〈학술논문〉 DOI:10.3795/KSME-A.2009.33.11.1225

내구기준을 고려한 컨트롤 암의 구조최적설계

김종규* · 박영철** · 김영준*** · 이권희†

(2009년 6월 19일 접수, 2009년 8월 25일 수정, 2009년 9월 2일 심사완료)

Structural Optimization of a Control Arm with Consideration of Durability Criteria

Jong Kyu Kim, Young Chul Park, Young Jun Kim and Kwon-Hee Lee

Key Words: Metamodel(메타모델), Kriging(크리깅), Shape Optimization(형상최적설계), Durability (내구)

Abstract

This study suggests a structural design process for the upper control arm installed at a vehicle. Static strength and durability are the most important responses in the structural design of a control arm. This study considers the static strength in the optimization process. The inertia relief method for FE analysis is utilized to simulate the static loading conditions. According to the classification of structural optimization, the structural design of a control arm is included in the category of shape optimization. In this study, the metamodel technique using the kriging method is adopted to obtain the minimum weight satisfying the strength constraint. Then, the final design is suggested by considering the durability criteria. The durability assessment is obtained by the index of fatigue durability called the SWT (Smith-Watson-Topper) index. The final optimum shape has been proposed by trial and error method.

1. 서 론

최근 들어 유해 가스의 규제와 친환경 자동차의 개발에 부응하여 자동차 부품의 경량화에 대한 중요성이 부각되고 있다. 자동차 부품의 경량화를 위한 접근 방법에는 재료개발과 설계·제조 기술의 적용으로 분류할 수 있다. 이러한 접근방법들은 이미 1990년대 말부터 ULSAB, ULSAC 등의 대형과제를 통해 시도되었으며, 완성차업체나 부품업체의 현장에서도 이의 중요성을 이미 파악하고 있는 상태이다.[1~3]

구조최적설계 기법은 경량화를 위한 설계기술의 하나로서 1980년대부터 자동차 설계 문제에 많이 적용되고 있다. 그러나 현장에서 구조최적설계 기법을 적용하는데 있어 제약이 따르고 있다. 첫째, 구조최적설계는 유한요소 해석에 기초를 하고 있기 때문에 해석의 타당한 정의와 정확한 결과가 요구된다. 또한 자동차 부품의 최적화는 구조최적설계 분류 중 형상최적설계에 해당하는 경우가 대부분이다. 대부분의 자동차 부품의 유한요소 모델링은 박판 또는 솔리드 요소를 이용하게 된다. 이는 형상변수의 설정을 어렵게 하고 최적화의 반복과정 중에 유한요소가 왜곡되어 진행되지 않게 한다. 셋째로 최적설계 적용 시, 가공성 등의 제작에 관련된 기술적인 성능을 고려하기가 어렵다. 본 연구에서는 두 번째 지적한 문제점을 해결하기 위해 메타모델을 이용한 최적

[이 논문은 대한기계학회 2009년도 부산지부 춘계학술대회(2009. 5. 8., 동명대) 발표논문임]

† 책임저자, 회원, 동아대학교 기계공학과
E-mail : leekh@dau.ac.kr
TEL : (051)200-7638 FAX : (051)200-7656
* 동아대학교 대학원 기계공학과
** 동아대학교 기계공학과
*** (주) 센트랄 중앙 연구소

화 기법을 적용하였다.

현가계 부품인 컨트롤 암은 주로 삼각형의 형상을 가지고 있으며, 한쪽 하드포인트는 너클과 연결되고, 한쪽 하드포인트는 차체 프레임과 연결되어 피봇 역할을 한다. 컨트롤 암은 승차감과 조종안정성에 영향을 미치는 핵심 부품이다. 본 연구에서 적용한 컨트롤 암은 단조제품으로서 A 업체에서 생산되는 제품이며 다목적 차량에 장착이 되는 후륜용 상부 컨트롤 암이다.[2,3]

컨트롤암은 일반적으로 프레스 또는 단조 공정으로 제작되고 있다. 본 연구에서는 기존 연구[2],[3]에서 개발된 알루미늄 재질로 생산되는 단조제품에 대한 최적형상을 제시하고자 한다. 이와 같은 컨트롤 암의 구조설계에 최적화 기술을 적용한 사례로는 다음과 같은 연구가 있었다. Song[2,3] 등은 관성력 하중만을 고려하여 형상 최적설계를 수행하였고, Lee[4] 등도 정강도 만을 고려하고 위상최적설계 및 형상최적설계를 통하여 최적의 구조형상을 제시하였다. Kim[5] 등은 내구성능을 고려하고 실험계획법을 이용하여 최적의 형상을 산출하였다. 또한 Kim[6] 등과 Ahn[7] 등은 컨트롤 암의 공정변수에 대한 최적해를 제시하였다. 본 연구에서는 관성력 하중 및 내구 기준을 고려하여 최적의 컨트롤 암 형상을 제시하고자 한다.

내구기준을 고려한 컨트롤 암의 최적형상을 찾기 위하여 적용한 기법은 위상최적설계, 크리깅 내삽법을 이용한 최적화 및 시행착오법 등이다. 위상최적설계는 초기설계에서 강성에 영향이 없는 부분을 제거하기 위해 적용되었다. 메타모델을 이용한 최적화 방법은 계산시간이 오래 소요되는 해석이 포함된 경우, 복곡면등이 존재하여 형상변수의 정의가 어려운 경우, 또는 최적화 진행 중에 유한요소의 왜곡이 심하거나 깨지는 경우 등의 설계문제에 적합하다.[2,3] 상용프로그램에 내장되어 있는 민감도를 이용한 고전적인 형상최적설계 방법은 위에 열거한 문제의 해결에는 한계가 있다. 단조품인 컨트롤 암의 구조설계는 위에서 열거한 메타모델의 적용 가능한 예에서 두 번째와 세 번째에 해당된다. 참고문헌 (4)에서도 정강도만을 고려하여 유사한 과정으로 최적화를 수행하였으나 고전적인 형상최적설계 기법을 적용하였으므로 중량감소를 시키는 데는 본 연구에서 제시한 방법보다는 불리하다.[2,3] 또한 참고문헌 (2), (3)에서는 제시된 최적화 형상은 내구기준을 고려하지 않았다.

본 연구에서는 먼저 관성력 하중에 의한 응력계산을 위한 네가지의 조건 중 최악하중을 선정하여 이를 고려한 최적해를 산출하고 나머지 하중조건에 대해서도 검토를 한다. 네가지 조건은 차량의 정상상태, 코너링, 제동, 그리고 과속방지턱 등의 장애물을 통과할 때의 하중이다.

유한요소해석 시 구속조건이 필요 없는 관성제거기법[10]을 이용하였다. 형상설계변수는 CAD 모델에서 정의하며 크리깅 메타모델을 구성하기 위한 표본점에서 최대응력 및 중량의 반응치를 계산한다. 즉, 중량 및 최대응력에 대한 크리깅 메타모델을 가지고 최적화를 수행하는 것이다. 다음 과정으로는 관성력 하중만을 고려한 최적화 모델을 가지고 내구기준을 만족시키도록 하는 형상을 산출하였다. 관성력 하중은 내구하중을 등가시킨 성격의 하중이다. 따라서 이들 관계를 검토하고 내구하중을 직접 고려하여 최적형상을 찾고자 한다.

본 연구에서는 관성력 하중에 의한 강도 기준과 스미스-왓슨-토퍼 지수(Smith-Watson-Topper Index)에 의한 기준을 비교, 검토하였다. 또한 이 내구 지수를 기준으로 한 최적 형상을 산출하였다.

2. 컨트롤암의 유한요소해석 및 관성력 하중을 고려한 최적설계

2.1 유한요소 해석조건 및 결과

본 연구에서는 A 업체에서 사용되고 있는 관성력 하중을 고려하였고, 이 중 가장 응력이 크게 발생하는 과속방지턱 등의 장애물을 통과할 때의 하중만을 고려하여 최적화를 수행 하였다. 개발 초기의 컨트롤암 유한요소 모델을 Fig. 1에 표시하였다.[2],[3] 화살표는 최악조건의 하중을 표시하고 A, B, C는 다른 부품과 연결되는 하드포인트이다. 관성제거해석 시 이 점들에 Fig. 1에 표시한 하중크기가 입력이 된다. 관성제거해석은 강체 운동을 하고 있는 구조를 해석할 때 쓰이는

Table 1 Material properties of Al6061M6

	Al6061M6
Yield Stress (MPa)	315
Tensile Strength (MPa)	340
Young's Modulus (MPa)	72,000
Density (kg/mm^3)	2.71×10^{-6}

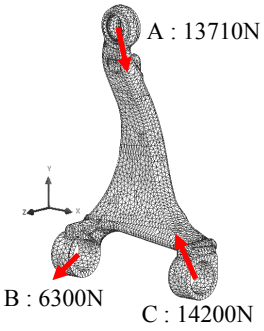

Fig. 1 FE model and loading condition

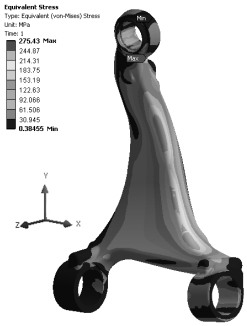

Fig. 2 Stress contour at the initial design

방법으로써, 외력이 결정되어 있으나 강체운동을 구속할 변위 경계조건이 주어지지 않은 경우이다.[10]

초기 시작모델의 최악 하중조건에 대한 강도해석 결과를 Fig. 2에 표시하였다. 이 때 재질은 기존 연구 (2), (3)에서 개발된 Al6061M6이며 재질특성을 Table 1에 표시하였다. 초기모델의 중량은 1946.9g이고, 최대응력은 최대 폰미제스 응력(von-Mises stress)으로서 275.4MPa이다. A 사의 관성력하중에 대한 강도 평가기준은 재료의 항복응력이다.

2.2 최적설계 정식화 및 절차[2,3]

관성력 하중 작용 시 컨트롤 암의 중량을 효율적으로 감소시키기 위하여 위상최적설계 및 메타모델을 이용한 형상최적설계를 순차적으로 적용하였다.[11] 위상최적화를 위한 정식화는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\text{Find} && \textit{Mass Distribution} \\ &\text{Maximize} && \textit{Stiffness} \\ &\text{Subject to} && W \le W_{original}\times\alpha\% \\ & && \alpha_i (i = 0.1, 0.2, \ldots 0.6) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 $W_{original}$은 컨트롤암의 초기중량, W는 컨트롤암의 중량을 표시한다.

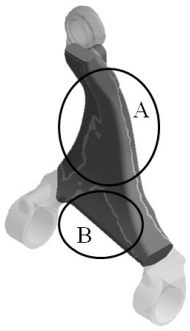

Fig. 3 Result of topology optimization ($\alpha = 0.6$)

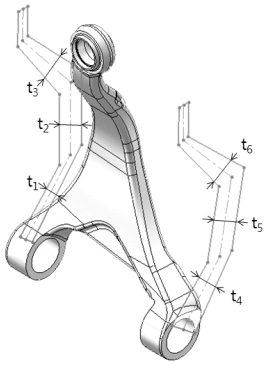

Fig. 4 Definition of design variables

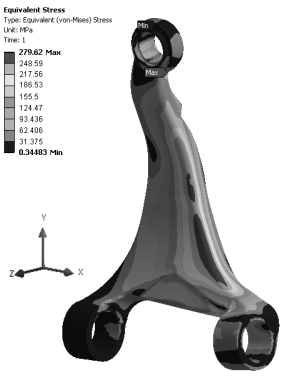

Fig. 5 Initial stress contour for shape optimization

위의 해 중에서 α=0.6에 대한 결과를 Fig. 3에 표시하였다. 위상최적화의 결과를 보면 Fig. 3의 A 부분을 형상설계 변수로 설정하고, B 부분을 제거하는 것이 경량화에 유리함을 알 수 있다. 형상설계변수는 컨트롤암의 중량을 효율적으로 줄이기 위해 두께 방향의 변수를 형상변수로 설정하였다. 그런데 Fig. 4와 같이 컨트롤 암은 왼쪽 및 오른쪽의 두께가 다르므로 두 개의 스케치면을 이용하여 두께를 생성하였다. 형상설계변수는 t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6으로 총 6개가 설정이 되었으며 이들은 독립적으로 변할 수 있고, CAD 모델이 바뀌면 유한요소모델이 자동적으로 바뀌도록 프로그래밍하였다.

메타모델 구성을 위해 표본점을 생성한 후 각 실험점에 대해 유한요소 해석을 수행해야 한다. 그런데 각각의 실험점에 따라 설계변수를 변경하면 로케이션패드 부분의 필렛부가 왜곡이 되어 찌그러져 모델이 자동적으로 생성되지 않는 경우가 발생한다. 또한 로케이션 패드의 유무에 따라 최대응력의 발생위치나 크기는 거의 변함이 없으므로 이를 고려하지 않았다.

위상최적화 결과로부터 B부분을 제거하였고, 이 모델의 관성력 하중에 대한 응력해석 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 이때의 중량은1802.8g이고 최대응력은 279.6 MPa이 발생하고 있다. 다음 단계로서, Fig. 4에서 설정한 설계변수에 의한 형상최적설계를 수행한다. 고전적인 형상최적설계방법[12),(13)]으로는 Fig. 4의 형상설계변수를 정의하기도 어렵고 최적화과정 중에 요소가 파괴될 가능성이 높다. 이를 방지하기 위하여 본 연구에서는 메타모델을 이용한 형상최적설계를 수행하였다.

컨트롤 암의 형상최적설계를 위한 정식화는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\text{Minimize} && W(t_1,t_2,t_3,t_4,t_5,t_6) \\ &\text{Subject to} && \sigma_i \le \sigma_a (i=1,...,n_e) \\ & && t_{iL} \le t_i \le t_{iU} \quad i=1,...,6 \end{aligned} \tag{2}$$

여기서 σ_i는 각 요소의 응력, W는 중량, n_e는 요소의 개수이고 σ_a는 허용응력으로 본 연구에서는 항복강도로 설정하였다. 그리고 t_L=[7.60 12.68 15.02 14.54 11.44 16.64]mm 이고 t_U=[9.50 15.85 18.87 18.17 14.30 20.80]mm 이다. 설계 변수의 하한값 및 상한값은 CAD 모델의 연속성을 고려하여 설정되었다.

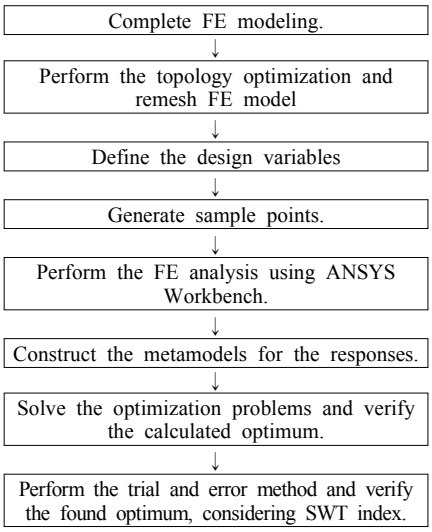

Fig. 6 Design process

식 (2)에서 요소 수만 큼 메타모델을 생성하는 것은 불가능하므로 식 (2)의 정식화에서 목적함수와 응력에 관한 제한조건함수는 식 (3)과 같이 수정하였다.

$$\begin{aligned} &\text{Minimize} && \widehat{W}(t) \\ &\text{Subject to} && \widehat{\sigma_{\max}} \le \sigma_a \end{aligned} \tag{3}$$

여기서 $\widehat{W}$, $\widehat{\sigma_{\max}}$는 각각 중량 W와 최대응력 $\sigma_{\max}$에 대한 추정치를 표시한 것이다.

본 연구에서는 이 반응치에 대한 크리깅 메타모델을 구성하여 최적해를 산출하였다.

본 연구에서 수행한 최적화설계과정을 Fig. 6에 표시하였다. 처음에 유한요소모델을 구성한 후 위상최적화를 수행한다. 이 결과로부터 강성에 둔감한 영역을 제거하고 형상설계 변수를 설정한다. 그 다음, 식 (3)을 풀기 위해 표본점을 생성한다. 본 연구에서는 최대엔트로피법[11)]을 적용하였다. 각 표본점에 대하여 유한요소해석을 수행한 후, 중량과 최대응력에 대한 크리깅메타모델을 구성하고 식 (3)을 최적화 알고리듬으로 해결한다. 마지막으로 SWT 지수를 고려하고 시행착오법에 의한 최적화를 수행한다.

3. 최적화 결과[2,3)]

Table 2 Experiment matrix using maximum entropy method

	t_1 (mm)	t_2(mm)	t_3 (mm)	t_4 (mm)	t_5 (mm)	t_6 (mm)	W (g)	$\sigma_{\max}$ (MPa)
1	8.2	13.4	18.2	14.5	12.6	19.5	1579.6	338.0
2	8.1	14.9	16.9	15.2	11.4	19.0	1574.0	349.5
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
49	7.7	15.1	18.6	15.8	12.6	19.3	1614.1	339.8
50	7.7	14.0	17.6	18.0	12.5	18.0	1586.5	350.7

Table 3 Summaries of optimum results

Design variable		t_1 (mm)	t_2(mm)	t_3 (mm)	t_4 (mm)	t_5 (mm)	t_6 (mm)	W (g)	$\sigma_{\max}$(MPa)
Initial design		9.5	15.8	18.7	18.1	14.3	20.8	1946.8	275.4
ANSYS	Kriging	8.7	15.8	17.2	15.8	14.2	17.3	1635.9	310.6
Workbench	RSM	9.2	14.6	17.5	15.2	14.2	19.8	1639.8	295.8
Kriging optimum		9.1	13.4	15.0	18.1	12.3	20.8	1598.8	315.0

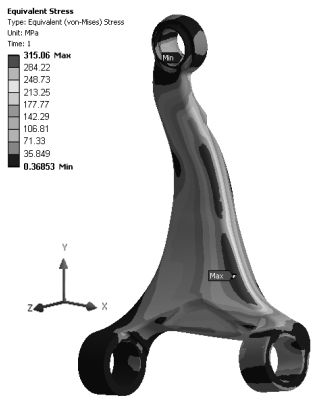

Fig. 7 Stress contour at the optimum design

본 연구에서는 식 (3)의 최적화 문제를 개발된 프로그램[2,3]과 최근에 상용소프트웨어[11]에 내장되어 있는 반응표면법과 크리깅법을 이용해서 해결하였다. 이때 표본점 생성 방법은 최대엔트로피방법을 이용하였고 표본점 수는 50으로 하였다. 각각의 실험점을 Table 2에 표시하였다. 각 행에 대하여 유한요소해석을 수행한 것이며 중량과 최대응력을 반응치로 하여 메타모델을 생성하였다. 이 때 각 실험점의 유한요소해석은 자동적으로 수행이 된다.

본 연구에서 사용한 프로그램의 결과와 상용소프트웨어[11]의 결과를 Table 3에 표시하였다. 이때 중량 및 최대응력은 추정치가 아닌 유한요소해석을 통해 산출된 값이다. 상용소프트웨어[11]에서는 메타모델이 가지는 불확실성을 보완하기 위하여 최종 3개의 후보최적점을 제시하는데 이 중 제한조건을 만족시키면서 중량이 최소가 되는 값을 기록한 것이다.

세 가지 결과 중 본 연구에서 제시한 방법이 가장 우수한 해 임을 알 수 있다. 반면에 상용소프트웨어에 의한 결과가 불리하게 나타나는 현상은 추정된 최적해 근방에서 랜덤하게 3개의 후보최적점을 추천하기 때문에 발생하는 것으로 추측된다. 즉, 본 연구에서 제시한 최적해에서는 최대응력이 허용응력과 거의 동일하게 산출되는 활성화 제한조건이다. 반면에 상용소프트웨어의 반응표면이나 크리깅 방법에서 산출된 최적해에서의 최대응력은 허용응력과 차이를 보이고 있다. 이는 중량을 더욱 감소시킬 수 있는 여지가 있음을 보여준다.

Table 4 Maximum Von-Mises stress with respect to loading condition

Stress	Load cases (MPa)			
	1st	2nd	3rd	4th
σ_{max}	97.6	56.4	244.9	315.1

최적해에서 유한요소해석을 수행한 결과를 예측된 최대응력과 비교해보면 0.02%의 오차를 보이고 있다. 또한 비선형성이 크지 않은 컨트롤 암의 중량의 추정치는 실제 중량값과 거의 오차가 없었다. 따라서 엑셀기반 크리깅 프로그램을 이용해 구성한 크리깅 모델은 비교적 정확하다고 평가 할 수 있다. 최종 산출된 최적해에서의 최악 하중조건에 대한 컨트롤 암의 정강도 해석결과를 Fig. 7에 나타내었다.

산출된 최적형상에 대하여 최악조건이 아닌 나머지 3 개의 하중조건에 대해서도 관성력하중에 의한 정강도 해석을 수행하였으며 이를 Table 4에 표시하였다. 최적형상에서도 최악조건에서 가장 큰 응력이 발생하였으며 나머지 3 개의 하중조건에서도 강도기준을 만족시키고 있다.

4. 컨트롤 암의 내구 성능 평가

4.1 내구 해석

일반적으로 내구해석은 동적 내구해석과 준정적 내구해석으로 나뉜다. 준정적 내구해석은 내구해석 시 널리 사용되는 방법으로 등가 하중을 사용하여 정적 구조 해석을 한 후 일정 진폭의 하중 이력을 적용하여 피로수명을 예측하는 방법이다.[5] 본 연구에서는 컨트롤 암의 내구 성능을 평가하기 위해 업체에서 보유하고 있는 등가하중 및 하중 이력을 이용하였다.

피로수명 예측하기 위해 변형률-수명법을 사용하였다. 다음 방법은 소성영역의 영향을 고려한 내구해석을 수행하기 위함이다. 하지만 정적 구조 해석은 선형 탄성구간에서 수행하였기 때문에 소성영역을 고려하지 못하는 한계가 있다. 따라서 선형 탄성구간의 구조해석의 결과로부터 소성영역을 고려한 결과로 보정하기위해 MSC. Fatigue에서 지원하는 방법 중 Neuber Rule을 선택하였다. 평균응력효

Fig. 8 Fatigue analysis results for three loading conditions

Table 5 Specifications for durability assessment

loading con.	Static analysis	Load time histories		Assessment (Cycle)
		Amplitude and Signal		
1st	case1	-1~1	constant or sine	C_1
	case2	-1~1	constant or sine	
2nd	case1	-1~1	constant or sine	C_2
	case3	-1~1	constant or sine	
3rd	case4	-1~1	constant or sine	C_3

Table 6 Analysis results using trial and error method

		Opt.	95%	90%	85%	81%
Life (Cycle)	1st	1×10^{20}	1×10^{20}	1×10^{20}	4.23×10^{7}	1.13×10^{6}
	2nd	1×10^{20}	1×10^{20}	1×10^{20}	4.23×10^{7}	4.24×10^{6}
	3rd	1×10^{20}	1×10^{20}	1×10^{20}	4.94×10^{7}	2.68×10^{6}
Index of Fatigue Durability	1st	7.56	7.56	7.56	1.31	1.05
	2nd	7.41	7.41	7.41	1.29	1.12
	3rd	7.56	7.56	7.56	1.33	1.11
Static Analysis result(MPa)		315	344	379	429	525
Safety Factor		1	0.916	0.831	0.734	0.6
Weight(g)		1598.8	1543.4	1487.9	1432.4	1386.8

과를 고려하기 위해 SWT(Smith-Watson-Topper)방법을 적용하였다. 선형 해석 시 하중 및 경계조건은 앞 절에서 언급한 정강도 해석 절차와 동일하다.

4.2 내구성 지수 평가

SWT (Smith-Watson-Topper) 지수는 구조물의 내구수명과 물성데이터를 이용하여 수치로 표기하는 내구성 지수이다. 본 컨트롤 암의 평가는 A 업체가 보유한 등가하중 및 이에 대한 기준을 적용하였다. 다음은 SWT 지수를 구하기 위한 식이다.

$$SWT(=\sigma_{\max}\frac{\Delta\sigma}{2}) \equiv (\sigma'_f)^2(2N_f)^{2b} + E\sigma'_f\epsilon'_f(2N_f)^{b+c} \quad (13)$$

$$\text{Index of fatigue durability} = \left(\frac{(SWT)_{target}}{(SWT)_{analysis}}\right)^{0.5} \quad (14)$$

여기서 N_f는 내구 수명이고, 나머지 값은 재료의 ε-N물성 데이터이다. 그리고 $(SWT)_{target}$은 목표 내구 수명의 SWT 지수이고, $(SWT)_{analysis}$는 해석을 통한 내구 수명의 SWT 지수를 나타낸다. 식(13)의 N_f에 목표 내구 수명과 해석을 통한 내구 수명을 대입하여 SWT 지수를 구한다. 그리고 이 값을 식 (14)에 대입하여 이 값이 1.0 이상이면 제품의 내구 수명이 목표 내구 수명보다 높은 값을 가지는 것을 의미한다.

4.3 시행착오법을 이용한 내구 성능 평가

관성력하중을 고려하여 산출된 최적화 모델을 기초로 내구성능을 평가하였다. A 업체에서 내구성능의 기준으로 사용하는 3가지 하중조건을 통해 평가 하였다. 각 하중조건 별 4 개의 준정적 해석용 하중의 조합과 하중이력 및 평가 기준 사이클을 Table 5에 표시하였다. 여기서 C_1, C_2, C_3는 내구 수명에 대한 기준을 표시한 것이다. 관성력 하중을 고려한 최적화 모델의 내구 수명은 10^{20}Cycle이 산출되었다. 이는 무한 수명에 가깝고, 컨트롤암의 중량을 더욱 줄일 수 있는 결과이다. 따라서 관성력 하중을 고려한 최적화 모델은 내구기준을 상회하는 것으로 보다 경량화를 시킬 수 있는 여지가 있다.

본 연구에서는 관성력하중을 고려한 최적화 모델을 기초로, 시행착오법에 의한 모델을 구성하여 SWT 지수를 1.0에 근접하도록 하였다. 즉, 경량화를 위하여, 컨트롤암의 가공성능을 고려하여 일부 형상을 제거하였다. 관성력하중은 실제

자동차가 받을 수 있는 하중보다 과도한 하중이 입력된다. 보다 적극적인 경량화 설계를 위해서는 내구기준을 적용하여 경량화를 수행하는 것이 바람직하다. 내구해석을 위한 초기모델을 정강도 최적화 모델로 하고, 변수를 감소시켜 내구해석 최적화 모델을 선택한다. Table 6은 시행착오법을 이용한 내구해석 모델과 해석 결과를 나타내었고, Fig. 8은 SWT 지수를 기준으로 최적화 된 모델의 MSC. Fatigue 해석결과를 나타내었다.

5. 결 론

(1) 본 연구에서는 단조품의 컨트롤 암 형상최적설계를 위한 일련의 절차를 제시하였으며 관성력 하중만을 고려한 최적해에 비교하여 약 13.3%의 중량감소를 이룰 수 있었다.

(2) 관성력 하중을 고려해 최적화 한 모델을 준정적 내구해석을 수행하였고, 이를 시행착오법과 내구성 지수를 이용하여 내구 성능을 만족하는 최적화 모델을 찾을 수 있었다.

(3) 본 연구는 시뮬레이션만을 고려하여 최적해를 산출한 것으로써, 보다 실질적인 최적해의 산출을 위해서는 피로시험을 통한 검증이 요구된다.

후 기

본 연구는 한국 산업 기술 평가원의 지역전략기획기술개발사업으로 수행된 연구결과임.

참고문헌

(1) Lee, K. H. and Kang, D. H., 2007, “Structural Optimization of an Automotive Door Using the Kriging Interpolation Method,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 221, No. 12, pp. 1524~1534.

(2) Song, B. C., Park, Y. C., Kang, S. W. and Lee, K. H., 2009, "Structural Optimization Of An Upper Control Arm, Considering the Strength," *Proceedings IMechE Part D : Journal of Automobile Engineering* Vol. 223, pp. 727~735.

(3) Song, B. S., Park, H. S., Kwon, Y. M., Kim, S. H., Park, Y. C. and Lee, K. H., 2009, " Structural Design of an Upper Control Arm, Considering Static Strength," *Transaction of KSAE*, Vol. 17, No. 1, pp.190~196.

(4) Lee, D. C. and Lee, J. I., 2003, "Structural Optimization Concept for the Design of an Aluminium Control Arm," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 217, No. 8, pp.647~656.

(5) Kim, M. S., Lee, C. W., Son, S. H., Lim, H. J. and Heo, S. J., 2003, "Shape Optimization for Improving Fatigue Life of a Lower Control Arm Using the Experimental Design," *Transactions of KSAE*, Vol. 11, No. 3, pp. 161~166.

(6) Kim, Y.S., Son, H. S., Park, J. Y., Choi, S. G. and Yang, S. H., 2006, "Finite Element Analysis to Design and Optimized Forming Conditions for Lower Control Arm," *Metallurgical and Materials Transactions A*, Vol. 37A, pp. 2539~2547.

(7) Ahn, P. S., Baeck, S. M., Lee, H. D., Kim, D. U. and Kim, W. J., 2006, "Development of Aluminum Automotive Control Arm Using Squeeze Casting Process," *Proc. JSAE Annual Congress*, Vol. 18-06, pp. 9~12.

(8) Sacks, J., Welch, W. J., Mitchell, T. J. and Wynn, H. P., 1989, “Design and Analysis of Computer Experiments,” *Statistical Science*, Vol. 4, No. 4, pp. 409~435.

(9) Guinta, A. and Watson., L., 1998, “A Comparison of Approximation Modeling Techniques: Polynomial versus Interpolating Models,” *Proceedings of the 7th AIAA/USAF/NASA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, St. Louis, Mo, AIAA*, Vol. 2, pp. 392~440.

(10) Bessert, N. and Frederich, O., 2005, “Nonlinear Airship Aeroelasticity,” *Journal of Fluids and*

Structures, Vol. 21, No. 8, pp. 731~742.

(11) DNDE, 2006, *ANSYS WORKBENCH-Simulation Introduction Release 10.0*, Busan, Korea.

(12) MSC Software Corporation, 2004, *MSC.NASTRAN 2004 Design Sensitivity and Optimization User's Guide*, Santa Ana, California.

(13) VR & D, Inc., 2000, *GENESIS Version 6.0 User's Manual*, Colorado Springs, Colorado.