

## 굴삭기 붐의 최적 설계

## Minimum Weight Design of the Boom of an Excavator

임 오 강\*  
Lim, O Kaung  
신 양 범\*\*  
Shim, Yang Beom  
이 병 우\*\*  
Lee, Byung Woo

## 요 약

굴삭기 붐을 변위와 응력 제한조건에 대해 각 판의 두께를 설계변수로 선정하여 자중을 최소화 하였다. 변위와 응력 제한조건식을 구성하기 위해 붐을 판 복합 구조물로 모델링한 후 3절점 삼각형 판요소 of 유한요소 해석 프로그램으로 해석하여 상용 구조해석 프로그램인 ANSYS결과와 비교 검토하였다. 유한요소 해석 결과로부터 구성된 변위와 응력 제한조건을 직접 미분법으로 민감도를 해석하고 차분결과를 기준으로 검토하였다. 최종적으로 민감도 해석 프로그램과 최적화 알고리즘을 결합하여 판의 최적설계 프로그램을 구성하고 균일응력의 외팔보 문제로서 해의 정확도를 검증하였다. 굴삭기 붐에 대한 자중 최소화를 수행한 결과, 붐의 반쪽 모델의 초기무게가 453kgf 이었고 최적설계 결과가 331kgf로서 약 27%의 자중 감소 효과를 가져왔다.

## Abstract

Minimum weight design of the boom of an excavator with stress and displacement constraints was performed. The procedure of analysis consists of the following steps. The finite element model of the boom was built up by using 227 triangular plate elements each of which has three nodes. And then the finite element program was implemented and its accuracy was verified by comparing its results with those of the commercial structural analysis package-ANSYS 4.4A. For the constraints of stresses and displacements, the design sensitivities of those were computed using direct differentiation method. To verify the reliability of them, the results were compared with those of the finite difference method. The optimum design value was obtained by using PLBA(Pshenichny-Lim-Belegundu-Arora) non-linear optimization program which adopts the active set strategy. Using the above results, minimum weight design of an excavator boom showed an effect of 27% reduction in weight.

\* 정희원, 부산대학교 기계공학과 및 기계기술연구소, 부교수

\*\* 부산대학교 대학원

이 논문에 대한 토론을 1993년 9월30일까지 본학회에 보내주시면 1994년 3월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

1. 서 론

굴삭기는 작업의 다기능성과 고효율성 등으로 인해 건설 현장에서 널리 사용되고 있다. 그러므로 양산시 제작 단가를 낮추고, 작업성능을 높이기 위해서는 설계 단계에서 부터 세심한 고려가 있어야 한다. 굴삭기는 자중이 큰 기계이므로 상기 목적을 만족하기 위해서는 경량화 설계에 관한 연구가 필요하고, 이미 선진국에서는 많은 연구가 수행되어 왔다. 일례로, 1988년에 미국 SDRC (Structural Dynamics Research Coporation)사와 Fiat-Allis사는 굴삭기 붐의 제작시 내구성을 향상시킬 목적으로 경사도 투영 최적화 알고리즘을 사용하여 새로운 개념의 붐을 공동 연구하여 발표하였다<sup>(1)</sup>. 본 연구에서는 작업장치 중에서 가장 큰 중량감소 효과를 가질 것으로 예상되는 붐을 최적화 모델로 선정하여 해석하였다. 붐의 정적 해석을 위해 붐의 각 실린더에 가장 큰 힘이 걸리는 굴삭기의 작업형태를 정지된 자세로 가정하였다. 이 자세에서 굴삭기 전체에 정적 평형을 적용하여 붐의 정적 평형상태를 이끌어 냈으며 유한요소 모델로 구성하였다. 붐모델의 각 관재의 두께를 설계변수로 설정하고 변위와 응력 제한조건에 대해 구조물의 자중을 목적함수로 하여 정식화하였다. 3절점 삼각형 판요소<sup>(2)</sup>를 사용하여 유한요소 해석하여 구한 변위와 응력으로 제한조건식을 구성하였다. 유한요소 해석으로부터 구성된 변위, 응력 제한조건들을 직접미분법<sup>(3)</sup>으로 민감도를 구하였다. 민감도 프로그램을 PLBA (Pschenichny-Lim-Belegundu-Arora) 최적화 알고리즘<sup>(4)</sup>과 결합하여 최적설계 프로그램을 구성하였다. 유한요소 해석 결과를 검토하기 위해 상용 프로그램인 ANSYS의 해석 결과와 비교하였으며 또한 유한차분법을 기준으로 직접 미분법에 의한 민감도 결과를 비교<sup>(5)</sup>하여 민감도의 신뢰성 여부를 논의하였다. 최종적으로 구성된 최적설계 프로그램으로 전요소에 대해 균일응력이 작용하도록 제한조건을 부여한 외팔보 판의 최적화 문제를 다루어 프로그램을 검증하고 붐을 변위와 응력 제한조건을 만족하는 최적 설계를 수행하였다.

2.1 모델의 선정 및 모델링

굴삭기의 붐을 정적 변위 및 응력 제한조건을 만족하면서 최소의 무게를 갖게하기 위하여 판 복합 구조물의 형태로 모델링하였다. 굴삭작업을 할 때 붐 실린더와 아암 실린더에 가장 큰 힘이 발생하는 자세 즉, 최대 굴삭력이 발생하는 자세를 정적 평형상태로 가정하였으며 Figure 2.1에 나타냈다. 이 자세에서 굴삭기가 최대굴삭력을 11톤을 가지도록 하여 굴삭기를 설계하면 이때 최대 굴삭력이 Figure 2.1의 버킷 끝에 작용하는 외부 하중 F가 된다.

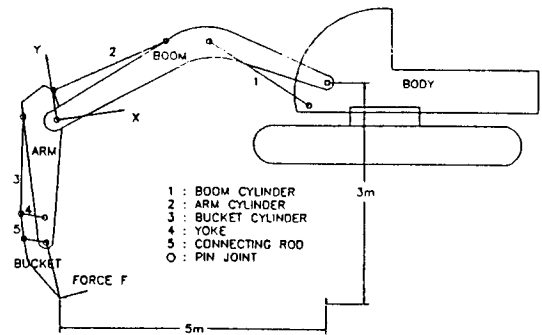


Figure 2.1 excavator model

2.2. 붐의 최적설계 정식화

붐에 대한 최적설계를 정식화하면 다음과 같다.

$$\text{Minimize } \Psi_0(b) = \sum_{i=1}^{NG} \rho A_i b_i \quad (2.1)$$

Subject to

$$K(b)Z = F \quad (2.2)$$

$$\frac{|z|}{z_{al}} - 1.0 \leq 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{\sigma_{eg}}{\sigma_{al}} - 1.0 \leq 0 \quad (2.4)$$

$$b_i^l \leq b_i \leq b_i^u \quad (2.5)$$

여기서 목적함수  $\Psi_0$ 는 굴삭기 붐의 무게로써 최소화 되어질 값이며 설계변수  $b_i$ 는 각각 붐의 윗판 ( $b_1$ ), 옆판( $b_2$ ), 밑판( $b_3$ ), 그리고 속 보강판( $b_4$ ),의 두께로 설정하였다. NG는 설계변수 그룹의 수로

써 붐의 각기 설계변수가 동일한 두께를 가지도록 처리해 주었다. 또한  $\rho$ 는 비중이고,  $A$ 는 단면적이다. 식(2.2)는 유한요소법으로 구성되는 정적평형 방정식이다. 식(2.3)은 절점의 변위에 대한 부등 제한식이고,  $z_{ai}$ 은 절점변위의 허용치이다. 식(2.4)는 응력에 대한 부등 제한식으로써,  $\sigma_{ai}$ 은 허용 응력이며,  $\sigma_{eq}$ 는 각 요소의 등가응력으로써 다음식과 같다.

$$\sigma_{eq} = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \tag{2.6}$$

식(2.5)는 설계변수들이 취할 수 있는 값으로서 상,하한 값이다.

### 2.3 유한요소해석

붐 모델은 판 복합 구조물로 구성되었으므로 3차원 판요소로 유한요소 모델링하여 해석하였다. 모델링은 판요소에서 기본요소 중의 하나인 삼각형 요소를 사용하였으며 요소의 각 절점은 6자유도를 가지므로 요소는 평면응력 요소와 순수굽힘 요소의 중첩으로 구성되었다. 평면응력 요소는 CST(constant strain triangle)요소를 사용하였으며 순수굽힘 요소는 9자유도 부적합 요소를 사용하였다<sup>(2)</sup>.

### 2.4 민감도 해석

민감도는 설계변수의 변화에 대한 구조물의 응답의 변화율을 나타내므로 설계변수와 상태변수들에 대해 이들 응답에 변분을 취하여 민감도 해석을 한다. 민감도의 크기는 구조물의 어떤 설계변수가 요구되는 조건에 어느 정도 민감한지의 정도를 나타내며, 부호는 설계변수의 증감 방향을 제시해 준다. 민감도는 직접 미분법과 보조 변수법등으로 해석할 수 있는데 제한조건의 수가 설계변수의 수보다 많은 최적설계 문제의 경우 직접 미분법이 효율적이다<sup>(5)</sup>. 그러므로 직접 미분법에 의해 민감도를 계산한다. 그 과정은 구조물의 평

형 방정식에 1차 변분을 취하고, 이 변분식을 이용하여 상태변수와 설계변수로 구성된 제한 조건식의 민감도를 해석한다. 구조물의 평형 방정식에 1차 변분을 취하고, 이 변분식을 이용하여 상태변수와 설계변수로 구성된 제한조건식의 민감도를 해석한다. 제한조건식들에 대해서 변분을 취하면 다음과 같다.

$$\frac{d\psi(b,z)}{db} = \frac{\partial\psi}{\partial b} + \frac{\partial\psi}{\partial z} \frac{dz}{db} \tag{2.7}$$

상기 식(2.7)에서  $\frac{\partial\psi}{\partial b}$  와  $\frac{\partial\psi}{\partial z}$  는 쉽게 계산이 되나,

$\frac{dz}{db}$  를 구하기 위해 식(2.2)에 대해 변분을 취해서 구한다. 즉,

$$K(b) \frac{dz}{db} = -\frac{\partial}{\partial b} (K(b) \cdot \tilde{z}) + \frac{\partial F(b)}{\partial b} \tag{2.8}$$

여기서 틸드( $\tilde{\cdot}$ )는 편미분 하는 동안 변수가 고정됨을 의미한다.

위 두식의 모든 항들은 행렬이며 식(2.8)의 우변의 둘째항은 요소하중이나 자중을 고려할 때 값이 존재하고 그 외에는 값을 갖지 않는다. 참고로 보조 변수법의 민감도는 다음의 식으로서 구할 수 있다. 보조 변수  $\lambda$ 를  $\lambda \equiv K^{-1}(b) \frac{\partial\psi^T}{\partial z}$ 라 정의한 후

$$\text{식(2.7)에 대입하면 } \frac{d\psi(b,z)}{db} = \frac{\partial\psi}{\partial b} + \lambda^T \left[ \frac{\partial F(b)}{\partial b} - \frac{\partial}{\partial b} \{K(b)\tilde{z}\} \right] \tag{2.9}$$

보조 변수법에 의한 민감도를 계산할 수 있다.

### 2.5 PLBA 최적화 알고리즘

반복 이차 계획법에 잠재집합방책(potential set strategy)<sup>(6)</sup>을 적용한 PLBA 최적화 알고리즘은 그 수렴의 강인성과 신속성이 검증된 바<sup>(7)</sup>, 본 프로그램에서는 PLBA 알고리즘을 이용하여 민감도 해석 프로그램과 종합하여 최적설계 프로그램을 구성하였으며 프로그램의 순서도가 Fig-

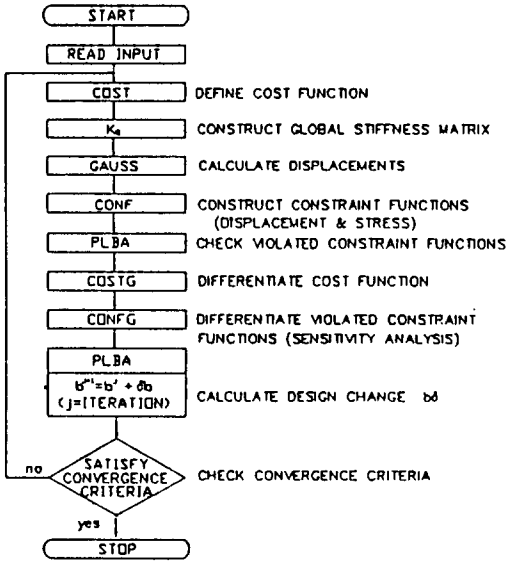


Figure 2.2 Flow-chart of optimization program for 3-D plate structures

ure 2.2에 나타나 있다.

### 3. 수치 해석

관 복합 구조물로 모델링 된 굴삭기의 붐을 해석하기 위하여 HWS-S200K 워크스테이션에서 FORTRAN 언어를 사용하여 수치해석하였다. 붐에 대해서 최적설계를 수행하기 위해 삼각형 판요소로 유한요소 해석 프로그램을 구성하고 설계 민감도 해석과 최적설계 프로그램을 통합해서 구성하였다.

#### 3.1 유한요소 해석 결과

붐의 유한요소 모델이 Figure 3.1에 나타나 있다. 모델을 구성하는 요소는 모두 3절점 삼각형 요소이며 모델의 총절점수는 131개이고 총요소수는 227개이다. 붐이 기하학적으로 대칭성을 가지므로 반쪽 모델에 작용하는 힘은 Figure 2.1에서 계산된 값들의 반이며 붐실린더에  $FX=11626\text{kgf}$ 와  $FY=-12980\text{kgf}$ , 아암실린더에  $FX=23631\text{kgf}$ 와  $FY=3625\text{kgf}$ 의 하중을 작용시켰다. Figure 3.2는 해석결과를 비교하기 위하여 Figure 3.1에서 선정

된 요소들인데 윗판, 밑판, 옆판 등에서 골고루 선택하였다.

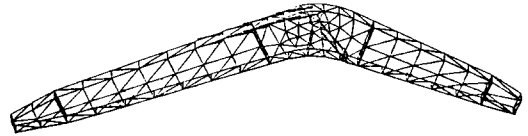


Figure 3.1 Finite Element Modelling of the Boom

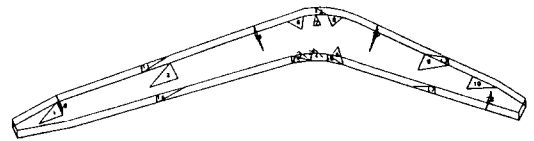


Figure 3.2 Selected ELEMENT

유한요소 해석 결과를 검토하기 위해 상용 구조 해석 패키지인 ANSYS version 4.4A를 이용하여 붐 모델을 해석하고, 그 결과를 비교했다. ANSYS에서는 4절점 판요소(STIF63)<sup>(8)</sup>를 사용하였으며, Figure 3.1과 같은 모델을 사용하였다. 해석을 수행한 결과를 X방향 변위 비교는 Figure 3.4로, Y방향 변위 비교는 Figure 3.5로 나타났다. 변위 해석은 두 결과가 잘 일치하고 있음을 그림에서 보듯이 알 수 있다. 응력 해석 결과는 요소의 단면 중간 부분의 응력은 두 비교치가 잘 일치했으나 윗면과 밑면에서 응력이 크게 나타나는 붐 중앙부위에서는 큰 차이를 보였으므로 이러한 응력 오차로 인해 최적설계 수행 시에 어느 정도 영향을 받을지를 알아보기 위해 응력 제한조건에 사용되는 등가응력 그래프를 윗면과 아랫면에 대해 그렸다. 윗면 요소의 등가 응력 비교는 Figure 3.6으로써, 밑면 등가응력 비교는 Figure 3.7에 나타났다. Figure 3.6과 Figure 3.7에서 오차가 크게 나타난 6번 요소의 경우 윗면의 등가 응력은 ANSYS결과가 크게 나타났고 밑면에서는 예상치가 크게 나타났었다. 그리고 윗면과 밑면의 응력 값 비교에서는 밑면의 등가응력이 크므로 응력 제한조건은 밑면의 등가응력으로 구성했다. 또한 밑면에서는 예상치의 등가응력이 ANSYS 결과보다 크고 따라서 예상치에 의한 응력 제한조건은 ANSYS 결과에 의한 제한보다 최적설계 결과치

를 더 안전하게 한다. 12번 요소의 경우도 마찬가지로 등가응력의 결과가 크지 않으므로 큰 영향을 미치지 못하는 것이다. 그러므로 본 논문에서 사용한 유한요소 해석방법은 신뢰할 수 있으며 이들 결과로 변위와 응력 제한조건을 구성하는 것은 타당성을 가진다고 사료된다.

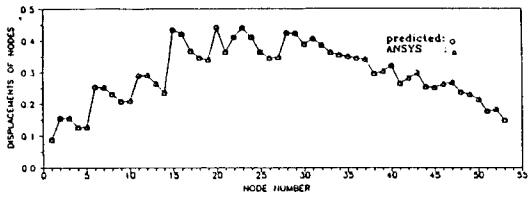


Figure 3.3 Comparison of the Displacement in X direction

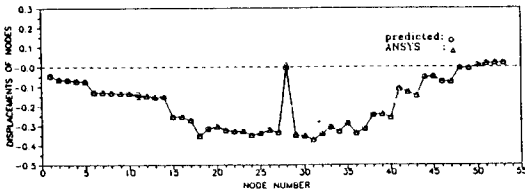


Figure 3.4 Comparison of the Displacement in Y direction

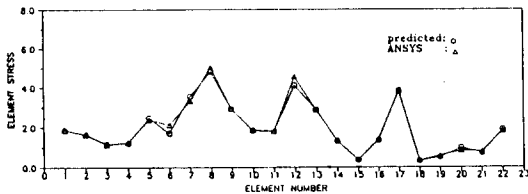


Figure 3.5 Comparison of the Equivalent Stress at Upper Surface of an Element

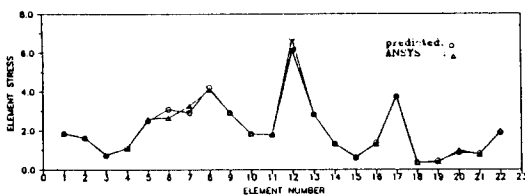


Figure 3.6 Comparison of the Equivalent Stress at Lower Surface of an Element

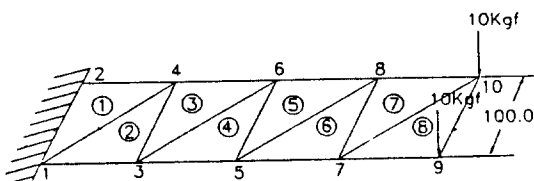


Figure 3.7 Optimum Design Problem of Cantilever Plate

### 3.2 민감도 해석결과

봄 모델은 131개의 절점과 227개의 요소로 구성되었으며 변위 제한조건식은 616개이고 227개의 응력 제한조건식이 만들어 졌다. 그러므로 총 843개의 부등 제한조건식이 구성되었다. 이들 제한식을 최적설계에 사용하기 위해 민감도 해석을 하였으며 민감도 해석결과를 검토하기 위해 차분결과와 비교 검토하였다. 차분해석은 설계변수의 5% 증분에 대해 수행하였다. 봄 모델의 옆판의 두께에 대해서 변위와 응력의 민감도 해석을 검토하였으며 다른 설계변수들의 민감도 해석 결과도 비슷한 양상이므로 이들의 검토로 대신하였다. Table 3.1에는 X-방향의 병진변위에 대한 추출된 절점에서의 민감도해석 결과와 차분 결과가 나타나있다. 또한 Table 3.2에는 요소 중심의 단면의 밑면에서의 X방향 응력  $\sigma_x$ 의 민감도 해석 결과가 나타나있다. 표에서  $\psi(b+\delta b)$ 는 설계변수의 5% 증분후의 값이고,  $\Delta\psi$ 는  $\psi(b+\delta b)$ 에서  $\psi(b)$ 를 감한 차분값이며,  $\psi'$ 는 직접 미분법에 의한 값이다.

Table 3.1 Design sensitivity of displacement in X direction

Node no.	$\psi(b)$	$\psi(b+\delta b)$	$\Delta\psi$	$\psi'$	$\psi'/\Delta\psi$ (%)
1	·8882E-01	·8689E-01	·1924E-02	·1973E-02	102.55
5	·1275E+00	·1247E+00	·2802E-02	·2872E-02	102.50
10	·2106E+00	·2059E+00	·4733E-02	·4846E-02	102.39
15	·4339E+00	·4229E+00	·1098E-01	·1130E-01	102.94
20	·4422E+00	·4305E+00	·1170E-01	·1204E-01	102.95
25	·3639E+00	·3548E+00	·9124E-02	·9376E-02	102.76
30	·3884E+00	·3783E+00	·1014E-01	·1044E-01	102.89
35	·3497E+00	·3411E+00	·8555E-02	·8781E-02	102.64
40	·3205E+00	·3128E+00	·7649E-02	·7851E-02	102.64
45	·2524E+00	·2466E+00	·5797E-02	·5951E-02	102.66
50	·2146E+00	·2097E+00	·4899E-02	·5034E-02	102.76

Table 3.2 Design Sensitivity of Stress  $\sigma_x$  at Bottom Surface of Element

Element no.	$\psi(b)$	$\psi(b+\delta b)$	$\Delta\psi$	$\psi'$	$\psi'/\Delta\psi$ (%)
1	·1402E+01	·1364E+01	·3754E-01	·3861E-01	102.84
5	·1515E+01	·1476E+01	·3866E-01	·3973E-01	102.78
10	·2477E+01	·2396E+01	·8137E-01	·8419E-01	103.46
15	·1771E+00	·1766E+00	·5020E-03	·3940E-03	78.49
20	·9075E-01	·9413E-01	·3371E-02	·3617E-02	107.30

차분해석 결과에 대한 민감도해석 결과의 비교 기준으로서 두 값의 비를 사용하였으며 100%는 민감도해석 결과가 설계 변수 변화에 대한 실제 응답의 변화와 일치함을 의미한다. 상기 결과에서 X-방향의 병진변위의 민감도 결과가 102~103%의 값으로 일치하고 있다.

상기 표에서 15번 요소에서 약 76.5% 차이를 보였지만 절대오차가 다른 값들에 비해 적으므로 무시할 수 있다. 다른 요소들에서는 비교적 직접 미분법에 의한 민감도 값과 차분법에 의한 민감도가 잘 일치하고 있다.

### 3.3. 최적 설계

#### 3.3.1 외팔보의 균일응력에 대한 최적설계

최종적으로 구성된 최적설계 프로그램의 정확성을 확인하기 위해 외팔보에 균일 응력이 작용하는 문제를 해석하여 보의 굽힘이론의 해와 비교하였다.

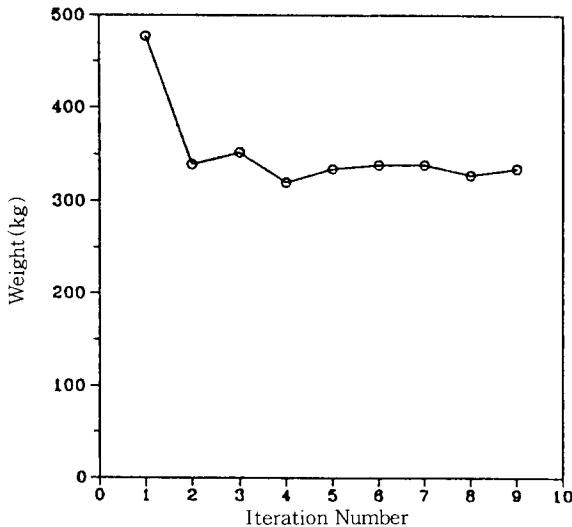


Figure 3.8 Optimization Results for the boom of an excavator

보의 길이가 400mm이고, 폭이 100mm인 외팔보를 Figure 3.8에 나타내었다. 총 절점수가 10개, 총 요소수가 8개로 유한요소 모델링하였으며, Figure 3.8에서 1번과 2번 절점의 모든 자유도를

구속하였고, 자유단의 9번과 10번 절점에 각각 10kgf의 하중을 판에 수직인 방향으로 가하였다. 설계변수는 각 판의 두께로서, 목적함수는 외팔보의 자중이다. 요소 1번과 2번의 두께( $b_1$ ), 3번과 4번의 두께( $b_2$ ), 5번과 6번의 두께( $b_3$ ), 7번과 8번의 두께( $b_4$ )를 각각의 설계변수로 하였다. 보 전체에 균일한 응력이 작용할 때의 보의 두께는 자유단으로부터의 거리의 제곱근에 비례한다. 최적설계의 결과를 Table 3.3에 나타냈으며, 보의 굽힘이론과 비교하여 상대오차를 구하였다.

Table 3.3 Optimum Design of the Cantilever Plate

Design Variable	Stress Constraint (kgf/mm <sup>2</sup> )	Initial Value (mm)	Optimum Value (mm)	Beam Bending Theory (mm)	Relative Error (%)
Thickness of ①, ②	3.0	8	11.71	12.11	3.30
Thickness of ③, ④	3.0	8	10.23	10.33	0.97
Thickness of ⑤, ⑥	3.0	8	7.99	8.17	2.20
Thickness of ⑦, ⑧	3.0	8	4.95	5.16	4.07

수치해석 결과가 보의 굽힘이론에 의한 결과에 대해 오차를 가지는 주된 이유는 보 전체에 작용하는 균일응력의 종류의 차이 때문이다. 보의 굽힘이론에 의한 보의 허용응력은  $\sigma_x$  이며 수치해석의 결과는 등가응력이 허용응력이므로 오차를 가지게 된다. Figure 3.8의 외팔보 문제에서 이론해의  $\sigma_x$  는 자유단으로부터 366.67mm에서 6.88 kgf/mm<sup>2</sup>,이며 수치해석의 경우 이 위치에서 등가응력은  $\sigma_x=6.95$  kgf/mm<sup>2</sup>,  $\sigma_y=1.507$  kgf/mm<sup>2</sup>,  $\tau_{xy}=0.163$  kgf/mm<sup>2</sup>으로 등가응력은 6.34 kgf/mm<sup>2</sup> 이 된다. 그러므로 수치해석에 의한 1,2번 요소의 두께가 이론해보다 작게 나타난 것으로 사료된다. 또한 1번과 2번 요소의 두께가 다른 두께에 비해 상대적으로 큰 오차를 보이는 것은 1번, 2번 절점을 구속한 경계효과에 의한 것이고 자유단에서는 기초보 이론해에서는 고려하지 않는 전단응력이 고려되므로 오차가 커지는 것은 오히려 당연하다. 위의 결과에서 최적설계 프

로그래의 수렴을 신뢰할 수 있으며 3차원 판 구조물인 붐을 해석할 때 등가응력 제한조건을 사용하는 것이 타당하다고 할 수 있다.

### 3.3.2 붐의 최적설계

식(2.1)-(2.5)의 정식화를 바탕으로 최적설계를 수행하였다. 변위와 응력 제한조건 그리고 초기치와 최적설계 결과치를 Table 3.4에 나타냈다. 초기 설계변수치를 (10.0, 10.0, 10.0, 10.0)으로 선택했고, 재료는 SM50A 강으로서 물리적 성질은 종탄성계수가  $2.1 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$ , 비중은  $78.57 \times 10^{-7} \text{ kgf/mm}^3$ , 포아송 비가 0.3, 항복 응력이  $33 \text{ kgf/mm}^2$  재질을 택하였다. 유한요소 해석을 수행한 결과, 최대변위가 0.9mm, 최대응력이  $7 \text{ kgf/mm}^2$ 였다. 응력 제한은 항복강도에 안전계수를 2배로 고려한 값을 택하였고 변위제한은 실제 구조물 해석치보다 약간 큰 값을 선택하였다.

Table 3.4 Optimum Design of the Boom of an Excavator

Design Variable	Displacement Constraints (mm)	Stress Constraints (kgf/mm <sup>2</sup> )	Initial Value (mm)	Optimum Value (mm)
Thickness of Upper Plate	1.0	15.0	10.0	14.03
Thickness of Side Plate	1.0	15.0	10.0	5.53
Thickness of Lower Plate	1.0	15.0	10.0	4.27
Thickness of Armature Plate	1.0	15.0	10.3	7.88

상기 결과는 반복이차 계획법의 초기 매개변수를 벌칙 매개변수는 1.0, 최대 위반량을 5., 최적치의 정확도를 0.1, 선탐색의 정확도를 0.01로 택하여 얻은 값이다. 참고로 아홉번의 반복회 동안 함수 계산을 31번, 목적함수의 기울기 계산을 9번, 제한조건식의 기울기를 9번 계산하였다. 반복회당 감소된 무게값이 Figure 3.9에 나타나 있다. 초기 붐 모델의 반쪽 무게가 453 kgf이었는데 최종 수렴한 무게가 331 kgf이었으므로 자중감소 효과는 약 27%가 되었다. 윗 판과 속 보강판에 하중이 작용하므로 하중이 작용하는 요소에 국부적으로

큰 응력이 발생하여 윗 판의 두께가 14mm, 속 보강판의 두께가 7.9mm, 옆판이 5.5mm, 밑판이 4.3mm로 각기 수렴하였다.

### 4. 결론

산업 전반에서 널리 사용되고 있는 굴삭기에 대해서 제작 단가를 낮추고, 작업성능을 높이기 위한 목적으로 작업장치 중에서 가장 큰 중량 감소 효과를 가질 것으로 예상되는 붐에 대해서 경량화 설계에 관한 연구를 수행하였다. 굴삭기의 붐에 대한 최적 설계를 수행하기 위하여 굴삭기를 정지 상태에서부터 평형상태로 가정하여 모델링하고 유한요소 해석을 거쳐 민감도 해석과 최적화 알고리즘을 결합하여 구성하였다. 이렇게 해서 구성된 판 구조물 최적설계 프로그램으로 변위, 응력 제한조건을 만족하면서 붐의 중량을 최소화하는 판 두께를 설계하였다. 설계를 수행한 결과 붐 실린더와 아암 실린더에 의해 하중이 작용하는 붐의 윗판과 속 보강판에 응력이 크게 나타났으므로 이로 인해 윗판의 두께가 가장 두껍고 보강판의 두께가 두번째로 옆판 그리고 밑판의 두께의 순으로 나타났다. 초기 유한요소 해석의 결과를 바탕으로 변위와 응력 제한을 조금 큰 값을 부여하였기 때문에 응력제한과 변위제한의 두 영향을 모두 받았으며 붐의 중앙부의 요소들의 응답에 의해 설계변수들이 제한받았다. 붐 모델에 대한 자중 감소 효과는 약 27%가 되었으나 실제 굴삭기 전체에 대해서 고려할 때 이에 대응되는 굴삭기 몸체의 카운터파트의 무게를 감소시키므로서 중량 감소 효과는 상당히 클 것으로 예상된다. 또한 굴삭기의 다른 작업 장치인 아암과 버킷에 대해서도 경량화 설계를 수행하면 굴삭기 전체의 중량감소 효과를 더욱 크게 기대할 수 있으므로 이러한 순차적인 연구가 뒤따라야 하겠다.

### 감사의 글

본 논문은 1992년 (주) 삼성중공업 제2공장의 연구지원에 의하여 수행되었으며, 연구지원에 깊은 감사를 드립니다.

참고 문헌

1. Peter W., Andrew W., Richard W. and Richard R., "Design of an Excavator Arm Using Optimization Techniques", Society of Automatic Engineers, Inc., pp2.1248-2.1252, 1988.
2. 임 상전, 광 병만, 이 주성, 유한요소법 입문, 동명사, 1989.
3. Arora J. S. and Haug E. J., "Methods of Design Sensitivity Analysis in Structural Optimization", AIAA Journal Vol.17, No.9, pp.970-973, 1979.
4. Lim O. K. and Arora J. S., "An Active Set RQP Algorithm for Engineering Design Optimization", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering Vol. 57, pp.51-65, 1986.
5. Haug E. J. and Choi K. K., and Komkov V., Design Sensitivity Analysis of Structural Systems, Academic Press, New York, 1986.
6. Arora J. S., Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, 1989.
7. Lim O. K. and Arora J. S., "A Superlinearly Convergent ROP Algorithm with Active Set Strategy for Optimum Design", T. R. CAD-SS-83-20, The Univ. of Iowa, 1983.
8. Kohnke P. C., ANSYS Engineering Analysis System Theoretical Manual, Swanson Analysis Systems, INC., 1989.
9. Hsieh C. C. and Arora J. S., "Structural Design Sensitivity analysis with General Boundary Conditions : Static Problem", International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 20, pp.1661-1670, 1984.

(접수일자 : 1992. 10. 27)