 변환시킬 수 있고, 반복과정에서의 최소화 수식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{minimize } \phi(U) = \{U\}^T [K] \{U\} - 2\lambda (\{C\}^T \{U\} - 1) \quad (15)$$

식 (15)에서 λ 는 라그랑지 승수이며, 최소화 기법은 각 반복과정에서 식 (15)를 푸는 것과 같으며 해는 다음과 같다.

$$\{U\}_n = \frac{[K]_n^{-1} \{C\}}{\{C\}^T [K]_n^{-1} \{C\}} \quad (16)$$

이에 상응하는 최소함수치는 다음에 나타난 바와 같이 바로 라그랑지 승수가 된다.

$$\begin{aligned} \tilde{q}_n^* &= \{U\}_n^T [K]_n \{U\}_n \\ &= \left(\frac{[K]_n^{-1} \{C\}}{\{C\}^T [K]_n^{-1} \{C\}} \right)^T [K]_n \left(\frac{[K]_n^{-1} \{C\}}{\{C\}^T [K]_n^{-1} \{C\}} \right) \\ &= \lambda \end{aligned} \quad (17)$$

위의 두 식으로부터 각 반복과정에서의 최적범함수 \tilde{q}^* 와 최적속도장 U_n 이 구하여진다. 일반적

으로 상기와 같은 문제의 최소값은 비교적 평평한 곡면이 되므로, 최소화 계산이 느리게 진행될 수 있다. 이를 위하여 최소화 반복계산을 가속화할 수 있는 방법이 개발되어 있으나⁷⁾, 본 해석에서는 최소화의 수렴이 빠르게 진행되어 가속화 기법은 적용하지 않았다.

4. 단순 차체 모델의 붕괴거동 해석

해석모델은 Fig.1에 보여진 아우디(자동차 제조 회사)의 스페이스 프레임(Audi space frame)을 참고하여 자동차 차체의 앞쪽 절반 부분을 프레임 형태로 단순화하여 모델링하였고, 앞끝단(Front end)에 차체 길이 방향으로 변위를 주어 붕괴모드 및 붕괴하중값을 구하였다. 또한 속도경계조건이 주어진 앞끝단은 차체길이방향을 제외한 나머지 방향으로의 변위를 구속하였는데 이는 자동차 충돌시 앞끝단의 변형이 제한되는 현상을 묘사하기 위한 것이다.

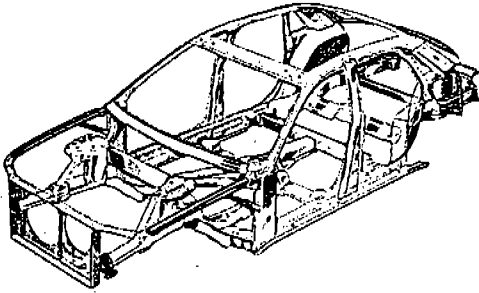


Fig.1 Example of a framed automobile structure(Audi space frame)

Fig.2는 단면이 50mm×50mm으로 균일한 정사각 프레임으로 이루어진 모델 I을 나타낸 것이다. 본 연구에서는 모델 I을 기본적인 초기 모델로 설정하고, 모델 I의 해석결과 얻어진 붕괴하중과 붕괴모드로부터 취약부의 구조를 보강하여 순차적인 설계변경을 수행함으로써 단순차체모델의 개선방안을 제시하고자 하였다. 또한 개선된 모델의 붕괴거동과 기본 모델의 붕괴거동의 비교, 검토를 통하여 모델의 설계개선 효과를 검증하고자 하였다. 이 논문에서 순차적으로 변경된 모델은 모델 V까지 하였으나, 실제로는 보다 더 상세한 해석 및 구조변경이 필요하다. Table 1은 붕괴거동해석에 사용된 단순차체모델들의 설계변경시 기본이 된 모델과 변경 내용을 나타낸 것이다.

한편, 각 모델의 붕괴하중값은 재료의 초기항복 응력을 200MPa로 가정하여 계산하였으며, 변형경화를 위한 유효응력-유효변형률 관계식은 다음과 같다.

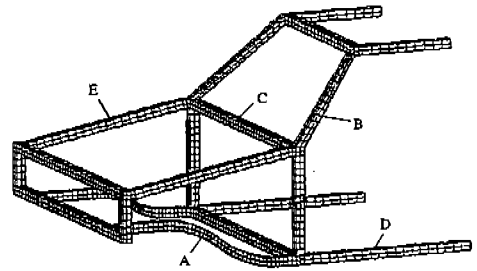


Fig.2 Simplified vehicle model of a framed structure model I

Table 1 붕괴거동해석에 사용된 단순차체모델들의 설계변경 내용

	설계변경시 기본모델	설계 변경 내용
모델 II	모델 I	프론트 필라와 측면바닥 턱의 단면을 50mm×50mm에서 50mm×100mm로 변경
모델 III	모델 II	프론트 사이드 멤버의 단면을 50mm×50mm에서 50mm×100mm로 변경
모델 IV	모델 II	앞 끝단 위쪽 부재의 위치를 차체의 뒷쪽으로 100mm 만큼 이동
모델 V	모델 III	앞 끝단 위쪽 부재의 위치를 차체의 뒷쪽으로 100mm 만큼 이동

* 모델 I은 각 부재의 단면이 50mm×50mm로 일정

$$\bar{\sigma} = 200(1 + 83 \bar{\epsilon})^{0.21} \text{ (MPa)} \quad (18)$$

Fig.3은 앞끝단의 변위가 200mm일 때 모델 I의 변형형상을 3차원적으로 나타낸 그림이며, Fig. 4, 5, 6은 각각 앞끝단의 변위가 100, 200, 300mm일 때의 변형형상 및 그 때의 속도장을 나타낸 것이다. 그림에 보여진 속도장에 있어서 화살표의 방향과 크기는 각 절점의 상대적인 변위량과 방향을 나타낸 것이다. 모델 I의 해석결과, 주요변형부위는 프론트 사이드 멤버와 프론트 필라 부분 및 측면 바닥 턱(Side Sill, Fig.2의 D)⁸⁾이었으며, 특히 프론트 필라 부분이 심하게 변형됨에 따라 객실의 변형이 큰 것으로 나타났다. 모델 I의 초기붕괴하중값은 약 100kN인 것으로 나타났다.

이러한 결과로부터 객실부분의 변형을 줄이고 붕괴하중을 증가시키기 위하여 모델 I의 프론트 필라 및 측면 바닥 턱의 단면을 50mm×100mm로

변경하여 Fig.7과 같은 모델 II를 구성하였으며, 다음으로 Fig.10과 같이 모델 II의 프론트 사이드 멤버의 단면을 50mm×100mm으로 변경한 모델 III을 구성하였다.

Fig.8은 모델 II에 대하여 앞끝단의 변위가 200mm일 때의 변형형상을 나타낸 그림이며, Fig.9는 그 때의 속도장을 나타낸 그림이다. Fig.11, 12는 모델 III에 대하여 앞끝단의 변위가 200mm일 때의 결과이다. 모델변경 결과, 초기붕괴하중값은 모델 II의 경우 약 200kN, 모델 III의 경우 약 320kN으로 증가되었으나, Fig.7, 9에서 보여진 바와 같이 프론트 필라의 심한 변형으로 인하여 객실의 변형문제는 개선되지 못한 것으로 나타났다.

Fig.13은 모델 IV를 나타낸 것으로, 모델 II의 앞끝단 위쪽 부재의 위치를 뒷쪽으로 100mm 만큼 이동시킨 모델이다. 이러한 모델을 구성한 이유는 프론트 사이드 멤버의 좌굴변형과 함께 초

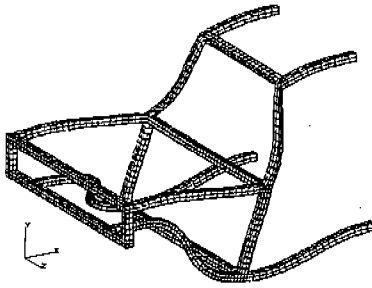


Fig.3 Deformed shape of a framed structure model I when the displacement of front end is 200mm

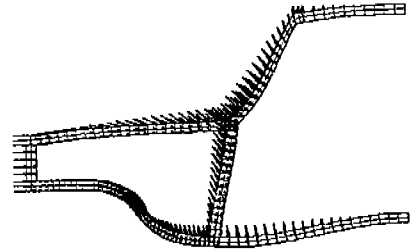


Fig.4 Deformed shape and velocity field of a framed structure model I when the displacement of front end is 100mm

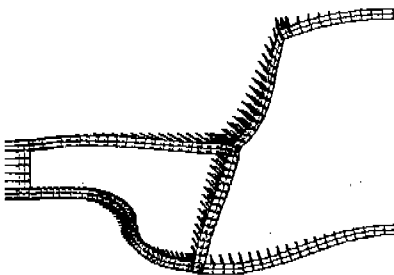


Fig.5 Deformed shape and velocity field of a framed structure model I when the displacement of front end is 200mm

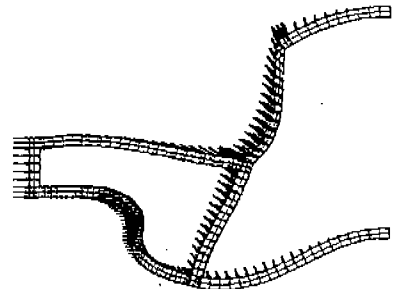


Fig.6 Deformed shape and velocity field of a framed structure model I when the displacement of front end is 300mm

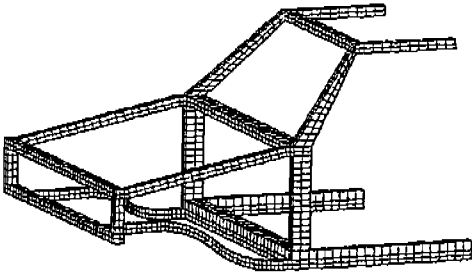


Fig.7 Simplified vehicle model of a framed structure model II

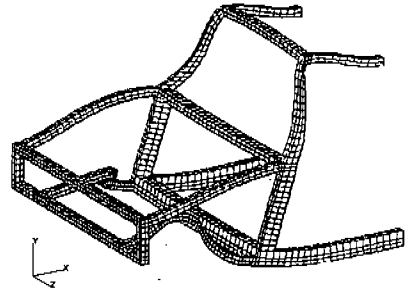


Fig.8 Deformed shape of a framed structure model II when the displacement of front end is 200mm

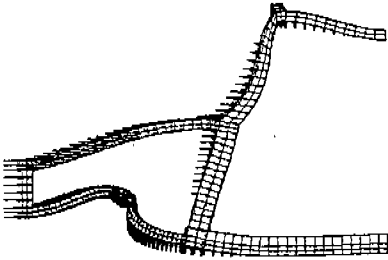


Fig.9 Deformed shape and velocity field of a framed structure model II when the displacement of front end is 200mm

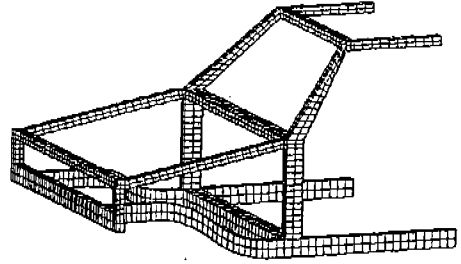


Fig.10 Simplified vehicle models of a framed structure model III

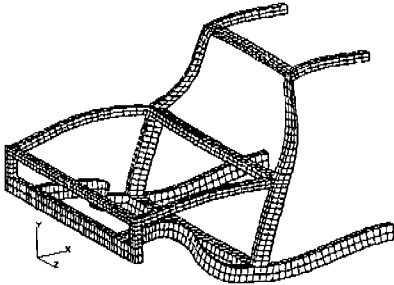


Fig.11 Deformed shape and velocity field of a framed structure model III when the displacement of front end is 200mm

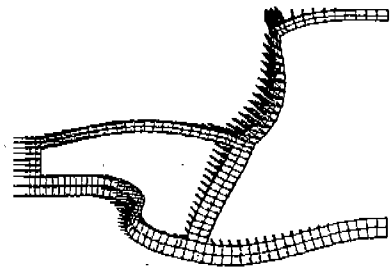


Fig.12 Deformed shape and velocity field of a framed structure model III when the displacement of front end is 200mm

기변형시 프론트 상단 멤버(Front upper member, Fig.2의 E)의 굽힘변형을 유발시킴으로써, 프론트 사이드 멤버와 프론트 상단 멤버에서 충돌에너지를 흡수하도록 하여 객실의 변형을 줄이고자 한 것이다.

Fig.16은 모델 V를 나타낸 것으로, 모델 III의

앞끝단 위쪽 부재의 위치를 뒷쪽으로 100mm 만큼 이동시킨 모델이다. 해석결과 Fig.15, 18에서 볼 수 있듯이 프론트 상단 멤버와 프론트 사이드 멤버에 변형이 집중되는 경향이 나타남을 알 수 있으며, 프론트 상단 멤버 앞 끝 부분의 굽힘변형으로 인하여 객실의 변형이 모델 II, III의 경우에

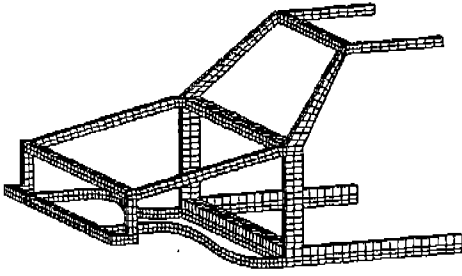


Fig.13 Simplified vehicle models of a framed structure model IV

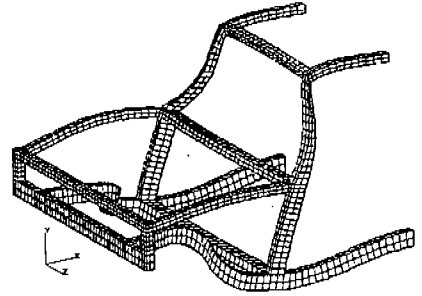


Fig.14 Deformed shape and velocity field of a framed structure model IV when the displacement of front end is 200mm

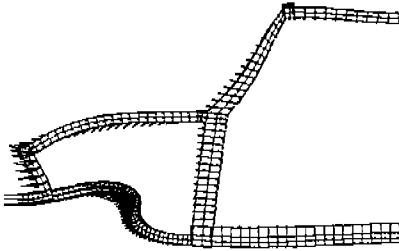


Fig.15 Deformed shape and velocity field of a framed structure model IV when the displacement of front end is 200mm

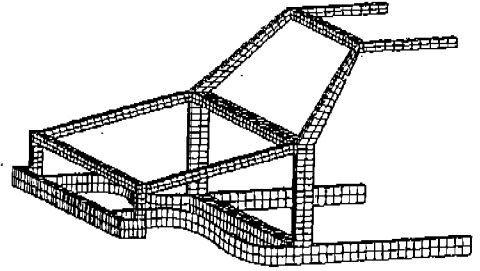


Fig.16 Simplified vehicle models of a framed structure model V

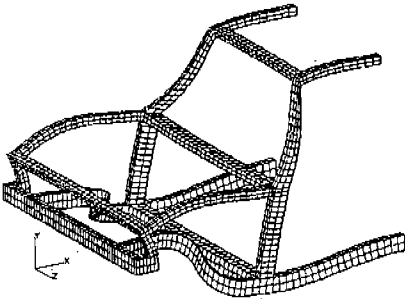


Fig.17 Deformed shape and velocity field of a framed structure model V when the displacement of front end is 200mm

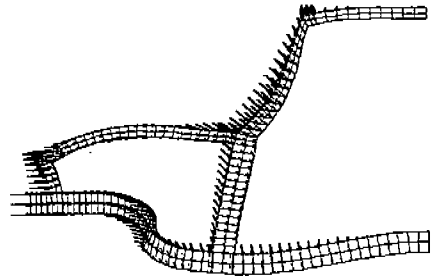


Fig.18 Deformed shape and velocity field of a framed structure model V when the displacement of front end is 200mm

비하여 줄어들었음을 알 수 있었다. 그러나, 초기 붕괴하중은 모델 IV의 경우 약 130kN, 모델 V의 경우에는 약 280kN으로 모델 II, III에 비하여 낮은 것을 알 수 있는데, 이는 차체의 변형이 프론트 사이드 멤버와 프론트 상단 멤버에 집중된 결과로 인한 것이라 할 수 있다.

Fig.19는 각 모델의 앞끝단의 변위에 따른 붕괴하중을 나타낸 것이다. 붕괴하중은 초기하중이 최대치를 보이며, 변형이 진행되면 구조물은 강도가 약하여져서 붕괴하중값은 감소하게 된다. 따라서, 중요한 변수는 초기붕괴하중과 하중감소곡선의 기울기가 된다. 곡선 아래 부분의 면적은 각

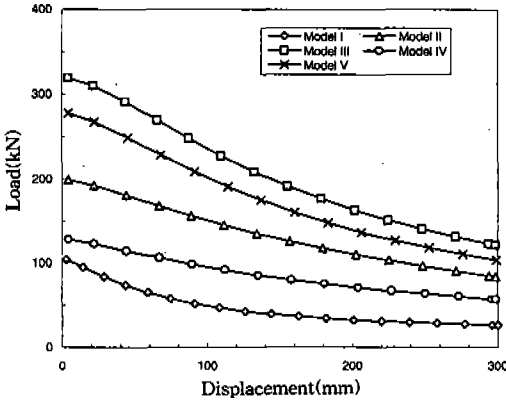


Fig.19 Collapse load vs. displacement of front end for simplified vehicle models of framed structure

모델이 변형됨에 따라 흡수하는 에너지를 나타내며 이로부터 각 단순차체모델의 에너지 흡수능력을 평가할 수 있다.

해석결과를 보면 붕괴하중은 모델 III의 경우가 가장 크나, 이 경우는 객실의 변형이 큰 것으로 나타났다. 모델 IV의 경우는 객실변형은 작게 나타났으나, 하중지지능력이 떨어짐을 알 수 있다. 비교된 모델들 중에서는 모델 V가 하중지지능력이 가장 크고 객실변형이 작아 상대적으로 좋은 설계임을 알 수 있다.

5. 결 론

차체의 설계에 있어서 충돌에너지의 흡수능력과 변형모드는 반드시 고려되어야 할 매우 중요한 사항이다. 본 논문에서는 이의 해석을 위하여 유한요소 극한해석을 일반화하여 차체해석에 적용하였으며, 형상이 단순화된 균일 단면의 기본차체모델로부터 붕괴모드와 붕괴하중을 계산하고, 충돌에너지 흡수능력의 증가와 함께 차실의 변형을 감소시키기 위하여 단순차체모델의 해석결과로부터 순차적인 설계변경을 수행함으로써 설계개선방안을 제시하였다.

단순차체모델의 해석결과로부터 취약부 부재의 단면적을 증가시켜 구조를 강화함으로써 붕괴하중을 증가시켰으며, 앞끝단 프레임의 위치를 변경하여 초기변형시 프론트 상단 멤버의 굽힘변형을 유

발시켜 객실의 변형을 감소시켰다. 그러나, 차실 변형의 감소를 위하여 설계변경을 수행한 경우, 변형에 따른 에너지의 흡수가 국부적으로 집중되어 하중지지능력의 증가는 크지 않은 것으로 나타났다. 따라서, 차체의 최적설계를 위하여는 하중지지능력을 최대화하여 차실변형을 최소화할 수 있는 설계가 필요하며, 이를 위하여 유한요소 극한해석이 유용하게 응용될 수 있음을 보였다.

참 고 문 헌

1. 김창수, 이용래, 정태은, 이동찬, "충돌성능향상을 위한 Aluminum 측면부재 설계의 고찰", 한국자동차공학회 춘계학술대회, pp. 195~200, 1995.
2. Chang, D. C., "Effects of Flexible Connections on Body Structural Response", SAE 740041, pp. 233~244, 1974.
3. Kitagawa, Y., Hagiwara, I. And Tsuda, M., "Development of a Collapse Mode Control Method for Side Members in Vehicle Collisions", SAE 910809, pp. 69~75, 1991.
4. Mahmood, H. F. and Paluszny, A., "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management-Their Strength and Mode of Collapse", SAE 811302, pp. 4039~4050, 1981.
5. Magee, C. L. and Thornton P. H., "Design Consideration in Energy Absorption by Structural Collapse", SAE 780434, pp. 2041~2055, 1978.
6. 강성중, "소성힌지를 갖는 단순 보 모델을 이용한 루프 붕괴 해석기술", 한국자동차공학회 논문집, Vol. 4, No. 6, pp. 216~222, 1996.
7. Huh, H. and Yang, W. H., "A General Algorithm for Limit Solutions for Plane Stress Problems", Int. J. Solids Structures, Vol. 28, pp. 727~738, 1991.
8. "자동차 기술 핸드북", 한국자동차공학회, 1996.