등가정하중법을 이용한 차량 전면 구조물의 비선형 동적 반응 구조최적설계

윤식† · 정성범* · 박경진**

Nonlinear Dynamic Response Structural Optimization of an Automobile Frontal Structure Using Equivalent Static Loads

Shic Yoon, Seong-Beom Jeong and Gyung Jin Park

Key Words : Equivalent static Loads method(등가정하중법), Crashworhiness(내충격성), Frontal impact(전방충돌), Structural optimization(구조최적설계)

Abstract

Nonlinear dynamic analysis is generally used in automobile crash analysis and structural optimization considering crashworthiness uses the results of nonlinear dynamic analysis. Automobile crash optimization has high nonlinearity and difficulty in calculating sensitivity. Recently the equivalent static load (ESL) method has been proposed in order to overcome these difficulties. The ESL is the static load set generating the same displacement field as the nonlinear dynamic displacement field at each time step in dynamic analysis. From various researches regarding the ESL method, it has been proved that the ESL method is fairly useful. The ESL method can mathematically optimize a crash optimization problem through nonlinear analysis and well developed static optimization. The ESL is applied to nonlinear dynamic structural optimization of the automobile frontal impact problem. An automobile bumper is optimized. The mass of the structure is minimized while some constraints are satisfied.

1. 서 론

지금까지 각국의 정부나 자동차 안전을 관리하는 단체들은 1970 년대부터 안전규정과 법규를 제정하고 지금까지 꾸준히 강화시켜 왔다.(1) 그에 따라 자동차 제작업체들은 안전규정과 차량 경량화를 동시에 만족시킬 수 있는 많은 연구들을 진행해 왔다. 지금까지 차량 구조설계는 경험과 직관에 의해 많이 진행되어왔다. 때문에 많은 자동차 제작업체들은 경험에 근거한 설계 및 제작에서 벗어나 합리적인 설계를 바탕으로 자동차를 제작하는데 많은 관심을 가지고 있다. 안전법규를 만족하는 구조물의 설계를 위해 구조최적설계 방법을 도입한 많은 연구들이 진행되어 왔다.(2-4)

하지만 차량 충돌 문제의 최적화는 높은 비선형성과 구조최적설계 적용 시 민감도 계산의 어려움이 있다. 그렇기 때문에 반응표면법과 같은 실험계획법 등이 주로 사용되어 왔다.(5-7) 컴퓨터 기술의 발달로 큰 차량 구조물에 대한 비선형 해석에 많은 진보가 있었다. 그럼에도 불구하고 차량 충돌 문제의 최적화는 여전히 비선형 해석의 고비용과 근사화된 함수 사용으로 인한 한계를 가지고 있다.

본 연구에서는 이러한 어려움을 극복하기 위해 등가정하중법을 제안한다. 등가정하중은 선형 동적 반응 최적화를 위해 박경진과 최우석에 의해

† 한양대학교 대학원 기계공학과
* 한양대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 한양대학교 기계·정보경영공학부
E-mail : gjpark@hanyang.ac.kr
TEL : (031)400-5246 FAX : (031)407-0755

처음으로 제안되었다.[8] 그리고 다양한 연구를 통해서 등가정하중의 효용성이 증명되었다.[9-13]

본 논문에서는 유용성이 증명된 등가정하중법의 연구를 바탕으로 전방 충돌을 고려한 비선형 과도응답의 구조최적설계를 수행하고자 한다. 등가정하중을 이용한 최적화 방법은 비선형 유한요소해석과 잘 발달된 선형 정적 최적화를 통해서 수학적으로 최적화를 진행한다. 등가정하중은 비선형 동적 해석에서 각 시절점의 변위장과 동일한 선형 변위장을 발생시키는 등가의 하중을 말한다.[14] 등가정하중은 비선형 동적 해석으로부터 구한 변위로부터 얻어진다. 각 시절점에서 구한 등가정하중들은 선형 정적 최적화 과정에서 다중하중조건으로 처리된다. 등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구조최적설계는 수렴조건을 만족할 때까지 비선형 유한요소 해석과 선형 정적 최적화를 반복적으로 수행한다.

본 연구는 등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구조최적설계 방법을 차량 범퍼 구조물에 적용한다. 진자 충돌 시험을 바탕으로 충돌 문제에서 등가정하중의 유용성을 확인한다. 사용된 비선형 동적 해석 프로그램은 LS-DYNA[15]이고 등가정하중 계산과 선형 정적 최적화에는 NASTRAN 2006[16]이 사용되었다.

2. 등가정하중

2.1 비선형 동적 반응 구조최적설계

일반적인 비선형 동적 반응 구조최적설계를 위한 정식화는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
&\text{Find} && \mathbf{b} && (1.a)\\
&\text{to minimize} && f(\mathbf{b},\mathbf{z}_N) && (1.b)\\
&\text{subject to} && \mathbf{M}(\mathbf{b})\ddot{\mathbf{z}}_N(t)+\mathbf{K}_N(\mathbf{b},\mathbf{z}_N(t))\mathbf{z}_N(t)=\mathbf{f}(t); && \\
& && t=1,\ldots,l && (1.c)\\
& && g_j(\mathbf{b},\mathbf{z}_N(t))\le 0; \quad j=1,\ldots,m && (1.d)\\
& && b_{iL}\le b_i\le b_{iU}; \quad i=1,\ldots,n && (1.e)
\end{aligned}$$

여기서 $\mathbf{b}$는 설계변수벡터, $\mathbf{z}_N(t)$는 시간에 따른 변위벡터이다. $f(\mathbf{b},\mathbf{z}_N)$은 목적함수를 의미한다. 이 때, 하첨자 N은 비선형을 의미한다. t는 시간, l은 시절점개수를 의미한다. $\mathbf{M}(\mathbf{b})$는 질량행렬, $\mathbf{K}_N(\mathbf{b},\mathbf{z}_N(t))$는 비선형 강성행렬이다. $\mathbf{f}(t)$는 시간에 따라 달라지는 외력을 의미한다. g_j는 m개의 부등제한조건, b_{iL}과 b_{iU}는 n개의 설계변수의 하한, 상한 제한조건이다.

2.2 등가정하중의 정의

등가정하중은 비선형 동적 해석에서 각 시절점의 변위장과 동일한 선형 변위장을 발생시키는 등가의 하중을 말한다. 각 시절점에서 계산된 등가정하중들은 선형 정적 최적화 과정에서 다중하중조건으로 처리된다.

등가정하중이 계산되는 과정은 다음과 같다.

$$\mathbf{M}(\mathbf{b})\ddot{\mathbf{z}}_N(t)+\mathbf{K}_N(\mathbf{b},\mathbf{z}_N(t))\mathbf{z}_N(t)=\mathbf{f}(t); \qquad (t=0,1,2,\ldots,l) \qquad (2)$$

식 (2)는 비선형 동적 반응 해석을 위한 유한요소 방정식이다. 식 (2)로부터 비선형 동적 반응 해석을 수행하면 비선형 동적 변위벡터인 $\mathbf{z}_N(t)$이 얻어진다.

$$\mathbf{f}_{eq}^{\mathbf{z}}(s)=\mathbf{K}_L(\mathbf{b})\mathbf{z}_N(t) \qquad (s=0,1,2,\ldots,l) \qquad (3)$$

식 (3)은 등가정하중을 계산하는 식이다. 여기서 $\mathbf{f}_{eq}^{\mathbf{z}}(s)$는 변위 등가정하중, $\mathbf{K}_L(\mathbf{b})$은 선형 강성행렬을 의미한다. t는 시간조건에 따른 표현이고 s는 하중조건에 따른 표현이다. t와 s는 서로 정확히 대응된다. l은 시절점의 개수이다. 등가정하중은 선형 강성행렬과 비선형 동적 변위벡터와의 곱으로부터 계산된다. 여기서 구한 등가정하중은 식 (4)에서 우측 항으로 사용된다.

$$\mathbf{K}_L(\mathbf{b})\mathbf{z}_L(s)=\mathbf{f}_{eq}^{\mathbf{z}}(s) \qquad (4)$$

식 (4)으로부터 선형 정적 변위벡터인 $\mathbf{z}_L(s)$을 구할 수 있다. 이 값은 비선형 동적 변위벡터인 $\mathbf{z}_N(t)$와 같은 값을 가진다. 따라서 등가정하중을 구해서 선형 해석의 외력으로 적용하면 선형 해석을 통해서도 비선형 동적 변위와 같은 값을 구할 수 있다.

2.3 등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구조최적설계

등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구조최적설계는 해석영역과 설계영역의 두 영역으로 나뉜다. 등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구

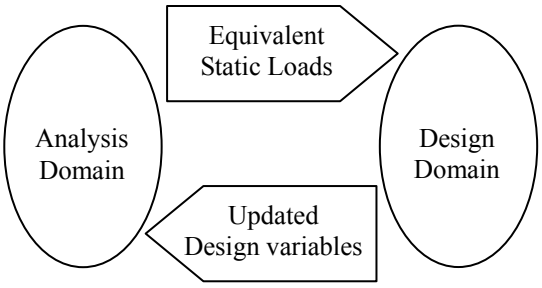

Fig.1 Repeating process between analysis domain and design domain

조최적설계에서 사용되는 두 영역은 **Fig. 1** 에 나타내었다. 두 영역 중 해석영역에서는 비선형 동적 해석을 수행한 후 등가정하중을 구한다. 설계영역에서는 해석영역에서 얻어진 등가정하중이 외력으로 사용되어 선형 정적 구조최적설계를 수행한다. 최적해가 얻어지면 설계변수를 갱신하여 다시 해석영역에서 비선형 동적 해석을 한다. 이러한 한번의 반복과정을 사이클이라고 부른다. 이 사이클과정은 수렴조건을 만족할 때까지 반복된다.

Fig. 2 는 등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구조최적설계에 대한 과정이다. 그리고 전 단계에 대한 정리는 다음과 같다.

단계 1: 초기값을 설정한다. (사이클 $k=0$, 설계변수 $\mathbf{b}^{(k)}=\mathbf{b}^{(0)}$, 수렴조건 ε_0)

단계 2: 설계변수 $\mathbf{b}^{(k)}$에 대해서 비선형 동적 해석을 수행한다. 이 때, 선형 강성행렬과 비선형 동적 변위벡터를 얻을 수 있다.

단계 3: $k=0$이면 단계 4 로 간다. $k>0$일 때,

$$\frac{\left\| b^{(k)}-b^{(k-1)} \right\|}{\left\| b^{(k-1)} \right\|} \le \varepsilon_0 \qquad \text{and} \qquad (5.a)$$

$$g_j(b, z(t)) \le 0; \qquad j=1,\ldots,m \qquad (5.b)$$

식 (5.a)와 식 (5.b)를 모두 만족하면 알고리즘을 멈추고 그렇지 않다면 단계 4 로 간다. 만약 식 (5.b)는 만족하지 않고 (5.a)만 만족한다면 수렴조건을 위한 파라미터 ε_0 을 보다 작은 수로 변경하여 단계 4 로 간다.

단계 4: 다음과 같이 등가정하중을 계산한다.

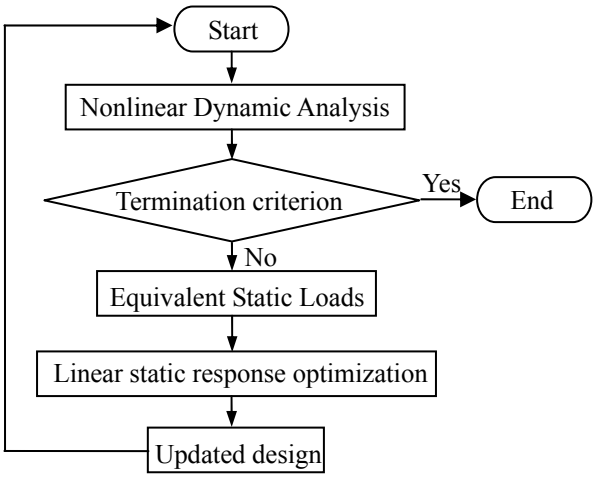

Fig.2 Optimization process using equivalent static loads

$$\mathbf{f}_{eq}^{\mathbf{z},(k)}(s)=\mathbf{K}_L(\mathbf{b})\mathbf{z}_N(t) \qquad (s=0,1,2,\ldots,l) \qquad (6)$$

단계 5: 다음의 선형 정적 최적화를 수행한다.

$$\begin{aligned}
&\text{Find} && \mathbf{b}^{(k+1)} && (7.a)\\
&\text{to minimize} && f(\mathbf{b}^{(k+1)}) && (7.b)\\
&\text{subject to} && \mathbf{K}_L(\mathbf{b}^{(k+1)})\mathbf{z}_L(s)-\mathbf{f}_{eq}^{\mathbf{z},(k)}(s)=0; && (7.c)\\
& && g_i(\mathbf{b}^{(k+1)},\mathbf{z}_L(s))\le 0; && (7.d)\\
& && b_{iL}^{(k+1)} \le b_i^{(k+1)} \le b_i^{(k+1)}; && (7.e)\\
& && s=1,\ldots,l \quad j=1,\ldots,m \quad i=1,\ldots,n &&
\end{aligned}$$

식 (4)은 선형 정적 구조최적설계에서 등호제한조건으로 이용되는 유한요소 방정식이 된다. 식 (7.c)에서 이용되는 외력은 식 (3)에서 얻어진 등가정하중으로 각 시절점 개수만큼 구할 수 있으며 다중하중조건으로 처리된다.

단계 6: 최적해 얻어진 설계변수를 갱신하고 단계 2 로 간다. $(k=k+1)$

3. 범퍼 구조물의 구조최적설계

3.1 진자 충돌 시험

진자 충돌 시험은 저속 충돌 시 충돌에너지를 흡수하여 차량에 전달되는 충격을 줄여주는 역할을 하는 범퍼에 대한 시험이다. 진자 충돌 해석을 위한 모델은 **Fig. 3** 과 같다. 진자 충돌 시험은 차체 공차중량과 같은 무게의 진자를 범퍼 구조물에 충돌시킨다. 진자 충돌 시험을 만족한다

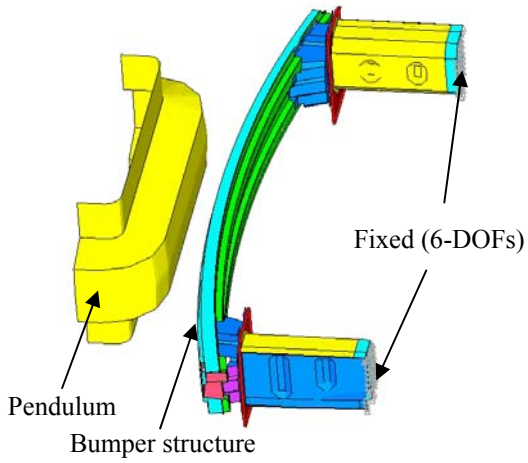

Fig3 Pendulum impact test

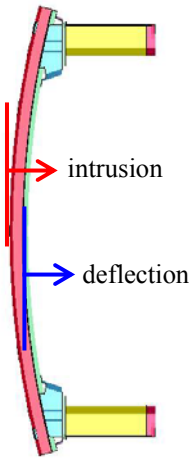

Fig.4 Definition of the intrusion and deflection

는 것은 충돌 에너지를 범퍼 구조물이 흡수하여 차량 내부에 미치는 충격을 최소화하는 것이다.

진자 충돌 해석에 사용된 범퍼 구조물의 크기는 폭 1127mm, 길기 360mm, 높이 188mm 이며, 중량은 11.17kg 이다. 범퍼 구조물 전체 부품의 개수는 9, 사각형 요소 5396 개, 삼각형 요소 328 개로 구성되어있다. 총 절점은 6244 개, 총 자유도는 37464 이다.

진자 충돌 해석 시 진자가 구속된 범퍼 구조물에 충돌하며 초기속도는 진자 충돌 시험 시 규정된 8 km/h (5mph)이다. 범퍼 구조물은 Crash Box Rail 뒷부분을 6 자유도 구속한다. 비선형 동적 해석은 0msec 에서 80msec 까지 진행한다. 비선형 동적 해석에서 사용된 시절점 개수는 80 개이다.

Fig. 4 에 나타낸 침투량(intrusion)과 변형량(deflection)은 차량 충돌 후에 차량 손상의 판단 기준이 된다. 침투량은 FR BPR Rail 1 앞부분으로부터 차량 안쪽으로의 최대 변위량이다. 변형량은 FR BPR Rail 2 뒷부분으로부터 차량 안쪽으로의 최대 변위량이다. 초기 해석 모델에서 최대 침투량은 56.224 mm, 최대 변형량은 58.664 mm 이다. 해석결과를 바탕으로 침투량과 변형량을 구조최적설계 과정에서 제한조건으로 사용한다.

3.2 등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구조최적설계

일반적인 차량 구조물의 구조최적설계는 차량의 무게를 최소화시키면서 탑승자의 안전조건이 충족되도록 수행된다. 일반적으로 차량 범퍼 구조물은 차량 전체의 충돌에너지를 직접적으로 흡수한다. 범퍼 구조물이 충돌에너지를 많이 흡수하면서 차량 내부로 침투하는 양이 작아지면 탑승자의 안전도가 증가한다. 따라서 침투량과 변형량을 구조최적설계의 변위 제한조건으로 적용한다. 각 부품의 민감도 해석을 진행한 결과를 바탕으로 설계변수는 **Fig. 5** 와 같이 4 개 부품의 두께로 정의한다.

본 연구에서는 위에서 정의한 내용들을 바탕으로 범퍼 구조물의 질량을 최소화하면서 각 부품의 두께를 찾는 치수최적설계를 진행한다. 그에 대한 정식화는 다음과 같다.

Find	t_i	$(i = 1, 2, 3, 4)$	(8.a)
to minimize	mass		(8.b)
subject to	intrusion $\leq$ 50 mm		(8.c)
	deflection $\leq$ 55 mm		(8.d)
	0.5 mm $\leq$ DVs $\leq$ 5.0 mm		(8.e)

설계변수는 4 개 부품의 두께, 목적함수는 범퍼 구조물의 질량이다. 제한조건은 침투량 50 mm 이하, 변형량 55 mm 이하가 되도록 한다. 각 부품의 두께는 최소 0.5 mm, 최대 5.0 mm 의 값을 가지도록 정의한다. 수렴조건은 제한조건 위배율이 1% 이하가 되고 각 사이클의 선형 정적 최적화 전과 후의 4 개의 설계변수 변화량이 1% 이하가 되면 수렴하도록 설정한다.

사용된 비선형 동적 해석 프로그램은 LS-DYNA[15]이고 등가정하중 계산과 선형 정적 최적화에는 NASTRAN 2006[16]을 사용한다. 두 프로그램의 사용환경은 Pentium4 1.6GHz, 2GB RAM 이다. 비선형 동적 해석 평균 시간은 약 45 분이고 선형 정적 최적화 평균 시간은 약 5 분이다. 따라서 한 사이클당 걸리는 평균 시간은 약 50 분이다. 등가정하중을 위해 제작된 C++ 프로그램이 각 사이클을 자동적으로 진행한다.

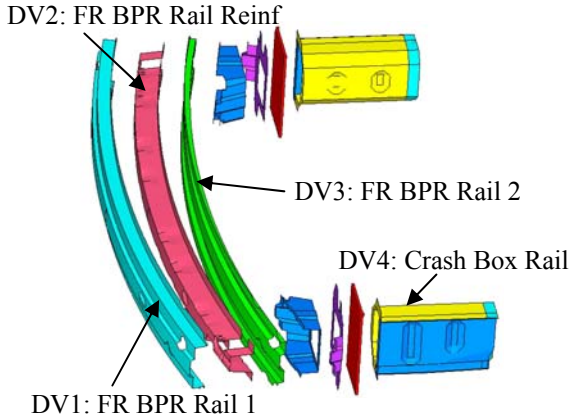

Fig.5 Definition of design variables

3.3 결과 및 토의

등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구조최적설계 결과값을 **Table 1** 에 나타내었다. 그리고 각 사이클에서 목적함수 값은 **Fig. 6** 에 나타내었다. 범퍼의 무게는 11.17 kg 에서 11.38 kg 으로 증가하였다. 이것은 제한조건을 만족하기 위해 범퍼 구조물 부품의 두께가 증가해야 한다는 것을 의미한다.

각 사이클에서의 설계변수 값들을 **Fig. 7** 에 나타내었다. FR BPR Rail 1 의 두께는 초기 설계값보다 증가하였다. 이것은 저속 충돌 시 FR BPR Rail 1 이 충돌에너지를 가장 많이 흡수하며 전체 범퍼 구조물의 부품 중에서 침투량과 변형량에 가장 많은 영향을 미친다고 생각된다.

FR BPR Rail Reinf 와 FR BPR Rail 2 는 하한치까지 감소하였고 Crash Box Rail 의 두께는 초기값보다 감소하였다. 이것은 FR BPR Rail 1 이 두꺼워지면서 침투량과 변형량이 이미 모두 만족되었다. 그렇기 때문에 나머지 설계변수들이 얇아지더라도 침투량과 변형량에는 크게 영향을 미치지 않는다고 판단된다. 저속충돌에서는 FR BPR Rail 1 에 가장 많은 영향을 받음을 알 수 있다.

등가정하중을 이용한 비선형 동적 응답 구조최적설계는 총 6 번의 사이클이 진행되었다. 이것은 6 번의 비선형 동적 유한요소해석이 진행되었음을 의미한다. 이와 같이 등가정하중법은 매우 적은 비선형 해석만으로도 좋은 해를 구할 수 있다.

Table 1 Result of the nonlinear dynamic response structural optimization using ESL

	Initial	Optimum
DV1	1.2 mm	2.437 mm
DV2	1.0 mm	0.501 mm
DV3	1.2 mm	0.501 mm
DV4	1.6 mm	1.317 mm
Mass	11.17 kg	11.38 kg
Constraint Violation	8.24 %	- 0.04 %
Total no. of nonlinear analysis		6
Total no. of cycle		6

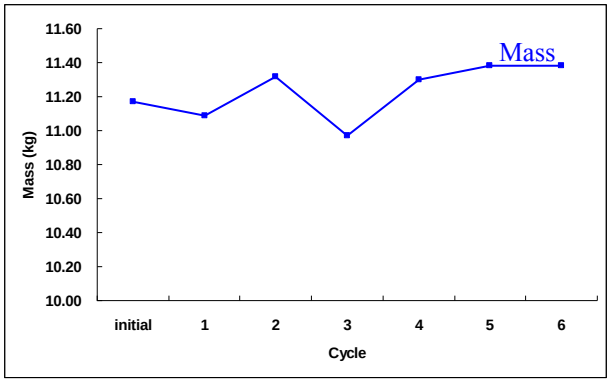

Fig.6 The history of the objective function

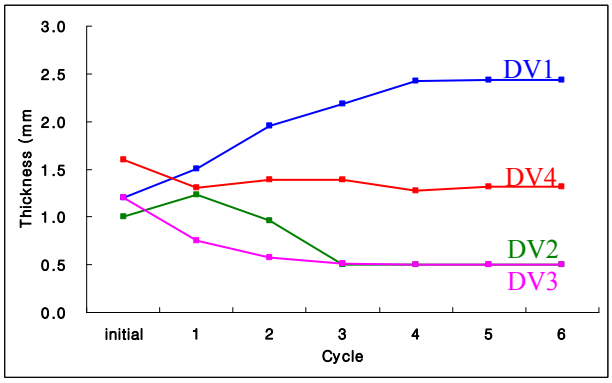

Fig. 7 The history of the design variables

4. 결 론

본 연구에서는 차량 범퍼 모델을 가지고 등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구조최적설계를 수행하였다. 진자 충돌 해석을 바탕으로 최적화를 진행하고 등가정하중의 유용성을 확인하였다.

1) 등가정하중을 이용한 비선형 동적 반응 구조최적설계가 진자 충돌 시험 문제에 잘 적용되었다.

2) 등가정하중은 비선형 동적 해석과 잘 발달된 선형 정적 최적화를 이용한다. 때문에 수학적으로 최적화가 가능하고 비용을 크게 줄일 수 있다.

3) 등가정하중법은 정면 충돌뿐만 아니라 다른 종류의 충돌문제에서도 효과적으로 적용될 수 있다.

지금까지 다른 연구들에서 사용된 충돌 최적화 방법은 근사화 함수를 사용하여 많은 한계를 가지고 있었다. 또한 시간적 비용을 줄이기 위해 모델을 단순화 시키거나 설계변수의 수를 줄이는 방법을 주로 사용하였다. 이러한 어려움들은 등가정하중법에 의해 해결될 수 있다. 또한 등가정하중법은 수학적인 최적화 방법을 사용함으로써 결과값에 대한 정확도와 신뢰도를 높인다.

후 기

이 논문은 2008 년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국과학재단의 지원을 받아 수행된 연구 (No. R01-2008-000-10012-0)이며, 2008 년도 2 단계 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

(1) http://www.nhtsa.dot.gov/cars/rules/CrashWorthy/FrontOffset/offrt/offrt.html

(2) Qiang YU, Naoya KOIZUMI, Hideoki YAJIMA and Masaki SHIRATORI, 2001, "Optimum Design of Vehicle Frontal Structure and Occupant Restraint System for Crashworthiness," *JSME international journal*, Vol. 44, No. 4, pp. 594-601.

(3) Kazuhiro Saitou, Kazuhiro Izui, Shinji Nishiwaki, Panos Papalambros, 2005, "A Survey of Structural Optimization in Mechanical Product Development," *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, Vol. 5, Issue 3. pp. 214-226.

(4) Xingtao Liao, Qing Li, Xujing Yang, Weigang Zhang and Wei Li, 2008, "Multiobjective optimization for crash safety design of vehicles using stepwise regression model," Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 35, No. 6, pp. 561-569.

(5) A. Deb, M.S. Mahendrakumar, C. Chavan, J. Karve, D. Blankenburg, S. Storen, 2004, "Design of an aluminium-based vehicle platform for front impact safety," *International journal of impact engineering*, Vol. 30, No. 8-9, pp. 1055-1079.

(6) H. Fang, M. Rais-Rohani, Z. Liu, M.F. Horstemeyer, 2005, "A comparative study of metamodeling methods for multiovjective crashworthiness optimization," *Computer & structures*, Vol. 83, No. 25-26, pp. 2121-2136.

(7) J. Forsberg, L. Nilsson, 2006, "Evaluation of response surface methodologies used in crashworthiness optimization," *International journal of impact engineering*, Vol. 32, No. 5, pp. 759-777.

(8) W.S. Choi, G.J. Park, 1999, "Transformation of Dynamic loads into Equivalent Static Loads Based on Modal Analysis," *International Journal for Numerical Methods n Engineering*, Vol. 46, No. 1, pp. 29-43.

(9) W.S. Choi, G.J. Park, 2000, "Quasi-Static Structural Optimization Technique Using Equivalent Static Loads Calculated at Every Time Step as a Multiple Loading Conditions," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers (A)*, Vol. 24, No. 10, pp. 2568-2580.

(10) W.S. Choi, G.J. Park, 2002, "Structural Optimization Using Equivalent Static Loads at All the Time Intervals," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 191, No. 19, pp. 2077-2094.

(11) B.S. Kang, G.J. Park and J.S. Arora, 2005, "Optimization of Flexible Multibody Dynamic Systems Using the Equivalent Static Load," *Journal of American Institute Aeronautics and Astronautics*, Vol. 43, No. 4, pp. 846-852.

(12) M.K. Shin, K.J. Park, G.J, Park, 2007, "Optimization of Structures with Nonlinear Behavior using Equivalent Loads," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 196, No. 4-6

(13) H.A. Lee, Y.I. Kim, G.J. Park, R.M. Kolonay, M. Blair, R.A. Canfield, 2007, "Structural Optimization with Joined-Wing using Equivalent Static Loads," *Journal of Aircraft*, Vol. 44, No. 4.

(14) G.J. Park, 2007, "Analytic Methods for Design Practice," Springer, Germany.

(15) LS-DYNA Ver.970, User's Manual, 2006, L5ivermore Software Technology Corp.

(16) NASTRAN 2006, User's Guide, MSC Software Corp.