

균질화법을 이용한 충돌 최적화 기초 연구(II)

A Basic Study of Crashworthiness Optimization Using Homogenization Method(II)

조용범*, 신호철**
Yong Bum Cho, Hyo-Chol Sin

ABSTRACT

The homogenization method is applied to maximize crash energy absorption for a given volume. Optimization analysis of a closed-hat type example problem is conducted with different impact velocities and thicknesses. The results show that the bending-type deformation for the original design is changed to the folding-type deformation for a new design with a hole, which is partly due to the increase of the crash energy absorption for the new design. Dynamic mean crushing loads of the original and new design are compared with those by the theoretical equation by Wierzbicki. It shows that the dynamic mean crushing loads of new designs are very close to those by Wierzbicki's equation.

주요기술용어 : Homogenization method(균질화법), Internal energy(내부에너지), Optimization (최적화), Dynamic mean crushing load(동적 평균압괴하중), Bending deformation (굽힘 변형), Axial crushing deformation(축 압축 변형)

1. 서론

자동차 충돌 사고시 승객의 부상을 최소화하기 위해서는 차량의 구조가 충돌 에너지를 효과적으로 흡수하여야 한다. 차량을 구성하고 있는 구조물 중에서 정면 충돌시 에너지를 흡수할 수 있는 부재는 범퍼, 엔진룸의 종 부재(front frame, 또는 side rail) 및 엔진룸 끝단과 객실부를 연결하는 부재가 있다. 차량의 정면 충돌성능은 엔진룸의 종 부재, 엔진룸과 객실부의 연결부재의 충돌 에너지 흡수 형태에 따라 좌우된다. 차량의 객실부는 승객의 생존공간을 일정량 유지해야 하므

로 객실부의 변형량은 제한적이다. Matsumoto 등¹⁾은 엔진룸과 객실부의 충돌에너지 분담비율이 충돌성능에 어떤 영향을 미치는지 가속도-변형곡선(G-S 선도)을 이용하여 연구를 하였다. 이 연구에서 엔진룸의 에너지 흡수분담 비율이 높은 경우가 승객의 상해치가 낮았다. 이러한 경우는 일반적으로 엔진룸 종 부재 변형 시 평균 가속도는 높고 변형량이 크며, 엔진룸 부재의 변형은 굽힘 변형보다는 축 압축 변형이 유리하다.

엔진룸의 종 부재에 사용할 수 있는 단순한 단면을 가진 부재의 붕괴하중에 대한 많은 연구 결과가 있다. 이 중 축 압축에 관한 것은, 균일한 단면을 가진 부재를 이론식과 준 정적 실험 및 해석으로 평균 압축하중을 정사각 단면,^{2,3)} 직사각 단

* 회원, 서울대학교 기계항공공학부 대학원

** 회원, 서울대학교 기계항공공학부

면,^{4,5)} 모자형 단면,⁶⁾ 및 원형 단면^{7,8)}에 대하여 재질, 단면 형상, 두께 등에 대한 관계를 연구하였다.

실제차량에서 엔진룸 중 부재의 단면형상은 설계 상 구조물의 위치제한조건에 의하여 비대칭이거나 부재의 두께가 균일하지 않다. 형상 및 강성이 불균일한 부재는 굽힘 변형이 쉽게 발생하여 충분히 충돌에너지를 흡수하지 못한다. Yamaguchi 등⁹⁾은 정면 충돌 시 자동차 엔진룸 중 부재(side rail)의 붕괴하중을 최대화하기 위해 축압축 변형을 유도하도록 초기 결함의 위치, 모양, 주기에 대한 실험적 연구를 하였다. Kitagawa 등¹⁰⁾은 비대칭 형상으로 굽힘 변형이 일어나는 중 부재를 좌굴 해석을 하여 좌굴 모드의 산과 골에 초기 결함을 설치하여 붕괴하중을 증가시키는 방법을 연구하였다. Reid^{11,12)}는 실제 차량의 중 부재를 이용, 재질과 두께의 변화에 따라 충돌에너지 흡수량의 변화를 연구하였고, 두께와 재질을 변수로 충돌에너지 흡수량을 계산할 수 있는 근사식을 제시하였다. 최근에는 충돌 구조물의 중량증가를 최소화하며, 구조물의 형상을 변경하지 않고 균질화법(Homogenization method)¹³⁻¹⁷⁾을 이용 변형률이 작은 요소를 제거하여 구조물의 앞부분에 구멍 형태의 초기 결함을 설정하여, 굽힘 변형 모드를 축압축 변형 모드로 개선하여 구조물이 좀더 많은 충돌에너지를 흡수하도록 하는 충돌 최적화를 Mayer 등^{18,19)}이 후면 충돌에 적용하였다.

본 연구에서는 균질화법을 이용, 형상이 기본적으로 직선형이지만 단면의 크기가 변하여 굽힘 변형이 잘 일어나는 모델로 정면충돌 해석을 실시하며, 상용프로그램인 PAM-CRASH를 사용한다. 충돌 속도와 두께의 변화에 따라 최적화 전후의 결과를 분석하여 본다.

2. 균질화법을 이용한 최적화

최적화의 목표는 해석 마지막 시점에서 충돌 에너지를 충분히 흡수할 수 있도록 내부에너지를 최대화하는 것이다. 내부에너지를 식으로 나

타내면 다음과 같다.

$$U = \int_{\Omega} \frac{1}{2} E_{ijkl} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_k}{\partial x_l} dx \Big|_{t=t_1} \quad (1)$$

이 식에 균질화법^{18,19)}을 적용하여 정리하면 다음 식 (2)와 같이 된다. 평면 응력의 경우 Fig. 1과 같이 정사각형 구멍이 있는 미세구조의 단위 셀의 밀도는 $\mu = 1 - a^2$ 이다. 평면 응력의 경우 균질화된 탄성 계수 $E_{ijkl}^H(\mu)$ 는 밀도 μ 를 이용하여 근사적으로 $E_{ijkl} \mu^6$ 으로 쓸 수 있다.^{18,19)}

$$U^H(\mu) = \int_{\Omega} \frac{1}{2} E_{ijkl}^H(\mu) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_k}{\partial x_l} dx \Big|_{t=t_1} \quad (2)$$

제한조건으로는 미세구조의 함수인 부피 $V(\mu)$ 가 임의의 최대 부피 V_{max} 보다 작거나 같아야 한다.^{18,19)}

$$\int_{\Omega} V(\mu) dx - V_{max} \leq 0 \quad (3)$$

설계변수의 제한조건은 다음과 같다.

$$0 \leq \mu \leq 1 \quad (4)$$

식 (2)를 이용, 최적화를 하면 해석 중 변형과 정의 고른 반영 없이 한순간의 변형률만을 이용하므로 목표함수를 과대 또는 과소 평가할 수 있다.^{18,19)} 이를 보완하기 위해 해석시간을 몇 개의 일정시간으로 나누어 해석 최종시간의 내부에너지와 비교하여 미리 정한 시간에서의 내부에너지 값이 최종 내부에너지 값과 같도록 가중치를 곱하여 사용한다.

식 (2)에 밀도, 변위, 제한 조건에 대하여 라그랑지승수, 최적화 기준법²⁰⁾을 적용하여 식을 전

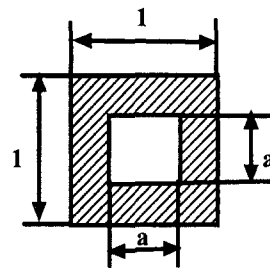


Fig. 1 Plane stress unit cell .

개하고 정리하여 각 시간별로 내부에너지를 동일한 비율로 이용하기 위해 가중치를 곱하여 구하면 식 (5)와 같다. 식 (5)는 각 요소별 $\Lambda^{(e)}$ 값이 된다.

$$\Lambda^{(e)} = (W_1 \int_{V^{(e)}} \frac{dU^H}{d\mu^{(e)}} \Big|_{t=t_1} dV^{(e)} + W_2 \int_{V^{(e)}} \frac{dU^H}{d\mu^{(e)}} \Big|_{t=t_2} dV^{(e)} + \dots) / \int_{V^{(e)}} \frac{dU^H}{d\mu^{(e)}} dV^{(e)} = const. \quad (5)$$

W_i 는 $t=t_i$ 에서 가중치이다.

부피제한조건(VF)는 최적화 수행 전 부피에 대한 비율로 표시하는데 최대값은 1이고 이것을 식으로 쓰면 아래와 같다.^{18,19)}

$$VF = \frac{V}{V_0} = \frac{V}{\int_V V_{\mu=1} dV} \quad (6)$$

변형모양이 불완전한 것을 축 압축 변형으로 유도하기 위해 $\Lambda^{(e)}$ 값이 작은 요소를 제거하는 방법으로 재분배 알고리즘(resizing algorithm)과 요소제거 알고리즘(threshold algorithm)을 이용한다.^{18,19)}

재분배 알고리즘(resizing algorithm)은 식 (7)과 같다. 각 요소의 $\Lambda^{(e)}$ 값은 식 (5)와 같이 구하며 $\Lambda^{(e)}$ 값이 작은 요소를 제거하기 위해 $\Lambda^{(e)}$ 의 평균값으로 각 요소 $\Lambda^{(e)}$ 을 나눈다. 이 값을 식 (7)의 재분배 알고리즘을 이용하여 최적화를 한다. 재분배 알고리즘을 시작할 때 모든 요소의 밀도 $\mu^{(e)}$ 는 1이다. 변형률이 작은 요소는 1보다 작지만 1에 근접한 값에서 시작하여 재분배 과정을 반복할수록 $\mu^{(e)}$ 가 지수함수이므로 0에 수렴하며, 반대로 변형률이 큰 요소는 1보다 약간 큰 값에서 시작하여 지수함수형태로 증가한다. 각 k 번째 재분배 과정에서 모든 요소에서 구한 $\mu^{(e)}$ 를 더하여 밀도값을 구한 후 초기에 설정한 VF값 이하이면 재분배 알고리즘을 종료한다. 종료시 각 요소의 $\mu^{(e)}$ 값을 미리 정한 요소제거 기준값(threshold value : Th)미만인 요소를 제거하는데, 제거될 요소의 두께는 0으로, 제거되지 않는 요

소는 원래의 두께 값을 갖는 새로운 설계안을 얻는다. 이와 같은 과정을 요소제거 알고리즘(threshold algorithm)이라 한다.

$$\Lambda_{ave} = \frac{\sum_{e=1}^n \Lambda^{(e)}}{n} \quad \mu_{k+1}^{(e)} = \left(\frac{\Lambda^{(e)}}{\Lambda_{ave}} \right)^{\beta_1} \mu_k^{(e)}$$

If $\mu_{k+1}^{(e)} > \mu_k^{(e)} + \beta_2$, then
 $\mu_{k+1}^{(e)} = \mu_k^{(e)} + \beta_2 \quad (7)$

이와 같은 재분배와 요소제거 알고리즘을 그림으로 표시하면 Fig. 2와 같다.

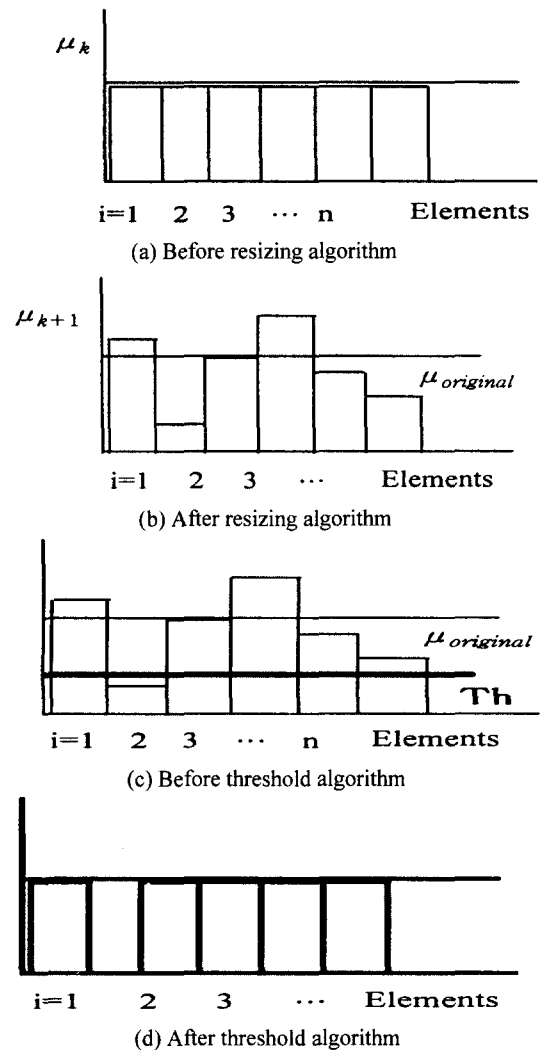


Fig. 2 Resizing and threshold algorithm

최적화 변수인 부피제한조건(VF)값, 재분배 알고리즘의 변수인 β_1, β_2 와 요소제거 기준값(Th)에 대하여 최적화 결과에 대한 민감도와 VF, Th 사용범위를 실험계획법을 이용하여 분석하였다.²¹⁾

최적화 하나의 단계(step)는 상용 해석프로그램으로 해석하여 식 (5)를 이용 $\lambda^{(e)}$ 를 계산하고, 식 (7)의 재분배와 요소제거 과정을 수행하여 새로운 최적설계안을 구하여 상용 해석프로그램으로 해석하여 결과를 보는 것까지이다. 1단계의 최적화로 만족한 결과를 얻지 못하면 1단계의 최적화과정을 반복하는 2단계(step 2) 최적화과정을 실시한다.

3. 해석결과

3.1 해석모델

Fig. 3과 같은 부재를 균질화법을 이용하여 내부에너지를 증가시키는 최적화를 실시 한다. 재질은 SHPC이고 항복응력(σ_y)은 184MPa, 극한응력(σ_u)은 403MPa이다. 부재 뒷부분에 400kg의 집중질량을 달고 마찰계수를 갖는 정면 고정 벽에 정면 충돌한다. 이 부재에 대하여 Table 1과 같은 두께 및 속도조건에 대하여 최적화를 실시한다.

가중치는 매 4ms마다 내부에너지 값을 비교하여 24ms까지 적용하였으며, 24ms에서 값을 1로 하였을 때의 상대값이다.

3.2 해석 결과

Table 1에서 정한 여러 속도와 두께에 대하여

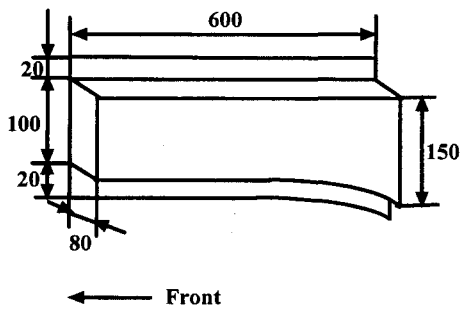


Fig. 3 Base model dimension(unit, mm)

Table 1 Analysis condition of models

	Velocity	Thickness	Model weight
Model 1	7.0m/s	1.2mm	2.621kg
Model 2		2.0mm	4.323kg
Model 3		2.5mm	5.404kg
Model 4	10.0m/s	2.5mm	5.404kg
Model 5		3.0mm	6.485kg
Model 6	13.9m/s	2.5mm	5.404kg
Model 7		3.0mm	6.485kg
Model 8		3.5mm	7.566kg

Table 2 Optimized results of models : Internal energy per mass(J/kg)

	Base	Step 1	Step 2	Step 3
Model 1	875.3	1094.0		
Model 2	1276.6	1190.0	1634.5	
Model 3	1147.2	1253.1	1722.4	
Model 4	1550.3	2263.4		
Model 5	2251.7	1649.9	2526.1	2668.4
Model 6	2202.8	3044.8	3760.7	4122.1
Model 7	3357.4	4094.6		
Model 8	3432.5	4690.0		

최적화를 실시하였다. 최적화 결과를 모델별로 정리하면 Table 2와 같다.

Table 2에서 base 해석은 최적화 적용 전으로 굽힘 변형이 발생하였고, 최적화한 결과는 step 1, step 2, step 3와 같다. 최적화가 1단계(step 1)에서 끝난 경우는 부재의 앞쪽에 최적화결과로 얻은 초기 결함(구멍)이 위치하고 축 압축 변형이 잘 유도되어 만족스러운 결과를 얻은 경우이다. 여러 단계의 실시한 모델 중 모델 5의 경우는 최적화 1단계에서 초기 결함의 위치가 기본 모델에서 굽힘 변형이 일어나는 뒤쪽 옆면에 위치하여 굽힘 변형이 그대로 생기면서 변형 시작 하중이 초기 결함에 의하여 오히려 낮아진 경우이다. 2 단계에서는 최적화 결과로 구멍의 위치가 두 군데 생기는데 뒤쪽에 발생한 것은 1단계의 결과보다 약간 앞쪽이며 또 하나는 맨 앞쪽에서 약

100mm에 발생하여 불완전한 축 압축이 유도되었다. 3단계에서는 부재 맨 앞쪽 하단 중앙 약 20mm 위치에 초기결함(구멍)이 생겨서 축 압축이 잘 일어났다. 여러 단계의 최적화를 실시한 다른 모델의 경우도 비슷한 경향을 보인다.

Table 3은 최적화 해석 단계별로 변형률이 작은 요소가 제거되면서 모델의 무게가 변하는 것을 정리하였다.

Table 2의 결과를 그림으로 그리면 Fig. 4와 같고, 최적화 후에 굽힘 변형을 축 압축 변형으로 유도하여 무게 증가 없이 단위무게당 내부에너지가 19%~87% 증가하는 결과를 얻었다.

Fig. 5~7은 동일한 충돌 속도에서 부재의 두께에 변화에 대한 단위무게당 내부에너지 변화를 보여주며, 두께가 증가하면 굽힘 변형이 발생하는 기본 모델의 증가량보다 변형률이 작은 요소를 제거

Table 3 Model mass lists by optimizing steps

	Base	Step 1	Step 2	Step 3
Model 1	2.621 kg	2.568 kg		
Model 2	4.323 kg	4.302 kg	4.274 kg	
Model 3	5.404 kg	5.373 kg	5.349 kg	
Model 4	5.404 kg	5.331 kg		
Model 5	6.485 kg	6.463 kg	6.408 kg	6.381 kg
Model 6	5.404 kg	5.377 kg	5.333 kg	5.309 kg
Model 7	6.485 kg	6.466 kg		
Model 8	7.566 kg	7.535 kg		

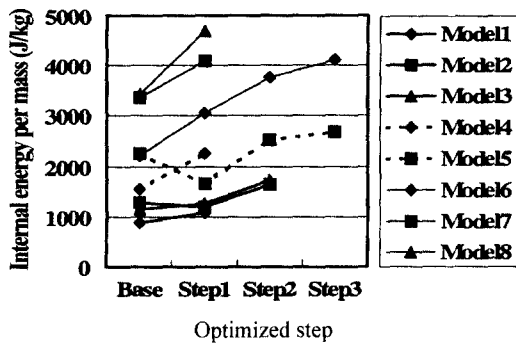


Fig. 4 Optimized results comparison : internal energy per mass(J/kg)

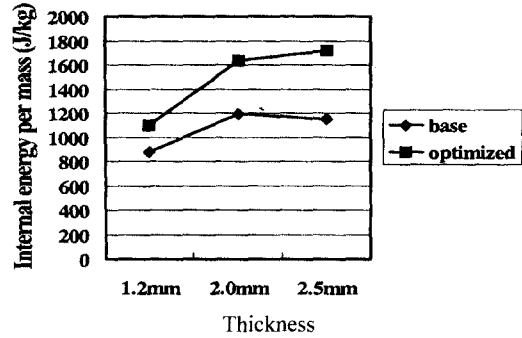


Fig. 5 Optimized results comparison : impact velocity - 7.0m/s

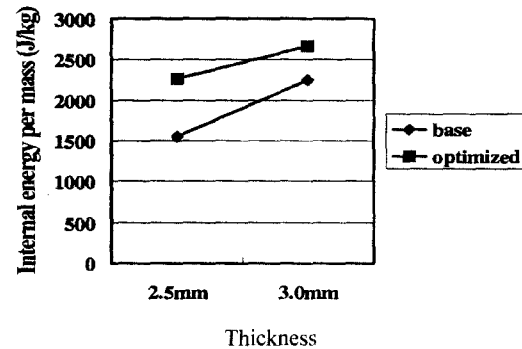


Fig. 6 Optimized results comparison : impact velocity - 10.0m/s

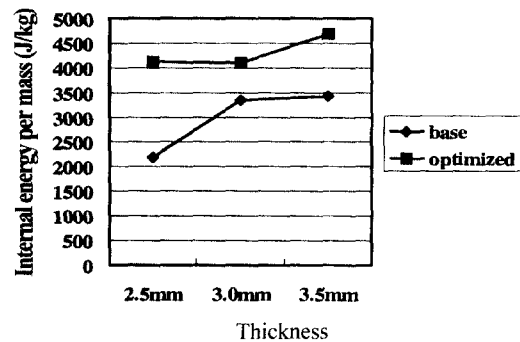


Fig. 7 Optimized results comparison : impact velocity - 13.9m/s

하여 부재의 앞부분에 초기 결함을 만들어서 축 압축 변형을 유도한 최적화 결과의 증가량이 크다.

Fig. 8~9는 동일한 부재의 두께에서 충돌 속도의 변화에 따른 단위무게당 내부에너지의 변화를 보여주며, 속도가 증가할 수록 base 모델의

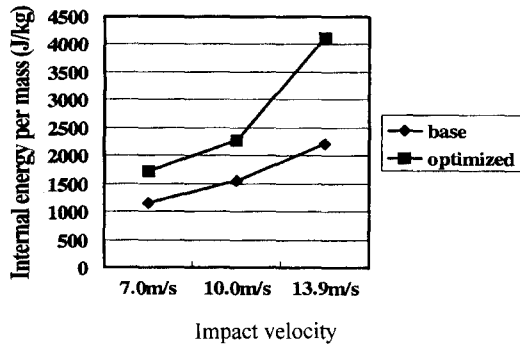


Fig. 8 Optimized results comparison : thickness -2.5mm

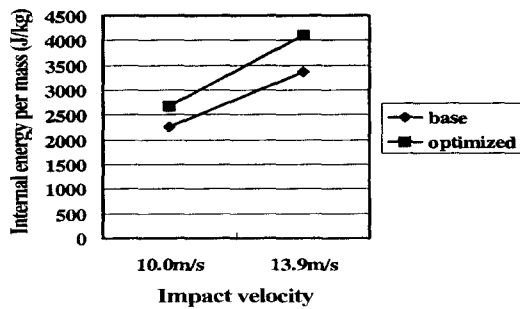


Fig. 9 Optimized results comparison : thickness -3.0mm

에너지 증가량보다 최적화후의 내부에너지량이 좀더 증가하는 경향을 보여준다.

3.3 해석 결과 분석

3.2절은 해석결과를 내부에너지 측면에서 분석 정리하였다. 실제 실차 실험이나 단품실험에서 충돌에너지의 흡수량을 주로 평균 압괴하중 (Mean crushing load)을 이용하므로, 균질화법을 이용한 최적화 효과를 비교하기 위해 평균 압괴하중 측면에서 결과를 정리한다.

해석으로 구한 동적 평균압괴하중(P_{md})은 PAM-CRASH 해석 결과로 얻을 수 있는 rigid-wall force를 24ms까지의 평균값이며, 최적화 마지막 단계에서의 결과이다.

균일 단면 형상을 가진 부재의 붕괴하중에 대한 연구 중에서 직사각형 단면에 대하여 이론식

으로 구한 Wierzbicki³⁾의 정적 평균압괴하중 (P_{ms})식을 이용한다. 이것은 다음 식 (8)과 같다.

$$P_{ms} = 38.27 M_o \sqrt[3]{\frac{C}{t}} \quad (8)$$

여기서,

$$M_o = 0.25 \sigma_o t^2$$

$$\sigma_o = 0.9 - 0.95 \sigma_u$$

$$\sigma_u = \text{ultimatetensilestrength (N/mm}^2\text{)}$$

$$t = \text{thickness (mm)}$$

$$C = (a+b)/2$$

$$a = \text{긴 변의 길이 (mm)}$$

$$b = \text{짧은 변의 길이 (mm)}$$

동적 평균압괴하중(P_{md})은 변형률 속도 효과로 인하여 정적 평균압괴하중에 동적 교정 인자 (f_d)를 곱하여 사용한다. 동적 평균압괴하중은 식 (9)와 같다.

$$P_{md} = f_d P_{ms} \quad (9)$$

동적 교정인자는 Abramowicz²⁾이 제안한 식 중에서 대칭 붕괴 모드의 식을 이용한다. 이 식은 다음과 같다.

$$f_d = 1 + 0.170 v^{0.256} \quad (10)$$

여기서 v 는 충돌 속도(m/s)

식 (8), (9), (10)을 이용하여 본 연구의 모델에 대한 이상적인 P_{md} 를 구한다. 단면은 맨 앞쪽을 기준으로 하고, 대칭 붕괴를 가정하며, σ_o 는 $0.92 \sigma_u$ 를 이용한다. Fig. 3에서 $a=100\text{mm}$, $b=80\text{mm}$ 이고, C 는 90mm 이다. 이상과 같이 이론적인 P_{md} 와 해석결과로 얻은 P_{md} 를 비교하면 Table 4와 같다.

최적화 전의 P_{md} 가 Wierzbicki의 이론식의 48% ~ 77%에서 최적화 후 73% ~ 95%로 기본모델 대비 약 36% 증가하는 결과를 보여준다.

Table 4의 결과를 그림으로 그리면 Fig. 10 ~ 12와 같고, 같은 속도에서 두께가 증가할 때 최적화 후의 P_{md} 의 증가량이 최적화 전의 증가량보다 큰 결과를 보여준다.

Table 4 Optimized results comparison : Dynamic mean crushing load(Ton)

	Wierzbicki formula	Base	Optimized
Model 1	2.80	2.16	2.53
Model 2	6.59	4.37	5.60
Model 3	9.56	5.38	8.19
Model 4	9.75	4.82	7.15
Model 5	13.22	10.0	11.2
Model 6	9.96	4.73	8.45
Model 7	13.48	8.78	11.33
Model 8	17.43	11.48	16.56

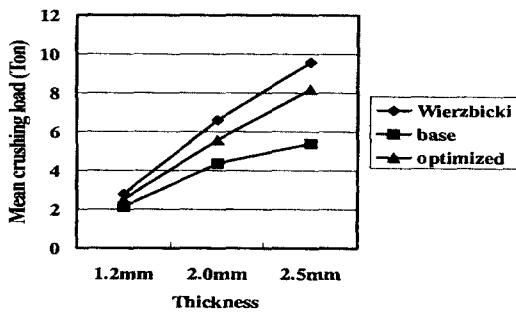


Fig. 10 Mean crushing load comparison : impact velocity -7.0m/s

3.4 내부에너지 그래프 및 최적 설계 안 비교

Table 1에서 정한 모델에 대한 최적화 후의 새로운 설계와 최적화 전후의 변형 모습과 내부에너지 및 붕괴하중을 비교한다. 8개의 모델 중 두께가 2.5mm로 같은 모델 3, 4, 6에 대하여 비교 분석한다.

모델 3의 내부에너지와 붕괴하중을 비교하면 최적화 전에는 급힘 변형에 의해 9ms 이후에 충돌에너지 흡수량이 급격히 줄어들고, 최적화 후에는 축 압축 변형이 잘 일어나 30ms 까지 충돌에너지 흡수량이 일정수준 계속 유지된다. 모델 4는 급힘 변형에 의해 9ms 이후에 충돌에너지 흡수량이 급격히 줄어들고, 최적화 후에는 축 압축 변형이 비교적 잘 일어나 18ms 까지는 충돌에너지 흡수량이 일정수준 계속 유지된다. 6은 6ms

이후에 충돌에너지 흡수가 감소하나 최적화 후에는 21ms 까지는 유지된다. Fig. 13~14는 모델 3의 최적화 전후의 내부에너지와 붕괴하중을 비교한 것이고, Fig. 18~19는 모델 4를, Fig. 23~24는 모델 6을 비교한 것이다.

Fig. 17, 23, 28의 최적화 후 모델의 새 설계안

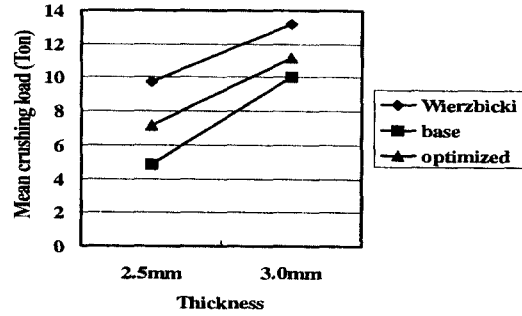


Fig. 11 Mean crushing load comparison : impact velocity -10.0m/s

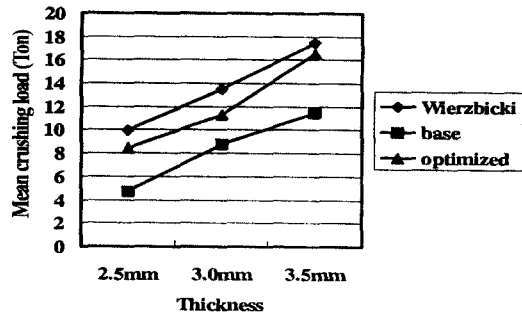


Fig. 12 Mean crushing load comparison : impact velocity -13.9m/s

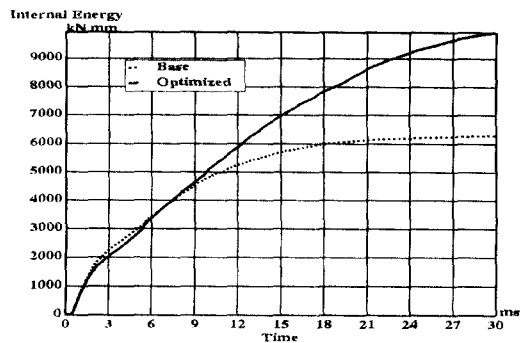


Fig. 13 Internal energy comparison : model 3

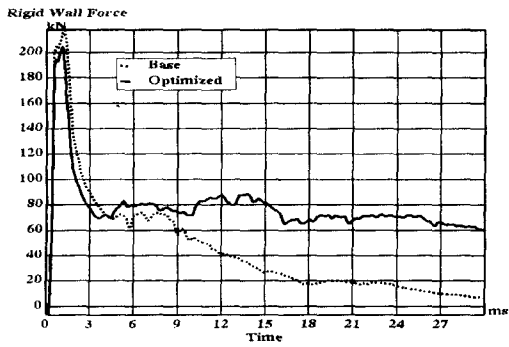


Fig. 14 Crushing load comparison : model 3

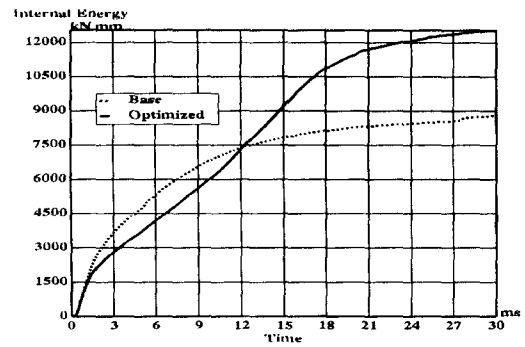


Fig. 18 Internal energy comparison : model 4

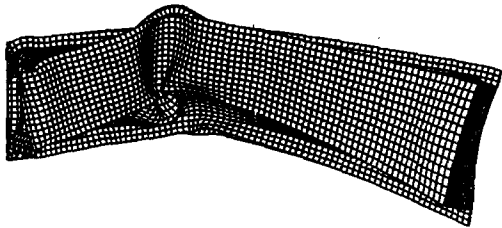


Fig. 15 Deformed shape of base run : model 3 at 20ms

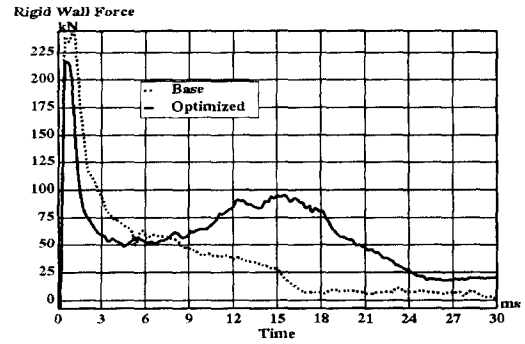


Fig. 19 Crushing load comparison : model 4

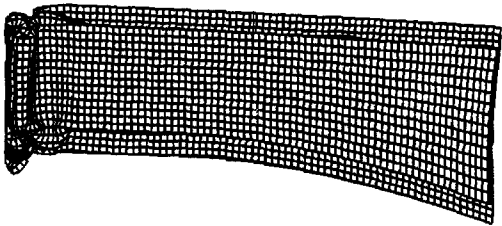


Fig. 16 Deformed shape of new design after optimized step 2 : model 3 at 20ms

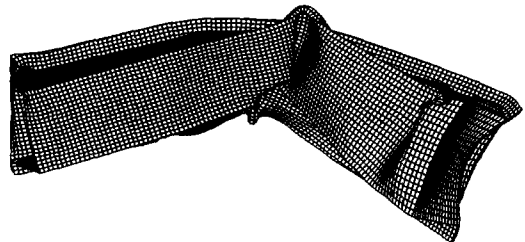


Fig. 20 Deformed shape of base design : model 4 at 20ms

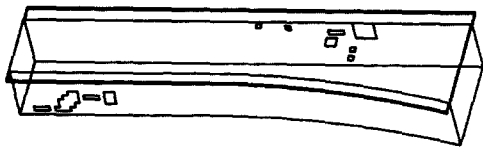


Fig. 17 New design after optimized step 2 : model 3

을 비교하면 충돌 속도가 7m/s인 모델 3과 10m/s인 모델 4는 초기 결함의 위치가 부재의 아래면 앞쪽에 위치한다. 충돌 속도가 13.9m/s인 모델 6은 부재의 앞쪽에 있는 초기 결함 위치가 모델 3,

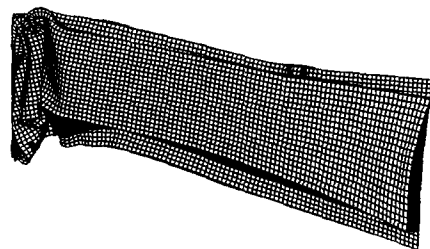


Fig. 21 Deformed shape of new design : model 4 at 20ms

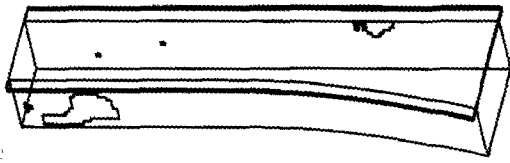


Fig. 22 New design of model 4

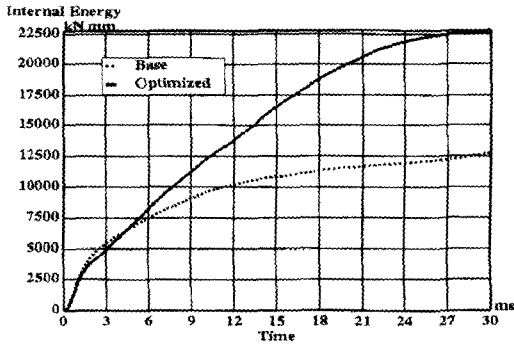


Fig. 23 Internal energy comparison : model 6

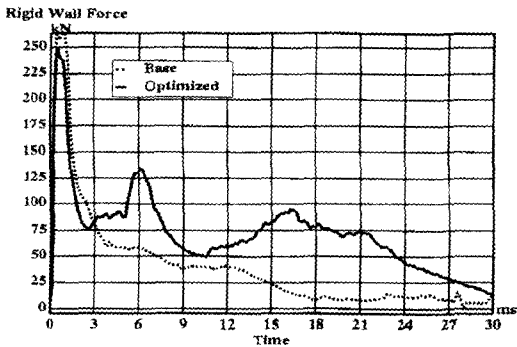


Fig. 24 Crushing load comparison : model 6

4와는 다르게 아래 면과 옆면에 같이 있고, 아래 면의 초기 결합 위치는 모델 3, 4의 경우 보다 앞쪽에 있다. 이밖에도 두께가 3.0mm로 같은 모델 5와 7의 경우도 초기 결합의 위치가 서로 다른 결과를 보여준다. 이러한 결과에서 같은 두께의 부재라도 충돌 속도가 다르면 최적화 결과로 얻는 설계가 다르다는 것을 알 수 있다. 그러므로, 일반적인 충돌에서는 하나의 설계안으로 여러 가지 충돌 조건을 만족시켜야 하므로, 여러 조건을 공통적으로 만족시킬 수 있는 설계안을 찾는 방법을 구할 필요가 있다.

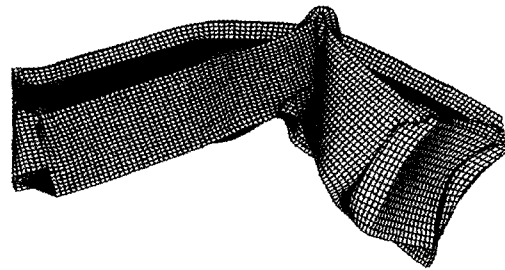


Fig. 25 Deformed shape of base design : model 6 at 20ms

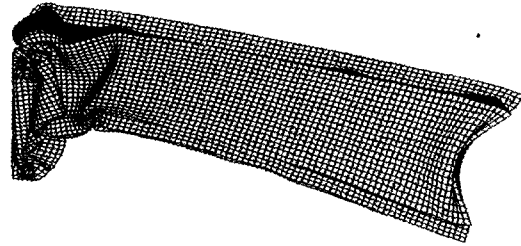


Fig. 26 Deformed shape of new design : model 6 at 20ms

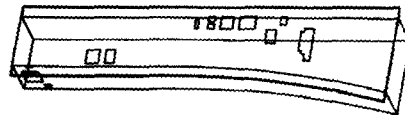


Fig. 27 New design of model 6

4. 결론

굽힘 변형이 잘 일어날 수 있는 형상의 종부재 모델에 대하여 여러 가지 두께와 충돌속도에 대하여 균질화법을 이용한 최적화 기초 연구를 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 균질화법으로 변형률을 이용한 최적화를 형상적 불균형이 존재하는 모자형 부재의 정면 충돌해석에 적용하였다. 형상적 불균형에 의해 발생하는 굽힘 변형을 불필요한 중량 증가 없이 충돌에너지 흡수를 높이기 위하여 축 압축 변형을 유도할 수 있는 초기 결합(구멍)의 위치와 크기를 수치적으로 구하였다. 이런 최적화 결과 변형양상 개선으로 기본 모델에 비하여 중량 증가 없이 충돌에너지 흡수량이 증가하는 결과를 얻었다.
- 2) 동적 평균압과 하중 측면에서 최적화 후

Wierzbicki의 이론식으로 구할 수 있는 최대치에 상당히 근접하는 결과를 얻었다.

3) 동일한 속도에 두께가 증가할 때 기본모델의 단위무게당 내부에너지 증가량보다 최적화를 적용한 모델의 증가량이 크며, 중량을 증가시켜 에너지 흡수량을 높이는 것보다 효과적인 결과를 얻었다.

4) 동일한 부재 두께의 경우 충돌속도가 증가할수록 최적화의 효과가 증대된다. 최적화기법을 적용하여 구한 수정된 설계안이 충돌속도에 따라 다른 결과를 보여준다. 일반적으로 차량은 동일한 설계로 여러 충돌조건을 만족시켜야 하며, 여러 충돌조건을 동시에 만족시킬 수 있는 최적화 안을 구하는 방법과 속도별 각 설계안의 상관 관계를 연구할 필요가 있다.

5) 본 연구의 예제 이외에도 여러 가지 형상의 부재에 대한 연구가 필요하며, 또한 수치 해석적으로 구한 최적화 결과와 실제 부재에 적용한 결과간의 상관성을 검증할 단품 실험이 필요하다.

후 기

이 논문은 2001년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다. 두뇌한국21사업단 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- 1) H. Matsumoto, M. Sakakida, K. Kurimoto, "A Parametric Evaluation of Vehicle Crash Performance," SAE 900465, pp.57-68, 1990.
- 2) W. Abramowicz, N. Jones, "Dynamic Axial Crushing of Square Tubes," Int. J. Impact Engng, Vol.2, pp.179-208, 1984.
- 3) Q. Meng, S. T. S. Al-Hassani, P. D. Soden, "Axial Crushing of Square Tubes," Int. J. Mech. Sci., Vol.25, pp.747-773, 1993.
- 4) H. F. Mahmood, A. Paluszny, "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management-Their Strength and Mode of Collapse," SAE 811302, 1981.
- 5) T. Wierzbicki, W. Abramowicz, "On The Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures," J. Appl. Mech., Vol.50, pp.727-734, 1983.
- 6) Y. Ohkubo, T. Akamatsu, K. Shirasawa, "Mean Crushing Strength of Closed-Hat Section Members," SAE 740040, pp.223-232, 1974.
- 7) W. Abramowicz, N. Jones, "Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes," Int. J. Impact Engng, Vol.2, pp.263-281, 1984.
- 8) A. G. Mamalis, W. Johnson, "The Quasi-Static Crumpling of Thin-Walled Circular Cylinders and Frusta under Axial Compression," Int. J. Mech. Sci., Vol.25, pp.713-732, 1983.
- 9) S. Yamaguchi, H. Kato, T. Okazaki, "Efficient Energy Absorption of Automobile Side Rails," 10th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, pp.321-326, 1985.
- 10) Y. Kitagawa, i. Hagiwara, M. Tsuda, "Development of a Collapse Mode Control Method for Side Members in Vehicle Collisions," SAE 910809, pp.69-75, 1991.
- 11) J. D. Reid, "Towards the Understanding of Material Property Influence On Automotive Crash Structures," Thin-Walled Structures, Vol.24, pp.285-313, 1996.
- 12) J. D. Reid, "Crashworthiness of Automotive Steel Midrails : Thickness and Material Sensitivity," Thin-Walled Structures, Vol.26, pp. 83-103, 1996.
- 13) M. P. Bendsoe, N. Kikuchi, "Generating Optimal Topologies in Structural Design using a Homogenization Method," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 71, pp.197-224, 1988.
- 14) J. M. Guedes, N. Kikuchi, "Preprocessing and Postprocessing for Materials Based on The Homogenization Method with Adaptive Finite Element Methods," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.83, pp.143-198, 1990.
- 15) K. Suzuki, N. Kikuchi, "A Homogenization Method for Shape and Topology Optimization," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.93, pp.291-318, 1991.
- 16) S. Min, N. Kikuchi, "Optimal Reinforcement

- Design of Structures under The Buckling Load using The Homogenization Design Method," Structural Engineering and Mechanics, Vol.5, No.5, 565-576, 1997.
- 17) J. L. Lions, Some Methods in Mathematical Analysis of Systems and Their Control, Science Press, 1981.
- 18) R. R. Mayer, N. Kikuchi, R. A. Scott, "Application of Topological Optimization Techniques to Structural Crashworthiness," International Journal for Numerical in Engineering, Vol.39, pp.1383-1403, 1996.
- 19) R. Mayer, "Application of Topological Optimization Techniques to Structural Crashworthiness," Ph.D. Dissertation, University of Michigan, Ann Arbor, 1994.
- 20) G. V. Reklaitis, A. Ravindran, K. M. Ragsdell, Engineering Optimization Methods and Applications, John Wiley and Sons, 1983.
- 21) 조용범, 신호철, "균질화법을 이용한 충돌 최적화 기초 연구(I)," 한국자동차공학회 논문집, 제9권 제3호, pp.190-200, 2001.