

< 기술논문 >

# 자동차 클러치 페달 암의 무게 최소화를 위한 형상 최적설계

이 부 윤<sup>†</sup> · 이 현 우<sup>\*</sup>

(2006년 5월 11일 접수, 2006년 12월 27일 심사완료)

## Shape Optimal Design to Minimize the Weight of the Pedal Arm of an Automotive Clutch

Boo Youn Lee and Hyun Woo Lee

**Key Words:** Automotive Pedal Arm(자동차 페달 암), Optimal Design(최적설계), Shape Optimization(형상최적화), Size Optimization(치수최적화), Weight Minimization(무게 최소화), Stiffness Test(강성시험)

### Abstract

Optimal thickness and shape of the pedal arm of an automotive clutch is determined, using the numerical optimization technique, by solving the size and shape optimization problems to minimize its weight. For the optimization problems, two cases of stress and displacement constraints are considered: one from the vertical, and the other from the transverse stiffness test condition. The result of the transverse case is shown to be more conservative than that from the vertical case, being determined as the final optimum.

### 1. 서 론

자동차 클러치(clutch)의 페달 암(pedal arm)은 운전자가 가하는 페달 답력(pedal effort)을 클러치에 전달하는 주요 부품이다. 그간 페달 암의 제조업체에서는 구조설계 단계에서 주로 설계자의 경험에 의존하여 페달 암의 치수와 형상을 설계해 왔다. 근래에 들어서 기존 모델을 해석적으로 분석하여 설계 안전성 및 과잉설계 여부를 검토할 필요성이 제기되었으며, 연비 절감을 위한 차량 경량화라는 최근 시대적 추세에 따라 페달 암의 최적설계안 도출이 필요한 것으로 판단된다. 페달 암의 설계 과정에서 두께와 형상 등의 설계

변수를 결정하기 위해서는 유한요소 해석 프로그램을 사용하여 많은 횟수의 해석을 반복 수행하여 치수 변화가 변위와 응력에 미치는 영향을 분석할 수 있다. 하지만, 치수가 변화할 때마다 페달 암의 유한요소 모델을 수정하여 해석을 수행하는 데에는 많은 작업시간과 인력이 소요된다. 한편, 제품개발 단계에서 요구되는 시험 규격을 만족하는 최적의 설계변수(design variables)를 결정하기 위하여 최적설계 기법을 활용할 수 있으며, 페달 암의 설계과정에서도 이러한 기법을 적용하여 보다 효율적이고 경제적으로 설계개선 방안을 도출할 수 있다. 본 연구는 강성시험(stiffness test) 규격을 만족시키면서 무게를 최소화하는 페달 암의 최적 형상을 도출하는데 주안점을 두고자 한다.

페달과 관련된 그간의 연구를 살펴보면 주로 클러치나 브레이크의 성능에 주안점을 둔 연구로서, Son<sup>(1)</sup>의 클러치 페달의 밸브 작동 기구의 특

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 계명대학교 기계자동차공학부

E-mail : bylee@kmu.ac.kr

TEL : (053)580-5922 FAX : (053)580-5165

<sup>\*</sup> 계명대학교 자동차부품기술개발센터

성 시험을 통한 답력 저감 연구, Lee<sup>(2)</sup>의 클러치 유압시스템의 동특성 해석을 통한 응답 특성 분석, Lee 등<sup>(3)</sup>의 브레이크 페달 답력, 페달 변위, 제동 효율 등의 제동 성능 연구를 들 수 있다. 진동 분야 연구로서는 Kim 등<sup>(4)</sup>의 클러치 페달 변위에 따른 클러치의 고착-미끄럼 진동현상에 관한 실험, Hong 등<sup>(5)</sup>의 가속 페달의 급조작시 자동차의 진동특성 해석 등이 있다. 구조분야 연구로서는 Kim 등<sup>(6)</sup>의 복합재 브레이크 페달 개발시 페달의 응력해석과 구조 인증시험, Kim<sup>(7)</sup>의 자동차 페달에 작용하는 하중 측정 및 내구시험 방법 제안 등이 있다.

그간 자동차 부품의 최적설계에 관해서는 다수의 연구가 수행되어 왔으나, 페달 암의 최적설계의 경우에는 Shin과 Im<sup>(8)</sup>이 제시한 페달 암의 경량화 설계를 위한 기초적 연구 외에는 찾아보기가 힘들다. 그들은 상용화된 브레이크 페달 암에 원형 구멍을 천공하는 방식으로 중량을 감소시키는 가능성을 검토하였으나, 천공된 구멍 주위에 응력집중이 발생하는 문제점이 도출된 바가 있다. 최근에 Lee와 Lee<sup>(9)</sup>는 시험 규격에 대하여 페달 암의 안전성과 과잉설계 여부를 분석하고, 위상최적화(topology optimization) 해석을 수행하여 기존 페달 암 형상의 적합성을 평가하였다.

본 연구에서는 유한요소 해석과 수치적 최적화 기법<sup>(10)</sup>을 이용하여 페달 암의 최적설계를 도출하는 방법을 제안하고자 한다. 페달 암의 부피를 목적함수(objective function)로 정의하고 강성시험 규격의 제약조건(constraints) 하에서 부피를 최소화하는 최적의 치수와 형상 설계변수를 결정한다. 이를 통하여 시험 규격에 대한 설계 안전성과 무게 최소화를 동시에 고려한 페달 암의 경량화 설계 방안을 도출하고자 한다.

## 2. 페달 암의 시험 규격과 유한요소 모델

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 소형 승용차 클러치 페달 암의 기존 모델을 나타내는데, 개발시에 해석을 통한 엄밀한 분석 없이 기존의 승용차에 사용되었던 페달 암을 단순히 크기만을 축소시켜 설계한 것이다. 본 연구에서는 이 기존 설계안을 바탕으로 하여 강성시험 규격과 경량화를 고려한 최적설계 문제를 정의하고 수치적 해석을 통하여 최적설계안을 구하고자 한다.

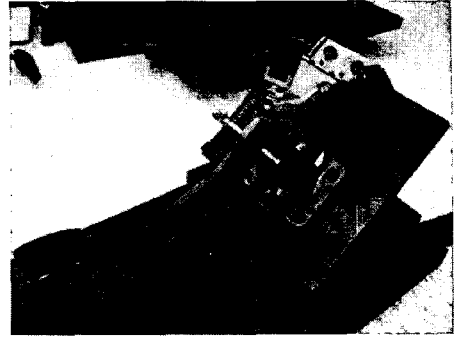


Fig. 1 Photograph of the pedal arm assembly

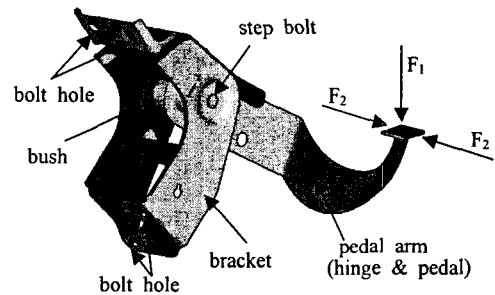


Fig. 2 Pedal arm assembly and loading conditions

Fig. 2는 페달 암이 브라켓과 단볼트(step bolt) 및 부시(bush)와 조립된 구조를 보여준다. 페달 암과 단볼트 및 부시의 재질은 SS41P이고 브라켓의 재질은 SPHC이다. 페달 암의 개발 단계에서 운전자가 답변부에 하중을 가할 때의 구조적 건전성을 보장하기 위한 강성시험을 거치게 되는데, Fig. 2의  $F_1$ 과  $F_2$ 는 각각 수직강성시험(vertical stiffness test)과 수평강성시험(transverse stiffness test)에서 답변부에 가해지는 하중 방향을 나타낸다. 수직강성시험은 페달 답변부에 수직방향으로  $F_1 = 294$  N의 하중을 1회 가하여 답변부 중앙에서의 변위를 측정하게 되며, 규격에서는 하중을 가한 상태에서 답변부의 변위를 6 mm 이내로 제한하고 있다. 수평강성시험의 경우는 페달 답변부에  $F_2 = 98$  N의 하중을 좌에서 우로, 우에서 좌로 각각 1회씩 가하여 답변부의 변위를 측정하게 되며, 규격에서는 하중을 가한 상태의 답변부 변위를 14 mm 이내로 제한하고 있다.

Fig. 3은 기존 설계안의 페달 암 형상을 나타낸다. 페달 암은 크게 힌지(hinge)부와 페달부로 구분할 수 있으며, 기존 설계안에서 힌지부와 페달

부 사이는 횡방향으로 18°의 절곡(bending) 각도를 이루고 있다. 본 연구에서 페달 암의 유한요소 해석과 최적화 해석에는 범용 해석 프로그램인 ANSYS<sup>(11)</sup>를 사용하였다. 해석을 위하여 페달 암, 브라켓, 단볼트 및 부시로 구성되는 조립체의 유한요소 모델을 생성하였으며, Fig. 4에 이를 나타내었다. 페달 암과 브라켓은 ANSYS의 4절점 요소인 SHELL63으로 생성하였으며, 단볼트와 부시는 8절점 요소인 SOLID45로 생성하였다. 그리고, 수직강성시험 해석에서는 푸시로드 연결부에 보 요소인 BEAM188 요소를 사용하여 핀 체결 조건을 고려하였다. 브라켓과 단볼트가 접하는 부위에 위치하는 절점은 축, 반경 및 원주방향 자유도를 선형 연계(coupling)시켰으며, 단볼트와 부시가 접하는 양끝 부위에 위치하는 절점도 반경 및 축방향 자유도를 선형 연계시켰다. 브라켓 부재들 간의 용접부는 모든 자유도를 선형 연계시켰으며, 브라켓의 볼트 고정부는 모든 자유도를 구속하였다. 유한요소 모델의 총 절점 수는 13 733개, 총 요소 수는 12 578개, 총 자유도 수는 82 206개이다.

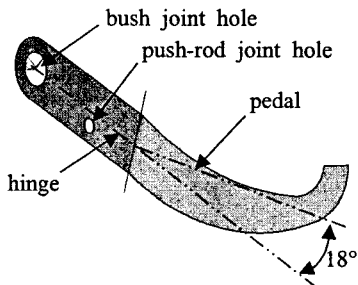


Fig. 3 Shape of the pedal arm in the original design

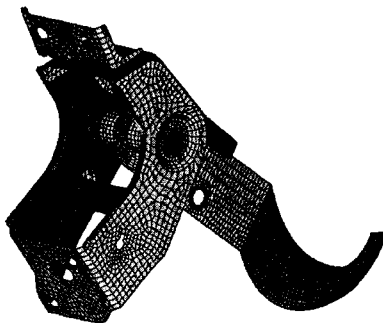


Fig. 4 Finite element model of the assembly

### 3. 페달 암의 최적설계 문제의 정의

본 연구에서는 경량화 관점에서 페달 암의 부피를 목적함수로 설정하여 시험 규격을 만족하는 최적설계를 도출하고자 한다. 이를 위하여 다음과 같이 수직강성시험 규격과 수평강성시험 규격의 변위 제한조건을 각각 적용한 두 가지의 최적화문제를 정의하였다. 이 최적화문제 1, 2에서 구한 해는 각각에서 고려하지 않은 수평과 수직강성시험 규격 하에서의 적합성을 검토하는 과정을 추가적으로 거치게 된다.

- 최적화문제 1: 수직강성시험 규격의 변위 제한 조건 적용
- 최적화문제 2: 수평강성시험 규격의 변위 제한 조건 적용

페달 암의 설계변수로는 Fig. 5에 도시된 바와 같이 두께  $T$  및 형상 변수 6개  $\{D1, D2, H, X, R1, R2\}$ 를 선정하였다. Fig. 5에서 해칭부 형상은 페달의 답변부와 용접 고정되는 부분으로 설계변수에서 제외하였다.  $D1$ 은 힌지부의 폭에 해당하며,  $D2$ 는 힌지부 끝단 부시 내경을 나타낸다.  $R1$ 과  $R2$ 는 각각 암의 상부 원호반경과 하부 원호반경을 나타내는데, 원호의 시작점과 끝점 및 반경을 이용하여 모델링하였다.  $H$ 는 부시 구멍에서 절곡 위치까지의 길이를 나타내며,  $X$ 는 힌지부와 페달부 사이의 절곡 각도를 나타낸다. 기존 설계안에서 각 설계변수의 값은  $\{T, D1, D2, H, X, R1, R2\} = \{6 \text{ mm}, 46 \text{ mm}, 24 \text{ mm}, 120 \text{ mm}, 18^\circ, 180 \text{ mm}, 150 \text{ mm}\}$ 이다.

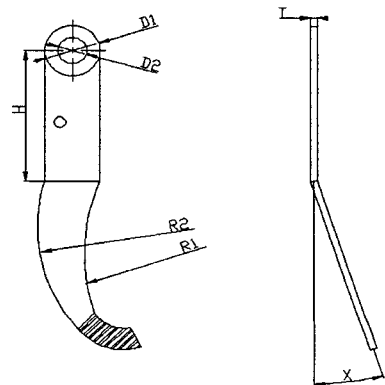


Fig. 5 Design variables of the pedal arm

페달 암은 단일 두께의 판재로 이루어져 있으므로 일반적으로 굽힘응력은 두께의 제곱(면적관성모멘트/두께)에 반비례하고, 변위는 두께의 3제곱(면적관성모멘트)에 반비례한다. 한편, 페달 암의 형상은 설치 공간 등의 여건을 감안하면 기존 설계안에서 그다지 크게 변화할 수 없으므로, 페달 암의 형상 설계변수는 기존 설계안의 전체적 형상을 유지하는 것이 적절하다. 이러한 점을 고려할 때 본 연구에서는 두께에 관한 응력과 변위의 민감도가 형상에 관한 민감도보다 상대적으로 매우 클 것으로 판단된다. 이러한 점을 고려하여 두 최적화문제를 치수최적화(size optimization)와 형상최적화(shape optimization)의 두 단계로 나누어 해석하였다. 제 1단계의 치수최적화에서는 페달 암의 두께인  $T$ 만을 설계변수로 설정하여 최적 두께를 결정하고, 제 2단계의 형상최적화에서는 형상 변수 6개  $\{D1, D2, H, X, R1, R2\}$ 를 설계변수로 설정하여 최적형상을 결정하였다.

제 1단계의 치수최적화는 식 (1)과 같이 페달 암의 부피인  $V_{tot}$ 을 최소화하는 두께  $T$ 를 결정하는 문제로 정의하였다.

$$\begin{aligned} & \text{Find } T \\ & \text{minimizing } V_{tot} \\ & \text{subject to } S_{\max} \leq S_0 \\ & \quad D_{\max} \leq D_0 \\ & \quad 3 \text{ mm} \leq T \leq 6 \text{ mm} \end{aligned} \quad (1)$$

식 (1)의 제약조건에서  $S_{\max}$ 는 페달 암의 최대 von Mises 응력을 나타내는데,  $S_{\max}$ 의 상한(upper limit)인  $S_0$ 는 페달 암 재질인 SS41P의 항복강도인 278.8 MPa에 안전율 1.5를 적용하여 180 MPa로 정하였다.  $D_{\max}$ 는 페달 답변부에서의 최대 변위를 나타내는데,  $D_{\max}$ 의 상한인  $D_0$ 는 최적화문제 1(수직강성시험 조건)의 경우에는 6 mm로, 최적화문제 2(수평강성시험 조건)의 경우에는 14 mm로 정하였다. 설계변수  $T$ 에 대한 상한 6 mm는 기존 설계안의 두께와 같고, 하한(lower limit) 3 mm는 상한의 절반이다.

제 2단계의 형상최적화는 식 (2)와 같이 페달 암의 부피  $V_{tot}$ 을 최소화하는 6개의 형상 설계변수  $\{D1, D2, H, X, R1, R2\}$ 를 결정하는 문제로

정의할 수 있다. 형상최적화 시에 페달 암의 두께  $T$ 는 제 1단계의 치수최적화를 통하여 결정된 값을 사용하였다.

$$\begin{aligned} & \text{Find } \{D1, D2, H, X, R1, R2\} \\ & \text{minimizing } V_{tot} \\ & \text{subject to } S_{\max} \leq S_0 \\ & \quad D_{\max} \leq D_0 \\ & \quad 42 \text{ mm} \leq D1 \leq 50 \text{ mm} \\ & \quad 20 \text{ mm} \leq D2 \leq 28 \text{ mm} \\ & \quad 110 \text{ mm} \leq H \leq 130 \text{ mm} \\ & \quad 10^\circ \leq X \leq 18^\circ \\ & \quad 150 \text{ mm} \leq R1 \leq 200 \text{ mm} \\ & \quad 140 \text{ mm} \leq R2 \leq 165 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2)$$

식 (2)에서 응력과 변위의 상한인  $S_0$ 와  $D_0$ 는 치수최적화에서와 동일하게 정의하였다. 설계변수  $X$ 는 기존 설계안의 각도  $18^\circ$ 를 초과하지 않도록 설정하였으며, 나머지 설계변수  $D1, D2, H, R1, R2$ 는 기존 설계안의 값보다 상한은 약간 높게, 그리고 하한은 약간 낮게 설정하였다.

최적화문제에서 작용 하중은 제 2장에서 기술된 규격 하중을 고려하였으며, 탄성 해석을 수행하였다. 최적화문제는 ANSYS Optimization Module의 일계 최적화 방법(first-order optimization method)을 이용하여 해를 구하였다. 민감도 계산은 전방 차분법(forward difference)을 사용하고 이를 위한 증분량은 설계변수의 상한과 하한의 차의 0.2%로 설정하였다. 이동거리(step size)는 0.01%로, 목적함수의 수렴공차(convergence tolerance)는  $10^{-3}$ 으로 정의하였다.

#### 4. 최적설계 문제의 해석 결과

##### 4.1 치수최적화

최적화문제 1(수직강성시험 조건)에서 페달 암의 두께  $T$ 를 결정하기 위해 제 1단계의 치수최적화를 수행하였다. 설계변수인 두께  $T$ 의 초기값은 기존 설계안과 동일한 6 mm이고, 목적함수인 부피의 초기값은  $1.617 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 이다. Fig. 6(a)와 (b)는 초기설계에서 수직강성시험 조건에 대한 해석 결과로서, 각각 페달 암의 von Mises 응력과 조립체의 변위 크기의 분포를 나타낸다. 초기설계에

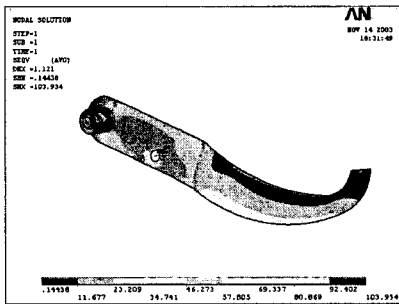
서 최대응력  $S_{max}$ 와 최대변위  $D_{max}$ 는 각각 103.9 MPa과 1.121 mm이다. 23회의 반복과정(iteration)을 거쳐서 최적해에 도달하였다. 최적해에서 두께  $T$ 는 3.799 mm이고, 목적함수  $V_{tot}$ 는  $1.341 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 으로서 초기설계에 비해 17.05 % 감소하였다. 최적해에서  $S_{max}$ 와  $D_{max}$ 는 각각 179.7 MPa과 3.222 mm로 제약조건을 만족하였다.

최적화문제 2(수평강성시험 조건)에서도 최적화문제 1과 동일하게 설계변수  $T$ 의 초기값을 6 mm로 설정하여 치수최적화를 수행하였다. Fig. 7(a)와 (b)는 초기설계에서 수평강성시험 조건에 대한 해석 결과로서, 각각 페달 암의 von Mises 응력과 조립체의 변위 크기의 분포를 나타낸다. 초기설계에서 최대응력  $S_{max}$ 와 최대변위  $D_{max}$ 는 각각 144.7 MPa과 5.014 mm이다. 41회의 반복과정을 거쳐서 최적해에 도달하였다. 최적해에서 두께  $T$ 는 5.394 mm이고, 목적함수  $V_{tot}$ 는  $1.539 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 으로서 초기설계에 비해 4.79 % 감소하였다. 최적해에서  $S_{max}$ 와  $D_{max}$ 는 각각 179.1 MPa과 6.690 mm로 제약조건을 만족하였다.

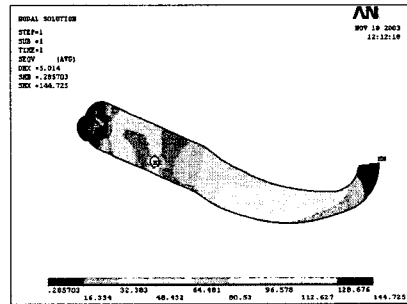
Table 1은 최적화문제 1, 2에서 구한 최적해의 설계변수, 제약조건 및 목적함수를 초기설계와 비교한 것이다. 페달 암은 수직과 수평강성의 두 시험 규격을 모두 만족해야 하므로, 페달 암의 최적 두께를 수직강성시험 조건(3.799 mm)과 수평강성시험 조건(5.394 mm)을 모두 만족하는 5.4 mm로 결정하였다.

4.2 형상최적화

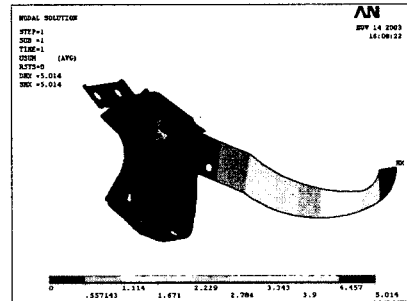
수직과 수평강성시험 조건의 최적화문제 1, 2 각각에 대하여 두께  $T$ 를 치수최적화에서 결정한



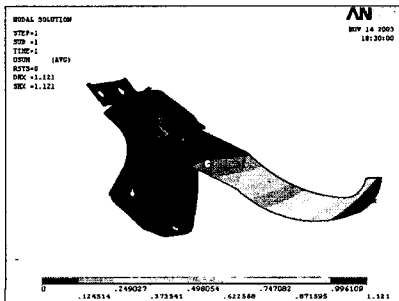
(a) von Mises stress



(a) von Mises stress



(b) Sum of displacements of the assembly



(b) Sum of displacements of the assembly

Fig. 7 Results of initial design for size optimization (Transverse stiffness test)

Fig. 6 Results of initial design for size optimization (Vertical stiffness test)

Table 1 Results of size optimization

Variables	Initial design		Optimal design	
	Prob. 1 (Vert.)	Prob. 2 (Trans.)	Prob. 1 (Vert.)	Prob. 2 (Trans.)
$T$ (mm)	6	6	3.799	5.394
$S_{max}$ (MPa)	103.9	144.7	179.7	179.1
$D_{max}$ (mm)	1.121	5.014	3.222	6.690
$V_{tot}$ ( $10^5 \text{ mm}^3$ )	1.617		1.341	1.539

5.4 mm로 고정하고, 6개의 형상 설계변수  $\{D1, D2, H, X, R1, R2\}$ 를 이용하여 제 2단계의 형상 최적화를 수행하였다. 설계변수의 초기값은 기존 설계안과 동일하게  $\{D1, D2, H, X, R1, R2\} = \{46 \text{ mm}, 24 \text{ mm}, 120 \text{ mm}, 18^\circ, 180 \text{ mm}, 150 \text{ mm}\}$ 로 설정하였다. 목적함수인 부피  $V_{tot}$ 의 초기값은  $1.541 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 이다. 최적화 해석 시에 6개의 형상 설계변수를 APDL(ANSYS Parametric Design Language)의 매개변수(parameter)로 사용하여 유한요소를 자동생성하였다.

최적화문제 1(수직강성시험 조건)의 형상최적화에서는 55회의 반복과정을 거쳐 최적해에 도달하였다. 초기설계에서 최대응력  $S_{max}$ 와 최대변위  $D_{max}$ 는 각각 126.4 MPa과 2.267 mm이다. 설계변수의 최적값은  $\{D1, D2, H, X, R1, R2\} = \{42.062 \text{ mm}, 20.080 \text{ mm}, 110.170 \text{ mm}, 10.060^\circ, 150.360 \text{ mm}, 164.790 \text{ mm}\}$ 이다. Fig. 8은 초기설계와 최적화문제 1에서 구한 최적형상을 함께 나타낸 것이다. 설계변수  $D1, D2$  및  $H$ 는 목적함수인 부피를 감소시키는 방향으로 변경되었으며, 힌지부와 페달부 사이의 각도  $X$ 는 초기설계에 비해 크게 줄었다. 초기설계에 비해 상부 원호반경  $R1$ 은 작은 값을, 하부 원호반경  $R2$ 는 큰 값을 보이고 있다. 최적해에서  $S_{max}$ 와  $D_{max}$ 는 각각 138.7 MPa과 0.872 mm이며, 목적함수인 부피  $V_{tot}$ 는  $1.385 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 로서 초기설계 대비 10.13% 감소하였다.

최적화문제 2(수평강성시험 조건)의 형상최적화에서는 33회의 반복과정을 거쳐서 최적해에 도달하였다. Fig. 9는 목적함수의 수렴 이력을 나타낸다. 초기설계에서 최대응력  $S_{max}$ 와 최대변위  $D_{max}$ 는 각각 178.9 MPa과 6.683 mm이다. 설계변수의 최적값은  $\{D1, D2, H, X, R1, R2\} = \{45.758 \text{ mm}, 20.078 \text{ mm}, 117.970 \text{ mm}, 14.273^\circ, 150.470 \text{ mm}, 164.700 \text{ mm}\}$ 이다. Fig. 10은 초기설계와 최적화문제 2에서 구한 최적형상을 함께 나타낸 것으로, 최적화문제 1의 결과(Fig. 9)에 비해서는 상대적으로 초기설계 대비 최적해의 형상 차이가 작고 힌지부와 페달부 사이의 각도 변화도 그다지 크지 않다. 최적해에서  $S_{max}$ 와  $D_{max}$ 는 각각 179.9 MPa과 7.021 mm이며, 목적함수인 부피  $V_{tot}$ 는  $1.438 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 로서 초기설계 대비 6.72% 감소하였다.

Table 2는 수직과 수평강성시험 조건의 최적화 문제 1, 2를 해석하여 구한 최적해의 최대응력, 최대변위 및 목적함수를 초기설계와 비교한 것이다.

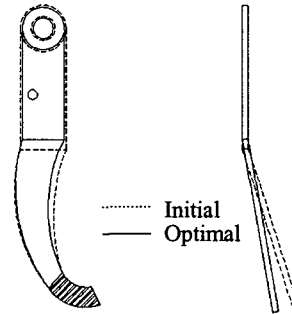


Fig. 8 Initial and optimal shapes of the pedal arm (Vertical stiffness test)

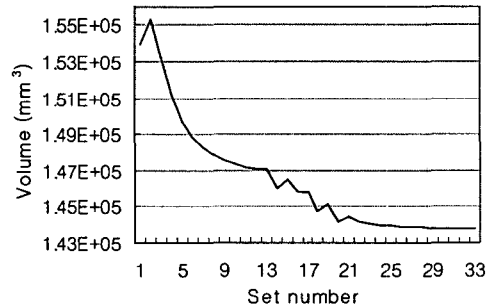


Fig. 9 Iteration history of the objective function of shape optimization (Transverse stiffness test)

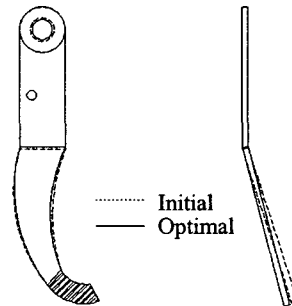


Fig. 10 Initial and optimal shapes of the pedal arm (Transverse stiffness test)

Table 2 Results of shape optimization

Variables	Initial design		Optimal design	
	Prob. 1 (Vert.)	Prob. 2 (Trans.)	Prob. 1 (Vert.)	Prob. 2 (Trans.)
$S_{max}$ (MPa)	126.4	178.9	138.7	179.9
$D_{max}$ (mm)	2.267	6.683	0.872	7.021
$V_{tot}$ ( $10^5$ mm <sup>3</sup> )	1.541		1.385	1.438

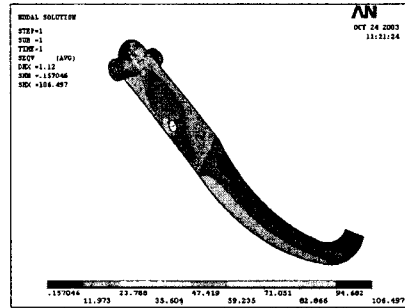
4.3 최적해의 검증을 위한 해석

앞의 두 절에서 최적화문제 1(수직강성시험 조건)과 최적화문제 2(수평강성시험 조건)를 해석하여 결정된 해는 수평 및 수직강성시험 규격을 모두 만족해야 하므로, 각각의 해가 두 강성시험 규격을 만족하는지를 평가하기 위하여 다음과 같은 Case 1, 2의 두 경우를 추가로 해석하였다.

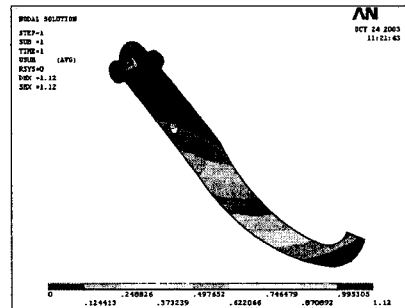
- Case 1: 최적화문제 2에서 구한 형상에 수직강성시험 조건의 하중을 적용
- Case 2: 최적화문제 1에서 구한 형상에 수평강성시험 조건의 하중을 적용

Fig. 11(a)와 (b)는 Case 1의 해석 결과 계산된 페달 암의 von Mises 응력과 변위 크기의 분포를 나타낸다. 최대응력은 단볼트 끝단에서 106.5 MPa이며, 최대변위는 페달 담변부에서 1.120 mm로 수직강성시험 규격의 제한치보다 작다. 따라서, 최적화문제 2에서 구한 최적형상은 수직과 수평강성시험 규격을 모두 만족하고 있다.

Fig. 12(a)와 (b)는 Case 2의 해석 결과 계산된 von Mises 응력과 변위 크기의 분포를 나타낸다. 최대응력은 푸시로드 연결부에서 205.3 MPa이며, 최대변위는 페달 담변부에서 7.507 mm이다. Case 2의 최대응력 205.3 MPa은 페달 암 재질인 SS41P의 항복강도 278.8 MPa보다는 작지만, 제 3장에서 정의한 안전율 1.5 적용 시의 최대응력의 상한인  $S_0$ (180 MPa)를 초과하는 값이다. 따라서, 최적화문제 1에서 구한 형상은 수평강성시험 규격을 충분히 만족하지는 못하는 것으로 보인다. 이와 같이 페달 암의 형상 최적설계 시에 보수적인 관점에서 볼 때 수직강성시험보다는 수평강성시험 규격을 제약조건으로 사용하는 것이 보다 적절한 것으로 사료되며, 결론적으로 최적화문제 2(수평강성시험 조건)에서 구한 Fig. 10의 형상을 페달 암의 최적설계로 선정하는 것이 타당하다고 판단된다.

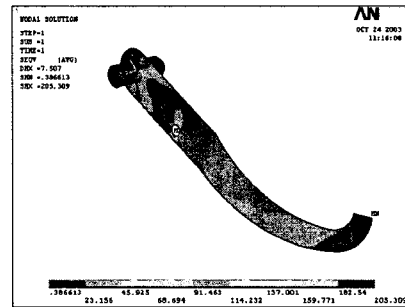


(a) von Mises stress

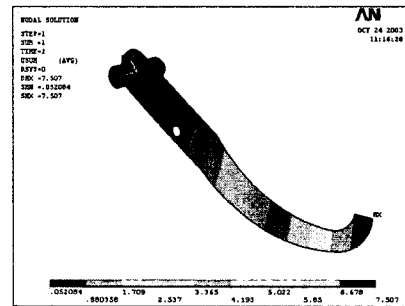


(b) Sum of displacements

Fig. 11 Results of analysis of Case 1



(a) von Mises stress



(b) Sum of displacements

Fig. 12 Results of analysis of Case 2

## 5. 결 론

본 연구에서는 자동차 클러치의 페달 압에 대하여 최적화 기법을 사용하여 강성시험 규격을 만족하면서 무게를 최소화하는 최적설계의 도출 방법을 제시하였다.

수직강성시험 규격과 수평강성시험 규격의 범위 제한조건을 적용한 두 가지의 최적화문제를 별도로 정의하였다. 각 최적화문제에서는 치수최적화와 형상최적화의 두 단계 해석을 수행하여 페달 압의 두께 및 형상 설계변수의 해를 구하였다. 두 최적화문제의 해가 수직 및 수평강성시험 규격을 모두 만족하는지를 평가한 결과, 수직강성시험 조건보다는 수평강성시험 조건이 페달 압의 최적설계안 도출에 더 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 따라서, 보다 보수적인 관점에서 수평강성시험 규격을 적용한 최적화문제의 해를 최종적인 최적설계로 선정하는 것이 적절하며, 이는 향후에 새로운 모델의 페달 압을 개발할 시에도 유용하게 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

본 연구에서는 수평 및 수직강성시험 조건을 독립적으로 수행하고 교차 검증을 통하여 최적설계를 결정하였으나, 수직과 수평의 두 가지 하중에 대한 응력과 변위 제한조건을 동시에 제약조건으로 고려한 최적설계 문제를 정의하여 최적해를 구하는 것도 가능할 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부-한국산업기술평가원 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다.

## 참고문헌

- (1) Son, G. R., 2000, A Study on the Reduction of Clutch Pedal Effort in Automobile, M. S. Thesis, Busan National University.
- (2) Lee, J. C., 2003, "Computerized Analysis of Clutch Hydraulic System and Optimization of Clutch Pedal Characteristics," *Proc. of the Center for Automotive Parts Technology*, Vol. 8, pp. 7~11.
- (3) Lee, S. H., Park, T. W., Jung, I. H. and Seo, J. H., 2004, "Development of Automotive Braking Performance Analysis Program Considering Dynamic Characteristic," *Trans. KSAE*, Vol. 12, No. 2, pp. 175~181.
- (4) Kim, S. S., Jang, H. K., Cho, Y., Park, Y. W. and Chai, J. B., 2001, "An Experimental Study on the Stick-Slip Vibration of the Clutch during Starting of a Vehicle," *Trans. KSNVE*, Vol. 11, No. 3, pp. 461~470.
- (5) Hong, D. P., Kim, S. S., Tae, S. H and Chung T. J., 1994, "An Analysis on the Vibration Characteristic of a Automobile at the Sudden Change of an Accelerator under Traveling," *Trans. KSNVE*, Vol. 4, No. 3, pp. 353~364.
- (6) Kim, K. S., Joe, C. R. and Kim, H. S., 1999, "Development of Composite Brake Pedal for KTX-1 and Tests for Structural Certification," *Trans. KSME A*, Vol. 23, No. 7, pp. 1104~1111.
- (7) Kim, J. D., 2004, A Study on Load Analysis and Durability Test Condition Evaluation of Automobile Brake Pedal, M.S. Thesis, Changwon National University.
- (8) Shin, H. M and Im M. H., 2002, "Development of the Weight Optimized Clutch and Brake Arms for Automobiles," *Proc. of the Center for Automotive Parts Technology*, Vol. 7, pp. 109~116.
- (9) Lee, B. Y. and Lee, H. W., 2006, "Structural Analysis and Topology Optimization of an Automotive Pedal Arm Considering Qualification Test Specifications," *J. Korean Soc. Marine Eng.*, Vol. 30, No. 5, pp. 562~571.
- (10) Arora, J. S., 1989, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, New York.
- (11) ANSYS User's Manual, Revision 6.2, 2002, ANSYS Inc.