

< 논문 >

설계공간 조정과 세분화를 이용한 너클의 위상 최적설계

장인권[†] · 유용균* · 곽병만**

(2006년 2월 10일 접수, 2006년 3월 6일 심사완료)

Topology Optimization for a Knuckle Using Design Space Adjustment and Refinement

In Gwun Jang, Yong Gyun Yu and Byung Man Kwak

Key Words : Topology Optimization(위상최적화), Design Space Optimization(설계공간 최적화), Knuckle(너클), Large-Scale Problem(대규모 문제)

Abstract

Design space optimization using design space adjustment and refinement is used to optimize a knuckle in the suspension system of an automobile. This approach is a new efficient method for large-scale topology optimization by virtue of two reasons. First, design space adjustment including design space expansion and reduction is suitable for large-scale problems. Second, the design space refinement can be done globally or locally where and when necessary and thus is very effective in obtaining a target resolution with much less number of elements. Compliance minimization for a knuckle is considered with a realistic working condition to show the effectiveness and superiority of the new approach.

기호설명

- $f(x)$: 목적함수
- $g(x)$: 부등식 제한조건
- z : 상태변수
- \bar{z} : 상태변수의 최대값
- λ : 라그랑지 멀티플라이어
- w_i : 가중치
- Comp : 컴플라이언스
- Comp₀ : 초기 컴플라이언스 값
- M : 질량
- M_0 : 초기 질량 값

1. 서 론

전체적인 구조 최적설계 관점에서 살펴보면 치수 최적설계보다는 형상 최적설계가, 형상 최적설계보다는 위상 최적설계가 더 상위 단계이므로 이 과정이 전체적인 설계에 미치는 영향이 더욱 크다. 이미 해외 유수 자동차 업계에서는 위상 최적설계를 본격적으로 자동차 설계에 도입하고 있다.^(1,2) 그러나, 우리나라 자동차 업계의 경우 자동차 부품의 치수 및 형상 최적설계 기법에 대한 관심에 비해, 아직 위상 최적설계 기법에 대한 관심과 시도는 전무한 실정이다. 그 이유로 크게는 이를 가능하게 할 방법과 프로그램이 없다는 것이다.

본 논문에서는 저자들에 의해 개발되어진 설계공간 최적화 기법⁽³⁻⁵⁾을 자동차 현가장치 부품 중 하나인 복잡한 형상의 3 차원 너클에 적용하여 위상 최적설계의 적용 가능성을 보이고자 한다.

2. 설계공간 최적화 기법

설계공간 최적화 기법(design space optimization)

[†] 책임저자, 회원, 한국과학기술원 대학원 기계공학과
E-mail : jangin@khp.kaist.ac.kr
TEL : (042)869-3051 FAX : (042)869-8270

* 한국과학기술원 대학원 기계공학과

** 회원, 한국과학기술원 기계공학과

은 기존의 위상 최적설계 방법들과 비교해 볼 때 설계공간을 변화시킬 수 있다는 특징이 있다. 먼저 설계공간 변화에 따른 설계공간 민감도를 간략히 살펴보고, 설계공간 최적화 기법의 2가지 중요 개념인 설계공간 조정(adjustment)과 설계공간 세분화(refinement)에 대해 기술한다. 자세한 내용은 각각의 참고문헌^(4,5)에서 살펴볼 수 있다.

2.1 설계공간 민감도

기존의 위상 최적설계에서는 미리 선택되어진 공간 내에서만 설계가 가능했다. 김일용과 광병만⁽³⁾은 가상의 중간단계인 피벗공간(pivot phase space)을 도입하여 설계공간이 확장되어질 때의 민감도를 수학적으로 계산하여 이를 위상 최적설계에 적용하였다. 이를 이용할 경우 수학적 기반 하에서 초기 설계공간을 확장하거나 축소하는 등의 조정이 가능해진다.

2.2 설계공간 조정

장인권과 광병만⁽⁴⁾은 기존의 설계공간 최적화 기법을 실용적으로 사용할 수 있도록 고정격자(fixed grid)와 혼합 가상물질(mixed artificial material), 그리고 다층 확장 기법(multi-layer expansion)을 포함한 설계공간 조정법을 확립하여 효율성을 획기적으로 높였다. 이를 적용할 경우 집중하중 하에서의 컴플라이언스 최소화에 대한 단순 외팔보 문제의 개략적인 전개과정은 Fig. 1과 같이 매우 단순한 초기 뼈대 영역으로부터 일련의 확장과 축소를 통해 최적해를 구하게 된다.

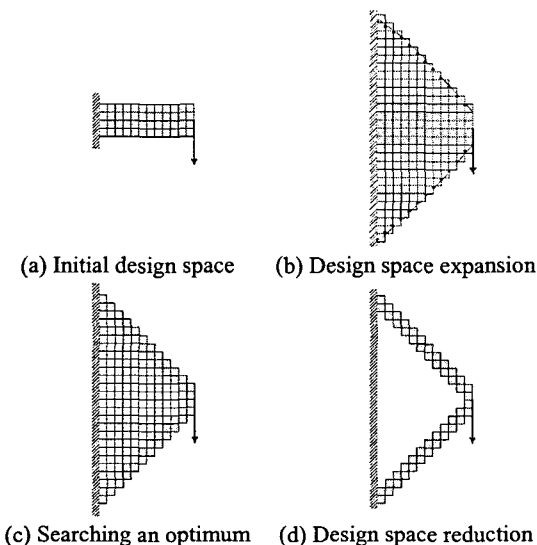


Fig. 1 A brief procedure of design space adjustment

2.3 설계공간 세분화

일반적인 위상 최적설계는 치수 최적설계나 형상 최적설계에 비해 상당히 많은 수의 설계변수를 포함하고 있으며, 대개 설계변수의 수는 해당 유한요소모델의 요소수에 비례한다. 이에 따른 많은 계산량이 위상 최적설계의 단점 중 하나로 꼽히고 있다.

장인권과 광병만⁽⁵⁾은 보다 효율적인 계산을 위해 점진적으로 요소수를 증가시킬 수 있는 설계공간 세분화법을 제안하였다. 이 방법을 이용할 경우 낮은 요소 밀도(즉, 적은 요소수가 필요)에서 대강의 최적해를 구한 후, 요소세분화를 통해 점진적으로 최적해를 개선시켜 나갈 수 있다. 이는 처음부터 높은 요소 밀도를 사용하는 기존 방법에 비해 보다 효율적이고, 빠른 계산을 가능하게 한다. 이를 적용할 경우 Fig. 2와 같이 유한 요소 모델에 대한 점차적인 세분화를 이룰 수 있게 된다.

3. 너클의 역할 및 경계조건

본장에서는 상기한 설계공간 최적화를 통한 위상 최적화 기법이 기존의 방법과는 달리 복잡한 3차원 형상을 가진 대규모 위상최적화에 적용 가능함을 자동차의 부품 중 비교적 복잡한 너클을 예로서 적용하고, 그 타당성을 보이고자 한다.

3.1 현가장치 내에서의 너클의 역할

현가장치의 가장 중요한 역할은 차체와 바퀴를 연결하여 바퀴의 운동이 차체에 제대로 전달하게 하는 일이다. 또한 바퀴로부터 전달되는 노면의 충격을 차체에 전달하는 역할을 하는데, 이 때에는 노면의 충격과 진동을 억제하거나 완화시켜준다. 현가장치는 우선 스프링과 댐퍼, 각종 암(arm) 종류들이다. 암들로는 너클(knuckle), LCA(lower control arm), 타이 로드(tie rod) 등이 있다. 이 암들은 차체와 차체축(axle)을 이어주는 역할을 하며 그 구성된 형태에 따라 현가장치의 형식이 결정된다. 전체적인 현가장치의 한 예는 Fig. 3과 같다.

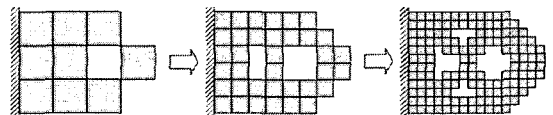


Fig. 2 A brief procedure of design space refinement

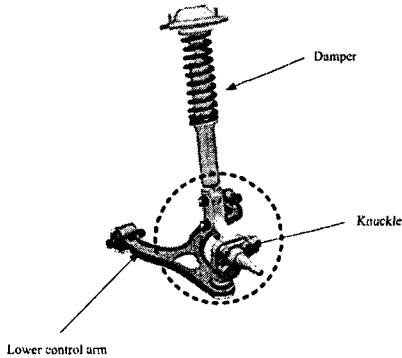


Fig. 3 A knuckle in a vehicle suspension.

너클은 현가장치를 구성하는 기본 단품으로서 타이어, 스프링, 댐퍼, LCA(lower control arm), 타이로드, 브레이크 등 현가장치를 구성하는 대부분의 단품들이 여기에 연결되며 또한 구동축을 지지하는 역할도 한다. 타이어를 통해서 전달되는 지면으로부터의 하중은 전적으로 너클을 통해 자체로 전달되며, 또한 운전자의 조향도 타이로드를 통해 너클을 킹핀축 중심으로 회전시켜 최종적으로 타이어를 조향한다.

3.2 너클의 하중조건

차량개발과정에서 각종 부품들의 설계에 사용되는 하중조건은 그 차량이 주행할 수 있는 최악의 운전조건을 고려하여 사용되어 진다. 이러한 최악 조건으로 3 가지 경우의 운전상태를 들 수 있다⁶⁾. 사용된 하중 자료는 표 1에 나와 있다.

3.2.1 Lateral Kerb strike

급선회시 둔턱을 만나서 전후 타이어의 측면이 둔턱과 충돌한 후 차량이 둔턱에 올라타는 상황을 설정한 것이다.

3.2.2 Pot hole brake

주행중 노면 상에 움푹 패인 곳을 발견하여 급제동을 걸었으나 한쪽 타이어가 빠지는 상황을 설정한 것이다.

3.2.3 Ultimate vertical

주행중 둔턱을 만나서 양쪽 타이어가 동시에 공중에 들렸다가 땅에 떨어지는 상황을 설정한 것이다.

Table 1 Multiple load cases loaded in a knuckle⁶⁾

Load case		The part of a knuckle loaded		
		Upper damper (N)	LCA (N)	Tie rod (N)
Load case 1 (Lateral kerb strike)	F _x	-362.6	548.8	-117.6
	F _y	-13318.2	637.0	215.6
	F _z	-274.4	-11074.0	-1097.6
Load case 2 (Pot hole brake)	F _x	813.4	-5958.4	-68.6
	F _y	-12632.2	-1871.8	-156.8
	F _z	-4076.8	3704.4	666.4
Load case 3 (Ultimate vertical)	F _x	-303.8	362.6	-2812.6
	F _y	-8888.6	-1705.2	2646.0
	F _z	-2812.6	-68.6	264.6

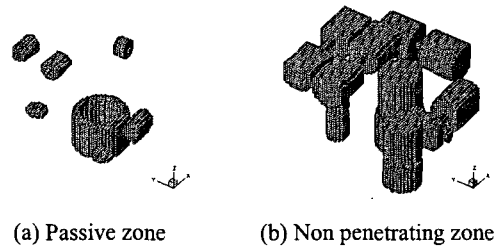


Fig. 4 Non-penetrating and passive zones for actual working conditions.

3.3 너클의 기하학적 제한조건에 따른 고정격자 모델 생성

너클의 경우 여러 다양한 부품들과 연결되어 있기 때문에 이에 따른 기하학적인 제한조건들이 생기게 된다. 첫번째 제한조건은 다른 부품들과의 연결을 위해 너클에서의 체결부위 물질은 반드시 존재하여야 한다는 것이다. 이를 패시브존(passive zone)이라고 하자. 두번째 제한조건은 다른 부품들의 원활한 동작과 체결을 위해 간섭이 일어날 수 있는 특정지역은 물질이 존재하지 않아야 한다는 것이다. 이를 불침투 지역(non penetrating zone)이라고 하자. 너클에 대한 이러한 기하학적인 제한조건은 Fig. 4에 나타나 있다.

설계공간 최적화 기법을 사용하기 위해서는 우선 고정격자 모델(fixed grid model)이 필요하다. 너클의 초기형상과 같은 복잡한 형상을 가진 3 차원 캐드 모델로부터 고정격자 모델을 생성하기 위해

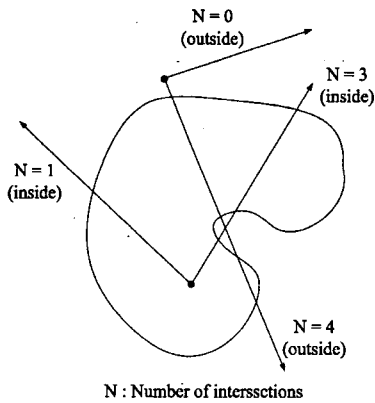


Fig. 5 Checking whether a point is located inside or outside the domain

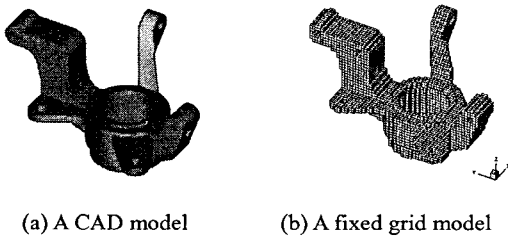


Fig. 6 Transforming a CAD model to a fixed grid model

서는 우선 고정격자의 각 위치가 캐드 모델의 내부에 있는지 외부에 있는지 판별하는 것이 필요하다. 이를 위하여 판별하기 원하는 각 점에서 임의의 방향으로 광선을 쏘아 광선의 진행 경로와 모델간의 간섭 정보를 체크하여 판별한다. 광선의 원점이 물질의 외부에서 위치하는 경우, 임의 방향의 광선은 캐드모델의 면과 만나지 않거나 짝수개의 접점을 가진다. 반면, 원점이 물질 내부인 경우 홀수개의 접점을 가진다.(Fig. 5 참조)

이를 위해 본 연구에서는 상용 CAD 소프트웨어 중 하나인 I-DEAS의 API (Application Programming Interface) 함수인 Open I-DEAS 내부 함수들 중 주어진 좌표와 방향 벡터에 따른 광선과 캐드 모델 사이의 접점에 대한 데이터를 제공하는 RayCasting() 함수를 이용하였다.

이 방법을 이용하여 너클의 초기형상과 패시브 존, 불침투 지역에 대한 고정격자 모델을 생성하였다. 이 중, 너클의 초기형상에 대한 고정격자 모델은 Fig. 6 과 같다.

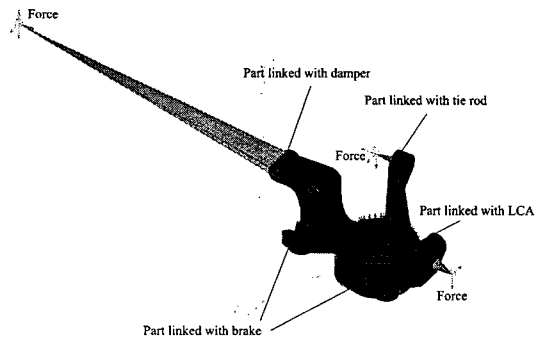


Fig. 7 Boundary conditions of the FE model.

3.4 위상 최적설계를 위한 너클의 유한요소모델
 Fig. 7 은 본 논문에서 사용한 너클의 유한요소 모델을 나타낸다. 모델의 대부분은 솔리드 요소 (solid element)로 구성되며 너클과 댐퍼가 연결되는 부위를 모델링 할 때는 아주 큰 단면특성을 가지는 빔 요소 (beam element)를 사용하여 하중전달에 용이한 강체로 취급되도록 하였다. 또한, LCA 연결부위와 타이 로드 연결부위도 하중전달을 위하여 같은 방식으로 모델링 하였다. 기하학적인 경계조건의 경우 너클의 중심부위를 원통 좌표를 사용하여 축방향과 반경방향의 자유도를 구속하였으며, 브레이크 효과를 고려하여 브레이크가 연결되는 부위의 방향의 자유도를 구속하였다. 하중조건의 경우 Table 1 에 주어진 하중을 스트럿(strut), LCA 연결부, 타이로드 연결부에 가하였다. 물성치의 경우 영계수는 206.8GPa, 푸아송 비는 0.29 로 주어졌다.

4. 너클의 위상 최적설계

본 연구에서는 초기 질량 이하를 유지하면서 컴플라이언스를 최소화시키는 경우에 대하여 너클의 위상최적설계를 수행하였다.

4.1 최적조건법

본 연구에서는 최적화 기법으로 최적조건법 (optimality criteria)을 사용하였다. 최적조건법은 Prager⁽⁷⁾에 의해 만들어졌으며, 기본적으로 Kuhn-Tucker 조건과 재조정법(resizing rule)을 기반으로 한다. 이 방법의 경우 방법 자체의 분리성 (separability)으로 인하여 개개의 설계변수가 목적 함수에 독립적인 영향을 끼칠 수 있게 되므로 설계변수의 개수가 많은 위상최적설계 문제에 적합

하다. 단, 제한조건이 1 개 존재하는 경우에 잘 적용되어진다는 단점이 있다.⁽⁸⁾

아래와 같은 최적화 문제에 대해 최적조건법을 적용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \text{minimize } f(x) \\ & \text{subject to } g(x) = \bar{z} - z(x) \geq 0 \end{aligned}$$

먼저 이 경우에 대한 최적조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial f}{\partial x_i} - \lambda \frac{\partial g}{\partial x_i} = 0, \quad i = 1, \dots, n$$

즉, 최적상태에 이르러서는 λ 값은 다음과 같이 된다.

$$\lambda = \frac{\partial f}{\partial x_i} / \frac{\partial g}{\partial x_i}, \quad i = 1, \dots, n$$

이와 같은 최적해를 구하기 위해서는 다음과 같은 축차과정을 거친다.

$$x_i^{new} = x_i^{old} (\lambda e_i)^{1/\eta}$$

단, 여기서 $\eta = 2$, $e_i = (\partial g / \partial x_i) / (\partial f / \partial x_i)$ 이고, $\lambda = \sum_{i=1}^n (\partial f / \partial x_i) / \sum_{i=1}^n (\partial f / \partial x_i) e_i$ 이다. 그런데, 이러한 방법만을 사용할 경우 제한조건을 활성화(Active) 상태로 가게 할 수 없기 때문에 다음과 같은 추가적인 재조정을 수행한다.

$$\begin{aligned} \alpha &= 1 - \frac{g}{\sum_{i=1}^n \frac{\partial g}{\partial x_i} x_i} \quad \text{if } \frac{1}{z} \sum_{i=1}^n \frac{\partial z}{\partial x_i} x_i \geq 0 \\ \alpha &= \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\partial g}{\partial x_i} x_i}{g + \sum_{i=1}^n \frac{\partial g}{\partial x_i} x_i} \quad \text{if } \frac{1}{z} \sum_{i=1}^n \frac{\partial z}{\partial x_i} x_i \leq 0 \end{aligned}$$

예를 들어 상태변수 z 가 질량인 경우 편미분값은 양이 되고, 상태변수 z 가 컴플라이언스인 경우 편미분값은 음이 되므로 각각의 경우에 맞게 적용하면 된다.

여기서 구해진 α 를 이용하면 제한조건을 활성화 상태로 만들수 있게 된다.

$$z(\alpha x) = \bar{z}$$

위의 과정을 수렴할 때까지 반복하게 되면 원하는 최적해를 구할 수 있다.

4.2 수식화

너클에 걸리는 3 가지 최악조건에 대한 하중조건을 고려하기 위해 다음과 같은 최적화 수식을 이용하였다.

$$\begin{aligned} & \text{minimize } \sum_{i=1}^3 w_i \text{Comp}_i \\ & \text{subject to } M \leq M_0 \end{aligned}$$

여기서 각각의 컴플라이언스에 대한 가중치 w_i 는 모두 1.0으로 주어졌다.

이 경우 상태변수 z 가 질량이어서 설계변수인 밀도값에 대한 편미분값이 양이 되므로, 설계변수값에 대한 조정시 다음과 같은 식을 사용하여야 한다.

$$\alpha = 1 - \frac{g}{\sum_{i=1}^n \frac{\partial g}{\partial x_i} x_i} \quad \text{if } \frac{1}{z} \sum_{i=1}^n \frac{\partial z}{\partial x_i} x_i \geq 0$$

이러한 최적화 수식을 이용하면 같은 질량을 유지한 상태로 보다 튼튼하고 견고한 너클을 구할 수 있게 된다.

4.3 결과 및 분석

최적화에 앞서 가공성과 실제적으로 의미있는 구조물을 생성하기 위해 민감도 필터링⁽⁹⁾의 반경을 12mm로 설정하였다.

5 번의 설계공간 조정과 1 번의 세분화, 그리고 후처리 과정을 거치는 동안 요소의 수는 8338, 22192, 28474, 183454, 180723, 134431로 각각 변화한다. 여기서 후처리 과정이란 보다 깨끗한 결과를 얻기 위해 최종 결과를 얻은 후 설계공간의 조정없이 그 상태에서 최적화를 다시 수행하는 것을 의미한다. 이렇게 하는 이유는 타이 로드(tie rod)에 걸리는 하중이 상대적으로 너무 적기 때문에 그 부분에 중간 밀도값들이 과도하게 생성되기 때문이다.

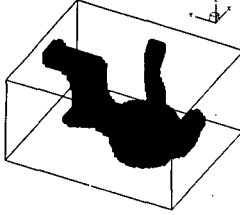
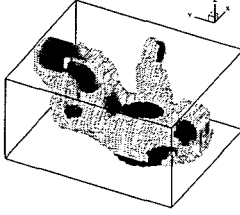
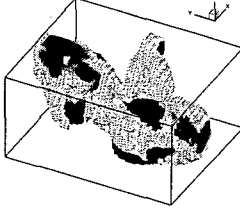
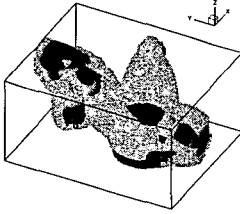
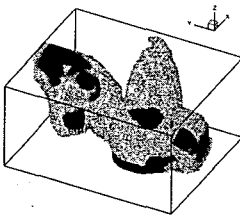
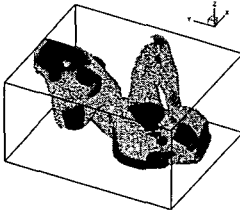
	Design space adjustment : 1 Refinement level : 1 Number of elements : 8,338
	Design space adjustment : 2 Refinement level : 1 Number of elements : 29,852
	Design space adjustment : 3 Refinement level : 1 Number of elements : 33,404
	Design space adjustment : 4 Refinement level : 2 Number of elements : 152,024
	Design space adjustment : 5 Refinement level : 2 Number of elements : 173,249
	Post processing Refinement level : 2 Number of elements : 134,431

Fig. 8 The history of design space development of the knuckle

최적화 과정 동안 호출된 함수횟수는 205 번이고, 총 계산 시간은 112.0 시간이다. 계산에 사용된 컴퓨터는 CPU 2.4GHz 와 RAM 2GB 의 인텔 펜티엄 4 이었다. 참고로 134431 개의 요소로 구성되어진 유한요소모델에 대한 3 가지 하중의 경우를 해석하는데 걸리는 시간은 45.5 분이다.

초기상태에서의 너클의 컴플라이언스를 살펴보면 하중 조건 lateral curb brake 경우 15139.2, pot hole brake 경우 4591.5, ultimate vertical mode 경우 1592.7가 되어 합산하면 총 21323.4이 된다. 반면, 최적화가 수행된 후 최종상태에서의 너클의 컴플라이언스는 각각 6305.2, 2761.2, 873.4로 합산하면 9939.8가 되어 목적함수인 컴플라이언스에서 53.4%만큼의 향상을 이루었다. 전체적인 최적화 과정동안 최적해의 변화는 Fig. 8에서 살펴볼 수 있다. Fig. 9는 최적화된 너클을 다양한 각도에서 살펴본 그림들이다. 그림에서 알 수 있듯이 최적화된 너클은 초기 형상과는 매우 다른 형상과 위상을 보여주고 있다.

주목할 점은 기존의 위상최적설계 기법을 이용할 경우 이와 같은 결과를 얻기 힘들다는 점이다. 이는 기존의 방법들이 설계공간을 확장할 수 없기 때문에 초기 질량을 유지하는 질량 제한조건 문제 하에서는 최적값으로 초기 모델을 선택하기 때문이다.

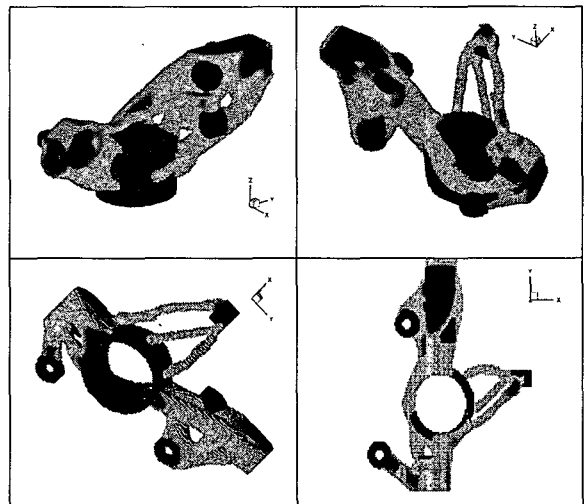


Fig. 9 The optimized knuckle from different views (graphically truncated at $\rho=0.30$)

5. 결론

본 연구자들에 의해 제안되어진 설계공간 최적화 기법을 적용하여 복잡한 차량용 부품 중 하나인 너클을 최적화하였다. 이를 위해 실제 작동조건과 하중조건 등을 고려하여 컴플라이언스 최소화 경우에 대한 최적 모델을 구해보았다. 설계공간 최적화 기법을 이용할 경우 기존의 위상최적설계기법으로는 수행하기 힘들었던 초기 질량을 유지한 상태에서 컴플라이언스 최소화 문제의 경우도 빠르고, 효율적으로 풀 수 있었다. 이를 통해 53.4%의 컴플라이언스 향상을 이끌어낼 수 있었다.

본 연구를 통해 설계공간 최적화 기법의 효율성과 우수성을 확인할 수 있었고, 매우 복잡한 3차원 자동차 부품에 대한 위상 최적화의 적용가능성을 살펴볼 수 있었다.

후 기

본 연구는 동서공학 설계 연구 센터(Center for Concurrent Engineering Design, CCED)와 부분적으로 삼성 석좌 기금의 지원에 의하여 이루어진 것임을 밝힙니다.

참고문헌

- (1) Altair Engineering, Inc., 2002, "OptiStruct Training, Optimization-Volume 1," Troy MI, USA.
- (2) Wang, L., Basu, P. K., and Leiva, J. P., 2004, "Automobile Body Reinforcement by Finite Element Optimization," *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 40, pp. 879~893.
- (3) Kim, I. Y. and Kwak, B. M., 2002, "Design Space Optimization Using a Numerical Design Continuation Method," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 53, pp. 1979~2002.
- (4) Jang, I. G. and Kwak, B. M., 2005, "Evolutionary Topology Optimization Using Design Space Adjustment Based on Fixed Grid," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Accepted for publication.
- (5) Jang, I. G. and Kwak, B. M., 2005, "Evolutionary Topology Optimization for Large-scale Problems Using Design Space Adjustment and Refinement," *Proc. of the 6th WCSMO Conference*, Rio De Janeiro, Brazil.
- (6) Choi, C. and Bae, K. I., 1996, "The Stress Analyses of Chassis Components in the Early Stage of Vehicle Development," *Trans. of KSME*, Vol. 36, No. 9, pp. 876~885.
- (7) Prager, W., 1968, "Optimality Criteria in Structural Design," *Proc. of Nat. Acad. Sci.*, Vol. 61, No. 3, pp. 794~796.
- (8) Haftka, R. T. and Gurdal, Z., 1992, "Elements of Structural Optimization," Kluwer Academic Publishers, London, pp. 347~386.
- (9) Sigmund, O. and Petersson, J., 1998, "Numerical Instabilities in Topology Optimization: A Survey on Procedures Dealing with Checkerboards, Mesh-independencies and Local Minima," *Structural Optimization*, Vol. 16, pp. 68~75.