Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 11, No. 3, pp.138-144 (2003)

직교배열표와 유한요소해석을 이용한 너클의 형상최적설계

박 영 철[*1] · 이 권 희[1] · 이 동 화[2] · 이 강 영[2]

동아대학교 기계공학과[1] · 동아대학교 기계공학과 대학원[2]

Shape Optimization Design of the Knuckle using the Orthogonal Array and the Finite Element Analysis

Youngchul Park[*1] · Kwonhee Lee[1] · Donghwa Lee[2] · Kangyoung Lee[2]

[1]*Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, Busan 604-714, Korea*

[2]*Department of Mechanical Engineering Graduate School, Dong-A University, Busan 604-714, Korea*

(Received 26 December 2001 / Accepted 28 February 2003)

Abstract : Recently, the weight reduction of vehicle influences its environment problems and performances. It is a trend that a lot of parts have been currently changed to an aluminum alloy from steel materials. In this study, the shape optimization using an orthogonal array is performed to determine the design of the knuckle which is a part of suspension system. With the material of the weight reduction was achieved by satisfying the constraints of a strength requirement. The orthogonal array of L_{18} is introduced to find the optimum design variables that considers the shape of the knuckle. The characteristic function composed of the objective and the construct is defined to the feasibility. Comparing to the weight of the initial design with steel materials that of optimum design with aluminum alloy material is reduced by 60 %.

Key words : Orthogonal array(직교배열표), Characteristic function(특성함수), Analysis of means(평균분석), Knuckle(너클)

1. 서 론

최근 자동차 보유대수가 급격하게 증가함으로써 자동차는 고능화, 고안전화 및 쾌적성을 추구하고 있다. 각종 부품은 소형화 및 경량화 되는 추세이며, 경량 자동차는 성능을 향상시키기 위하여 개발되고 있다. 그리고 오늘날의 자동차는 자동차의 경량화를 통화여 성능개선과 함께 공해방지 및 에너지 자원의 절약을 추구하고 있다.[1,2]

기존의 자동차 부품소재로 많이 사용되어온 철강재료는 강도가 높고 성형성이 양호하고 가격도 저렴하여 자동차용 재료로 가장 많이 사용되고 있는 재료이다. 그러나 자동차 재료의 사용추이를 보면 1, 2차 오일 쇼크를 겪으면서 경량화 필요성이 증대되었고, 철강재료는 부분적으로 알루미늄이나 플라스틱 재료로 대체되면서 점차적으로 사용량이 줄어들고 있는 추세이다. 즉 철강재료는 점진적으로 감소추세에 있는 반면 알루미늄 및 플라스틱과 같은 경량재료는 점차 증가추세에 있고 경량화에 의해 전체 차량무게도 감소 추세에 있다. 지금까지 발표된 연구결과들을 보면 자동차 부품중 많은 부분이 경량재료인 알루미늄으로 대체가 가능함을 알 수 있다.[3,4]

외국의 자동차 업계에서는 새시계의 모듈화 및

*To whom correspondence should be addressed.
parkyc67@mail.donga.ac.kr

경량화를 동시에 추진하면서 서브프레임, 각종 암류, 너클, 캘리퍼 등을 알루미늄 재료로 대체하여 경량화와 승차감 향상, 진동소음 저감 등을 동시에 달성하고 있다. 국내의 자동차 업계에서도 구동부품과 차체부품의 알루미늄화 개발을 추진하여 상당부분 성과를 거두고 있다. 국내의 자동차의 차체부품에 쓰이는 팬더(Fender), 자동차 문, 트렁크 등의 부품에 대해서 경량재인 알루미늄으로의 대체가 연구개발중이다.[5] 이러한 자동차의 세계적인 흐름에 따라 차체뿐만 아니라 섀시에서도 경량화가 필요로 하게되었다. 차량 현가장치의 중량감소를 위하여 현재 사용되어지는 철강재료에서 알루미늄재료로 대체하는 과정에서 발생하는 구조적 문제점을 해결하기 위하여 최적설계 기법을 적용하였다.

최근의 최적설계는 통계학적 방법을 이용한 실험계획법의 직교배열표와 CAE 시뮬레이션을 연계하여 설계공정을 단축시키고 설계의 고도화를 도입하기 위한 최적설계의 개념이 도입되고 있는 추세이다.[6,7]

따라서, 경량화에 가장 중심이 되는 중량과 같은 한가지의 사항만을 최소화하는 일반적인 최적설계 문제에서는 다른 설계 변수들과의 복합적인 관계를 평가하기 어렵고, 결과적으로 최적인 설계를 보증할 수 없게 되므로 최적화 문제에서는 설계변수의 변화에 따른 목적함수와 제약조건의 변화정도를 표현하는 수학적 모델을 필요로 한다. 그러나 실제 시스템에 있어서 제한 조건들과 목적함수를 정확히 수학적으로 기술하는 것이 매우 어려운 작업이며, 표현방식이 가지고 있는 한계성으로 인해 부정확성의 문제가 발생한다. 이로 인해 최근에는 시스템의 평가 특성치 함수를 수식적으로 구하기 어려운 경우에 통계적 방법을 이용하는 실험계획법을 이용한 방법이 사용되고 있는 추세이다.[8-10]

본 연구에서 연구대상으로 하고 있는 너클(knuckle)은 차의 바퀴에 연결되어 암(arm)과 쇽업소바(shock absorber) 등과 함께 자동차 현가장치를 구성하고 있다. 너클에 작용하는 하중은 도로주행시 일정하지 않은 도로조건과 외적요인으로 인한 랜덤하중과 구조적 요인인 다축하중이 발생한다. 이러한 하중조건하에서 너클의 재료가 철강재료에서 알루미늄재료로 대체된 경우 경량화에 맞추어 중량의 만족도는 좋아지는 반면 강도저하에 따른 안전성 문제가 발생한다.

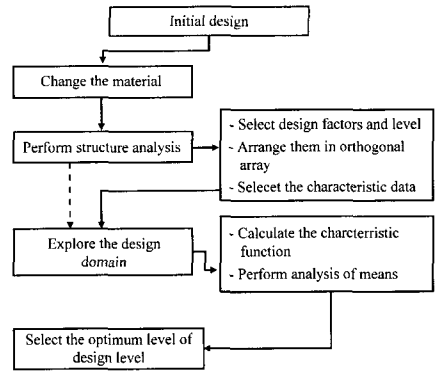

Fig. 1 Process of application design optimization

Fig. 1은 본 연구에서 제안하는 진행과정을 나타낸 것으로 너클에 대한 구조해석과 실험계획법의 일종인 직교배열표를 이용하여 최적화를 실시하였다. 그러나 직교배열표는 최적설계에서 정의되는 제한조건함수를 고려할 수 없으므로 특성함수(characteristic function)[11,12]를 사용하였다. 이 특성함수는 다중목적함수를 하나의 새로운 특성치로 정의하여 새로운 특성치에 대한 평균분석(analysis of means)을 통하여 정량적으로 평가하였다.

2. 너클의 구조해석

Fig. 2는 자동차 현가장치(suspension)를 구성하는 부품들을 나타낸 것으로써, 컨트롤 암, 너클, 캘리퍼 등으로 구성되어 있으며 본 연구에서는 너클을 대

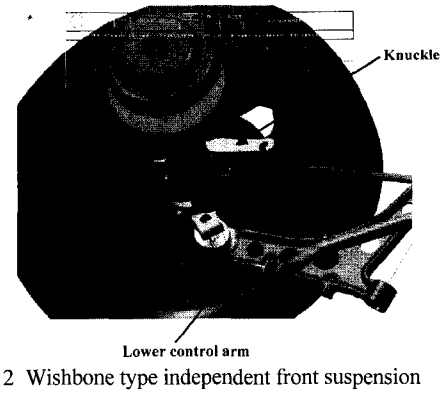

Fig. 2 Wishbone type independent front suspension

상으로 구조해석을 실시하였다. 구조해석은 범용 유한 요소해석프로그램인 ANSYS Ver 5.7을 이용하였다. 유한요소해석을 위해 Fig. 3과 같이 요소는 3차원 10절점 요소를 사용하였으며, 절점수는 159,937개이고, 요소수는 111,200개이다. 하중조건은 차량 주행시 휠(wheel)측에 발생하는 4 방향의 하중을 너클에 적용되는 하중으로 변환하여 적용하였으며, Table 1은 6개의 하중조건 중에서 하중의 크기가 가장 가혹한 조건인 6G Bumping[13]의 경우에 대하여 나타내었다.

구속조건은 Fig. 3과 같이 각 체결부의 모든 자유도에 대하여 구속하였고, 체결시 접촉되는 볼트부의 표면 또한 구속하였다. 중심 구멍에는 중심부에 절점을 만들어 홀 표면의 절점과 보요소로 연결하여 Z방향의 회전자유도를 제외한 나머지 자유도에 대하여 모두 구속하였다. 사용되어진 재료는 알루미늄합금소재로서 탄성계수는 68 GPa, 프와송비는 0.33, 밀도는 2.68×10^{-6} Kg/m^{3}을 적용하였다.

본 연구에서 항복강도 220 MPa을 기준으로 하여 안전율1.3을 적용하여 169.3 MPa을 목표로 하고 있

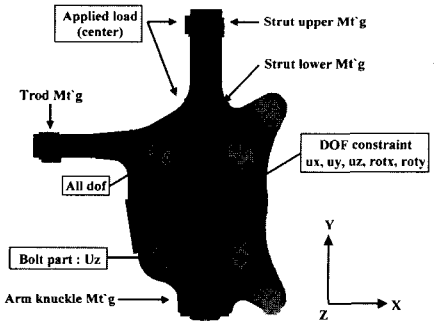

Fig. 3 FE model and boundary condition

Table 1 Load condition of knuckle

Load case / Direction	6G bumping		
Lwr arm knuc Mt'g (N)	Fx	Fy	Fz
	2730.28	2615	10770.2
Strut lower Mt'g (N)	Fx	Fy	Fz
	-4845.12	0	-12926
Strut upper Mt'g (N)	Fx	Fy	Fz
	7924.3	-36632.4	12720.4
Trod Mt'g (N)	Fx	Fy	Fz
	-348.88	-541	2175.58

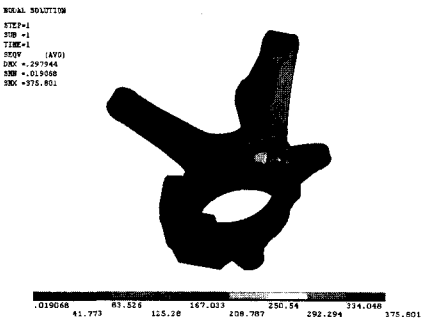

Fig. 4 The result of load case 6G bumping

으며, 중량의 경우는 현재 사용되고 있는 너클의 중량이 4.4 Kg으로 2.0 Kg을 목표로 설정하였다.

Fig. 4는 현재 사용되고 있는 형상으로써 재료물성치만을 바꾼 알루미늄합금재질의 너클이며, 6가지의 하중 조건중에서 가장 가혹한 조건인 6G Bumping에서의 해석결과를 나타낸 것으로 최대응력은 Strut Lower 마운팅의 하부에서 376 MPa이 나타난다. 이는 기준항복강도보다 높게 발생하였으므로, 이러한 부분에 대한 보강이 필요함을 알 수 있다.

3. 특성함수를 이용한 제한조건의 문제

3.1 특성함수

직교배열표에 의한 행렬실험으로부터 얻어지는 목적함수의 결과는 최적설계에 취급되어지는 제한조건을 포함하지 않고 있다.[11] 이를 너클의 최적설계문제로 정식화시키면 식 (1)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} &Minimize\ W \\ &Subject\ to\ \sigma \le \sigma_{ys} \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 W는 너클의 중량을, σ는 직교배열표의 실험에서 얻어지는 응력의 특성치이고, σ_{ys}는 응력에 대한 한계를 나타낸다. 특성함수는 직교배열표의 각 실험에서 제한조건의 가용성(feasibility)이 포함될 수 있도록 한다.

먼저 식 (2)와 같이 제한조건함수의 유용성을 처리할 수 있는 벌칙함수 $P(x)$를 정의한다. 벌칙함수는 직교배열표의 실험결과에 의한 특성치와 제한조건의 위배량에 따라 계산된다.

$$P(x) = k \cdot \sum_{j=1}^{Ncp} Max[0, g_j] \tag{2}$$

여기서 g_j는 제한조건함수를 나타내고, k는 벌칙계수를, Nieq는 부등식조건의 개수를 나타낸다. 벌칙계수 k는 목적함수 및 벌칙함수의 기여도를 조절하는 역할을 한다. 식 (2)에서 모두 제한조건을 만족시킬 경우 벌칙함수는 영의 값을 갖게 되고 제한조건을 위배할 경우 위배량인 $k \times g_j$만큼의 값을 갖게 된다. 벌칙계수에 따라 설정된 제한조건을 모두 만족 할 경우도 있지만 이러한 결과는 특성함수에서 목적함수의 영향을 무시하는 결과를 얻을 수 있기 때문에 원래 목적함수에 비해 벌칙항이 한차원 낮도록 값을 부여하였다. 이로써 특성함수(Ψ_{new})는 다음과 같이 정의된다.

$$\Psi_{new} = \frac{W}{W_o} + k \cdot \sum_{j=1}^{Nieq} Max\left[0, \frac{\sigma_j}{\sigma_{ys}} - 1\right] \quad (3)$$

여기서 W_o는 초기중량을 나타낸다.

3.2 평균분석

다양한 설계변수와 복잡한 과정을 통한 실험으로 자료를 수집한 경우 어떠한 방법으로 데이터를 분석할 것인가를 결정해야 하므로 본 연구에서는 특성치에 대한 결과를 쉽고 간단히 구할 수 있는 평균분석을 이용하였다. 평균분석은 전체평균으로부터 설계변수 수준에 의한 결과의 편차로 정의되는 설계변수 수준의 효과를 추정할 수 있으며, 설계변수의 최적 수준의 결정에 사용할 수 있다.

따라서 직교배열표에 의한 다중목적함수에 대한 특성치를 계산하며, 이 특성치를 이용하여 각 설계변수의 수준의 효과를 평균분석을 통하여 설계변수의 주효과를 구할 수 있다.

4. 직교배열표를 이용한 너클의 최적설계

4.1 설계변수의 설정

기존에 사용되고 있는 너클은 재질을 알루미늄으로 바꿨을 경우 앞서 해석한 결과에서 기준항복강도를 만족시키지 않고 있다. 가장 가혹한 조건인 6G Bumping에서 응력조건을 평가한 후, 다른 하중조건에 대하여 검토한다.

6G Bumping 하중조건에서 Strut Upper에 가하여진 Y방향과 Z방향의 크기가 가장 크며 Strut Upper에서 (X,—Y)방향으로 가장 큰 변위가 발생하였다. 이러한 방향의 하중조건에 대해 강건해 질 수 있도록 Fig. 5와 같이 설계변수를 선택하였으며, 교호작용 문제는 선행연구 결과인 참고문헌[13]을 고려하여 직교배열표를 선택하였다. Table 2는 각 설계변수의 수준을 나타낸 것이며 $L_{18}(2^1 \times 3^7)$의 혼합직교배열표에 대입하여 구조해석을 수행하였다.

4.2 직교배열표에 의한 구조해석

Table 3은 혼합직교배열표를 이용한 구조해석 결과를 나타낸 것으로 설계변수의 각 수준수의 배치에 따른 특성치인 중량과 응력을 나타내고 있다.

실험에 의한 직교배열표의 해석결과는 중량에서는 모두 목표중량을 만족하고 있지만, 응력의 경우 4, 5, 9, 10, 13, 15, 17번째의 실험은 기준 허용강도를 만족하고 있으나, 나머지 실험결과에서는 허용강도 이상의 응력이 나타남을 알 수 있다. 대부분 응력이 높은 경우에 중량은 낮아지는데 직교배열표상에서는 평가할 수 없으므로 두 개의 목적함수를 만족시키기 위하여 제한조건문제를 위한 특성함수를 도입하였다.

제한조건이 있는 문제에서의 직교배열표의 사용

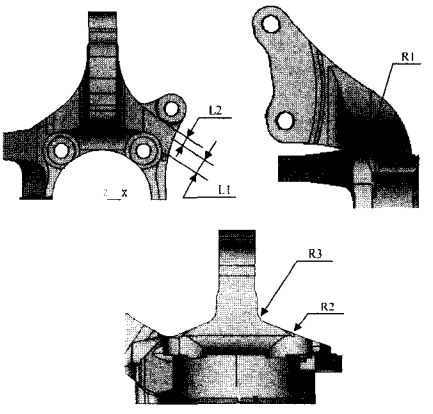

Fig. 5 Design factor

Table 2 Design factor and levelsmd

Factor. / Level	L1 (mm)	L2 (mm)	R1 (mm)	R2 (mm)	R3 (mm)
1	10	6	20	150	12
2	15	5	16	250	10
3	20	4	12	350	8

Table 3 Analysis result according to orthogonal array $L_{18}(2^1 \times 3^7)$

Exp	e	L1	L2	R1	R2	R3	e	e	Stress (MPa)	Weight (g)
1	1	1	1	1	1	1	1	1	172.4	1789
2	1	1	2	2	2	2	2	2	170.2	1777
3	1	1	3	3	3	3	3	3	183.3	1772
4	1	2	1	1	2	2	3	3	164.8	1785
5	1	2	2	2	3	3	1	1	168.3	1783
6	1	2	3	3	1	1	2	2	189.4	1759
7	1	3	1	2	1	3	2	3	186.2	1760
8	1	3	2	3	2	1	3	1	175.7	1776
9	1	3	3	1	3	2	1	2	167.1	1777
10	2	1	1	3	3	2	2	1	168.3	1788
11	2	1	2	1	1	3	3	2	177.3	1769
12	2	1	3	2	2	1	1	3	173.1	1769
13	2	2	1	2	3	1	3	2	166.3	1791
14	2	2	2	3	1	2	1	3	180.2	1768
15	2	2	3	1	2	3	2	1	166.3	1770
16	2	3	1	3	2	3	1	2	174.6	1783
17	2	3	2	1	3	1	2	3	165.8	1787
18	2	3	3	2	1	2	3	1	184.2	1761

은 제한조건이 없는 문제와 동일하게 직교배열표에 의한 해석법이 사용되지만, 제한조건의 유용성이 포함될 수 있도록 평가추정식의 작성이 요구된다. 따라서 설계문제에 대하여 목적함수와 제약조건의 변화정도를 표현할 수 있는 본 연구에서 제안하는 특성함수를 필요로 하게된다.

Table 4는 전절의 응력과 중량에 대한 실험결과를 바탕으로 설계변수에 대한 수준을 대응시켜 제한조건의 문제를 고려하기 위한 특성함수로써 나타낸 것이다. 중량과 응력의 특성치와 특성함수를 이용하여 평가특성치에 대한 제한조건을 고려한 설계변수의 최적수준을 결정하였다.

직교배열표에 의해 구해진 특성치가 설계변수의 수준수에 대한 실험치의 영향을 파악하기 위하여 평균분석을 수행하였다. 그리고 특성치에 대한 최적수준은 각 인자의 수준별 평균값이 최소가 되는 각 설계변수의 조합으로 구하였다. 특성치에 대한 평균분석의 결과를 Table 5에 나타내었으며, 이는 각 설계변수의 수준에 따른 효과를 나타내고 있다. 예를 들어 설계변수 L1의 1수준효과는 실험번호 1, 2, 3, 10, 11, 12에 해당되는 특성치의 전체평균으로부터 그 설계변수 수준에 의한 결과의 편차로 평가된다.[14]

Table 4 Characteristic function of the results

Characteristic function			
No. 1	1.145	No. 10	1.117
No. 2	1.118	No. 11	1.175
No. 3	1.230	No. 12	1.139
No. 4	1.115	No. 13	1.119
No. 5	1.113	No. 14	1.200
No. 6	1.277	No. 15	1.105
No. 7	1.249	No. 16	1.160
No. 8	1.166	No. 17	1.116
No. 9	1.110	No. 18	1.231

Table 5 Factors affecting the characteristic function

Factor	Effect		
	1	2	3
L1	1.1540	1.1549	1.1791
L2	1.1506	1.1480	1.1821
R1	1.1277	1.1614	1.1916
R2	1.2129	1.1338	1.1341
R3	1.1601	1.1485	1.1722

Fig. 6은 각 설계변수에 대해서 수준수의 영향도를 나타낸 것으로서 각 설계변수의 편차를 파악할 수 있다. 평균분석 결과에서 기여율이 큰 설계변수는 편차가 크게 나타나는 R1과 R2임을 알 수 있으며 각 인자별 수준수의 효과를 비교하여 최적수준을 조합하면 L1(1수준), L2(2수준), R1(1수준), R2(2수준), R3(2수준)가 된다.

최적해의 조합으로서 앞서 해석된 동일 조건하에서 구조해석을 실시하여 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 8은 직교배열표에서 응력의 기준치를 만족하면서 중량이 가장 낮은 경우의 해석결과이다. 이상과 같이 초기형상, 평균분석 및 직교배열표에 의한 각각의 해석결과를 Table 6에 정리하였다. 초

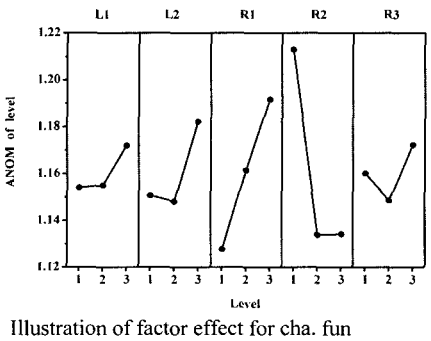

Fig. 6 Illustration of factor effect for cha. fun

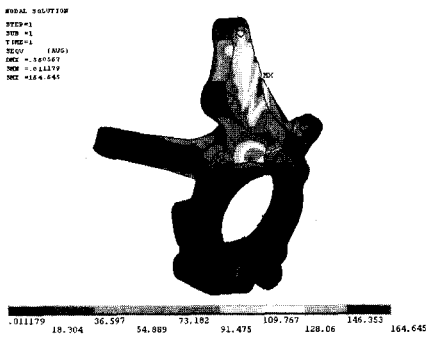

Fig. 7 Optimal result of characteristic function

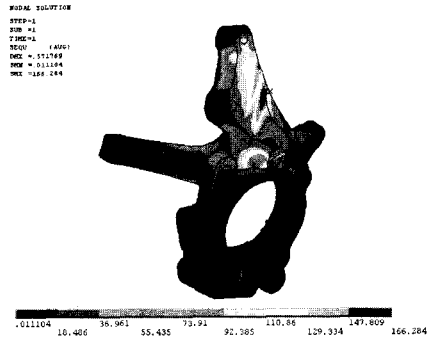

Fig. 8 The result of orthogonal array

Table 6 Result of analysis

	Aluminum alloy knuckle		
	Initial case	ANOM result	Orthogonal array result
Weight (g)	1601.4	1778.2	1770
Stress (MPa)	375.8	164.6	166.3

기형상은 응력이 소재의 항복강도를 넘어서고 있으며, 특성함수에 의한 최적해는 직교배열표상에 존재하는 경우의 최적값보다 응력은 작게 나왔으나, 중량이 높게 나타남을 알 수 있다. 이러한 결과는 L18의 직교배열표에서 11회의 실험이 제한조건을 위배하는 경우이고 이것의 영향이라 판단된다.

직교배열표상의 조합에 의한 경우와 평균분석으로 구한 최적해를 비교하여 직교배열표상의 조합에 의한 해가 더 우수하다면 그 결과를 최적해로 결정한다.[12]

이와 같은 경우에 응력은 두 경우에 모두 만족되는 결과를 얻었으므로 보다 가벼운 중량이 나온 직교배열표상에 나타나는 각 인자의 수준수를 최적해로 보는 것이 타당하다. 그러나 제한조건이 있는 문제일 경우 직교배열표만으로는 평가할 수 없는 한계점을 특성함수를 이용함으로써 설계변수의 민감도를 높이고자 하였으나 특성함수를 이용함에 있어 직교배열표상의 응력의 결과중 제안조건을 만족하는 실험수는 40 %미만이다. 이러한 오차를 줄이기 위해서는 각 인자에 대한 수준수의 간격을 좁혀 제한조건을 만족하는 결과를 높일 경우 더욱 좋은 최적해의 결과를 얻을 수 있다고 판단된다.

최근의 자동차의 부품들이 경량화로 바뀌어 가는 추세에서 이러한 설계과정을 도입하면 기존의 제품을 보다 정량적인 평가를 통하여 설계개발 기간을 개선 및 단축할 수 있을 것으로 보인다.

5. 결 론

본 연구에서는 직교배열표와 유한요소해석을 이용하여 실제 현장에서 사용할 수 있는 최적설계 방법을 제안하였으며, 그 결과를 너클에 적용한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 기존 개발된 제품의 재질 변경에 따른 구조해석과 직교배열표를 조합한 결과에 대한 목적함수와 설계변수 사이의 상관관계를 특성함수를 이용함으로써, 2가지 이상의 목적함수에 대해 설계변수의 변화에 따른 설계변경의 효과를 평가할 수 있었다.

2) 자동차 현가장치인 너클의 경량화를 위하여 철강재료에서 알루미늄합금 재료로 바꾸고, 최적설계를 실시한 결과 구조적 안전성을 유지하면서 중량은 60 % 감량한 결과를 도출할 수 있었다.

3) 특성함수에 의한 결과가 직교배열표의 결과보다 응력은 낮게 나타났지만 중량의 결과는 높게 나타났다. 이는 제한조건을 위배하는 경우가 많은 결과로 판단되어진다.

후 기

본 연구는 산업자원부에서 시행하고 경상남도에서 추진하는 중기거점 지역특화사업(과제명: 자동차 조향·현가 Module의 고강도 경량화 제조기술 개발)에 의하여 연구가 수행되었습니다. 연구에 많

은 도움을 주신 (주)센트랄 및 관계자 분들께 감사 드립니다.

References

1) S. I. Song, K. J. Bae, K. H. Lee, G. G Park, "Lightweight Design for Automotive Door Using Optimizations and Design of Experiments," Transactions of the KSAE, Vol.10, No.1, pp.125-132, 2002.
2) Y. H. Chung, "Aluminum Alloy Products for Automobile Use," Journal of KSAE, Vol.18, No.5, pp.38-52, 1996.
3) S. Ujihara, S. Kamahori, S. Horie, Sci & Eng. of Light Metals, "The Proceeding of International Conference on Recent Advances in Sci & Eng of Light Metals," ed by K. Hirano, H. Oikawa and K. Ikeda, Published by Als, Tokyo Japan, pp. 1171-1178, 1991.
4) G. Lucas, "Advanced Materials & Processes," Vol.149, No.5, pp.29-30, 1996.
5) W. S. Cho, "Development of Components in the Next Generation Vehicles," Proceedings of the Automotive Parts Technology Innovation Center Workshop 2002, 7th, pp.7-13, 2002.
6) M. Fermer, H. Svensson, "Industrial Experiences of FE-based Fatigue Life Predictions of Welded Automotive Structures," Fatigue Fract Engng Mater Struct 24, pp.489-500, 2001.
7) W. Stadler, "Multicriteria Optimization in Mechanics," Com. Methods in App. Mech. and Eng., Vol.37, pp.217-286, 1984.
8) W. Chen, J. K. Allen, K. L. Tsui, F. Mistree, "A Procedure for Robust Design Minimizing Variations Caused by Noise Factors and Control Factors," Journal of Mechanical Design, Vol. 118, pp.478-485, 1996.
9) S. Nagagili, T. Hisada, "An Introductin of Stochastic Finite Element Method," Baepungkwan press.
10) Yu. Qiang, Y. Hideoki, Y. Takeshi, S. Masaki, M. Keiichi, "Multi Objective Optimization of Reinforced Members for Crash Safety Design of Automobiles," JSME, A, Vol.66, No.641, pp.1-6, 2000.
11) K. H. Lee, G. J. Park, "Robust Optimization in Discrete Design Space for Constrained Problems", Transaction of the KSME, A, Vol.22, No.5, pp.728-737, 1998.
12) J. W. Yi, J. S. Park, K. J. Park, K. H. Lee , "Development of an Optimization Algorithm Using Orthogonal Arrays in Discrete Design Space," Transaction of the KSME, A, Vol.25, No.10, pp.1621-1626, 2001.
13) Y. C. Park, N. S. Park, D. H. Lee, D. S. Park, "A Study on Robust Design Application of the Lower Control Arm of the Vehicle Suspension," 11th Korea ANSYS User's Conference, 2001.
14) M. S. Phadke, Quality Engineering Using Robust Design, Prentice Hall, 1989.