

크레인 LMTT용 이동체의 구조최적설계

이권희* · 민경암** · 박형욱** · 한동섭** · 한근조***

*동아대학교 기계공학과 조교수, **동아대학교 기계공학과 대학원, ***동아대학교 기계공학과 교수

Structural Optimization for LMTT-mover of a Crane

K.-H. Lee* · K. A. Min** · H. W. PARK** · D. S. Han** · G. J. Han***

*Division of Mechanical Engineering Dong-A University, Busan 604-714, Korea

**Graduate school of Dong-A University, Busan 604-714, Korea

***Division of Mechanical Engineering Dong-A University, Busan 604-714, Korea

요 약 : LMTT는 항만 자동화를 위한 수평 이송이 가능하도록 설계된 셔틀카(shuttle car)와 격자구조의 레일에 부착된 스테이터 모듈(stator module)로 구성된 PMLSM(Permanent Magnetic Linear Synchronous Motor)에 의해 구동된다. 본 논문에서는 강도 및 강성기준을 고려하고 경량화 설계를 위하여 쉘 요소로 유한요소 모델링된 이동체(mover)의 구조최적설계를 수행하였다. 설계변수로는 가로빔, 세로빔, 휠 빔의 두께와 가로빔 및 세로빔의 높이를 포함시켰다. 목적함수는 중량, 제한조건 함수는 안전율이 고려된 허용응력과 가로빔의 허용변위로 설정하였다.

핵심용어 : LMTT, 셔틀카, 이동체, 구조최적설계, 하역장비

Abstract : LMTT (Linear Motor-based Transfer Technology) is the horizontal transfer system for yard automation, which has been proposed to take the place of AGV (Automated Guided Vehicle) in the maritime container terminal. The system is based on PMLSM (Permanent Magnetic Linear Synchronous Motor) that consists of stator modules on the rail and shuttle car. It is desirable to reduce the weight of LMTT in order to control the electronic devices with minimum energy. In this research, structural optimization for a mover of shuttle car is performed to minimize the weight satisfying design criteria. The objective function is set up as weight. On the contrary, the design variables are transverse, longitudinal and wheel beams' thicknesses and its height, and the constraints are considered as strength and stiffness.

Key words : LMTT, Shuttle Car, Mover, Structural Optimization, PMLSM

1. 서 론

세계 주요 항만에서 취급하는 컨테이너 무역규모가 급속히 증가함에 따라 이에 대처하기 위한 초대형컨테이너(ultra large container ship)가 출현하고 있다. 현재의 예측으로는 20년 이내에 15,000~18,000 TEU급의 초대형 컨테이너선의 출현이 예상된다(Han et al., 2004). 동시에 항만시설의 자동화, 하역장비의 자동화 등 항만의 환경이 급격히 변화하고 있다.

국가 산업 경쟁력과 직결되어 있는 항만 물류산업의 고부가가치를 위해 이에 관련된 정책 및 기술의 개발이 요구되고 있는 시점이다. 이러한 항만의 빠른 변화에 능동적으로 대처하기 위해 각국은 차세대 선진항만 구현을 위한 새로운 아이디어와 전략에 노력을 기울이고 있다.

지금까지 항만 자동화를 위한 많은 기술들이 제안되어지고,

개발되어져 왔다. 기존의 터미널 내의 컨테이너 이송장치 자동화를 위한 해결 방안 중에 대표적인 것이 AGV(Automated Guided Vehicle)이다. 그러나 AGV는 저속도, 제어의 어려움, 무거운 중량 등 다양한 문제점들을 안고 있다. 이런 문제점들을 해결하고, 항만자동화를 손쉽게 달성하기 위해 LMTT (Linear Motor-based Transfer Technology)가 새로운 해결방안으로 제안되고 있다.

LMTT는 항만 자동화를 위한 수평 이송시스템이며, 셔틀카와 격자구조의 레일에 부착된 스테이터 모듈로 구성된 PMLSM(Permanent Magnetic Linear Synchronous Motor)에 의해 구동된다. LMTT용 셔틀카 부품인 이동체는 영구자석편이 설치된 이동체와 레일 사이에 일정한 간격으로 설치된 스테이터 모듈에 의해 구동된다. 따라서 효율적인 전기적 제어를 위해서는 이동체 구조의 경량화 설계가 요구된다. 즉, 이동

* 대표저자 : 이권희(정회원), leekh@donga.ac.kr 051)200-7638
** 정회원, m2inam@naver.com 051)200-6981
** 정회원, hobang00@naver.com 051)200-6981
** 정회원, dshan@donga.ac.kr 051)200-6989
*** 종신회원, gjhan@daunet.donga.ac.kr 051)200-7650

체의 경향화를 위한 구조설계 기법의 적용이 필수적이다.

현재 항만 구조물의 구조설계를 위해 유한요소 해석이 널리 이용되고 있으나 구조최적설계(structural optimization)의 적용은 미미한 실정이다. 본 연구에서는 셸로 유한요소 모델링된 이동체의 효율적인 구조설계를 위하여, 근사기법(formal approximation)에 의한 민감도기반 최적설계(gradient-based optimization) 알고리즘을 이용하였다. 목적함수는 이동체의 중량을, 설계변수로는 이동체의 가로빔(longitudinal beam), 세로빔(transverse beam), 휠빔(wheel beam)의 두께와 가로빔 및 세로빔의 높이로 설정하였다. 반면에 제한조건은 응력 및 가로빔에 발생하는 수직변위로 설정하였다. 유한요소해석 및 구조최적설계를 위하여 상용프로그램인 GENESIS를 사용하였다(Vanderplaats, 1998).

2. Mover의 유한요소모델링 및 구조최적설계이론

2.1 해석모델 및 경계조건

LMTT에서 셔틀카의 구조를 Fig. 1에 표시하였다. 셔틀카는 크게 프레임과 이동체로 구성되어 있다. 이동체위에 프레임이 고정되고 프레임의 위에 컨테이너가 놓여지고, 이동체의 밑부분과 레일에 장착된 자석의 자력에 의한 스테이터 모듈에 의해 셔틀카가 움직이게 되는 것이다.

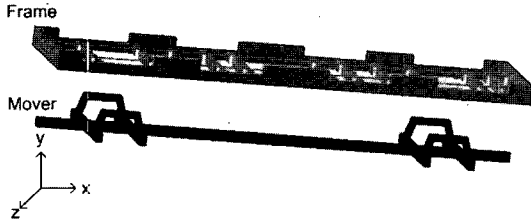


Fig. 1 Structure of shuttle car

이동체의 재료는 연강으로써 기계적 성질은 Table 1과 같다. 셔틀카의 이동체는 Fig. 2와 같이 각각 가로빔, 세로빔, 휠빔의 세 부분으로 구성되어 있다. 개념설계 단계에서 가로빔 및 세로빔의 높이, $h=300\text{mm}$ 이고 단면은 사각 중실축으로 되어 있다. 본 연구에서는 중량감소를 위해 단면을 사각 중공축으로 변경하여 최적화를 수행할 것이고, 이 단면을 개념설계와 구분하기 위해 초기설계라 정의하였다. Fig. 2의 초기설계는 구조성능의 검토가 이루어진 단계가 아니므로 현재 치수가 큰 의미는 없다.

이동체는 Fig. 2와 같이 댐퍼의 4부분에서 프레임과 컨테이너의 무게 50ton을 받고 있다. 동시에 이동체는 신속한 제어를 위해서 정지나 출발시에 가로빔과 세로빔의 밑부분에 부착된 자석과 레일에 부착된 자석에 의해서 자기력으로 이동 방향에 따라 가로빔과 세로빔의 밑 부분에 30ton의 힘이 들어올러지거나 잡아당겨 진다. 따라서 최적화 과정 중에 고려된 하중 조건은 다음과 같다.

Table 1 Mechanical properties of mild steel(SM15C)

Property	Symbol	Value
Elastic modulus	E	210 GPa
Poisson's ratio	ν	0.29
Density	ρ	7850 kg/m ³
Yield strength	σ_y	240 MPa
Tensile strength	σ_t	519 MPa

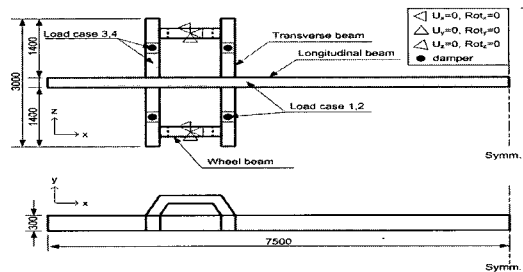


Fig. 2 Mover of shuttle car

조건 1. 프레임과 컨테이너가 위에서 누르는 무게 50ton과 가로빔 방향으로 움직일 때 가로빔에 작용하는 부상력 30ton

조건 2. 프레임과 컨테이너가 위에서 누르는 무게 50ton과 가로빔 방향으로 정지할 때 가로빔에 작용하는 흡착력 30ton

조건 3. 프레임과 컨테이너가 위에서 누르는 무게 50ton과 세로빔 방향으로 움직일 때 세로빔에 작용하는 부상력 30ton

조건 4. 프레임과 컨테이너가 위에서 누르는 무게 50ton과 세로빔 방향으로 정지할 때 세로빔에 작용하는 흡착력 30ton .

유한요소 모델링에서 프레임과 컨테이너의 무게는 댐퍼 장착위치에 분포하중으로 작용시켰고, 부상력 및 흡착력은 가로빔 또는 세로빔 밑면에 분포하중으로 작용시켰다. 유한요소 모델링 시, 이동체의 구조는 y-z평면에 대해 대칭이기 때문에 대칭구조의 한쪽 부분만을 모델링하였다. 그리고 유한요소 해석을 위해 각 절점에 6자유도를 갖는 셸 요소를 사용하였으며 요소 수 및 절점수는 각각 15,668개, 15,596개이다.

2.2 구조최적설계이론

컴퓨터 하드웨어 성능의 급속한 향상과 유한요소법의 발달로 인해, 최적설계 이론이 가장 활발히 적용되고 있는 분야는 구조설계 분야이다. 본 연구에서는 이동체의 구조설계에 효율적으로 개발된 구조최적설계 기법을 적용하고자 한다.

일반적으로 구조최적설계는 식 (1)~(5)와 같이 응력, 변위, 고유 진동수 등의 제한 조건을 만족하며 구조물의 중량을 최소화하는 문제로 정의된다(Arora, 1989; Vanderplaats, 1984). 이때 설계변수로서는 치수최적설계(size optimization) 및 형상최

적설계(shape optimization)에 따라, 단면적, 관성 모멘트, 요소의 길이, 구조물의 형상, 절점의 좌표 등이 고려될 수 있다.

$$\text{Minimize } W(x) \tag{1}$$

$$\text{Subject to } \sigma_i \leq \sigma_{all} \quad i=1, \dots, l \tag{2}$$

$$\delta_j \leq \delta_{all} \quad j=1, \dots, m \tag{3}$$

$$f_k \geq f_{all}, \quad k=1, \dots, p \tag{4}$$

$$x_L \leq x \leq x_U \tag{5}$$

여기서 x, x_L, x_U 는 설계변수 및 설계변수의 하한 값과 상한값 벡터이고, 목적함수 W 는 중량, σ, δ, f 는 각각 응력, 변위, 고유진동수이다. 아래첨자 all 은 허용값을 의미한다.

치수최적설계는 이산구조물(discrete structure)의 경우, 단면의 높이, 너비 및 두께와 같은 치수 또는 면적, 관성모멘트 등을 설계변수로 한다. 그리고 연속구조물(continuous structure)인 경우에는 두께를 설계변수로 한다. 형상최적설계는 치수최적설계와 달리 절점의 위치를 이동시켜 최적의 해를 얻는 것으로, Vanderplaats는 절점의 위치를 이동시키기 위해 베이스(basis) 접근법이나 교란벡터(perturbation vector) 접근법을 이용하였다(Levia and Watson, 1998; Vanderplaats, 1998)

형상최적설계에서 베이스 접근법은 구조물의 초기 형상에 대해 그 구조물이 변할 수 있는 후보 모델을 선형으로 조합하여 최적해를 산출한다. 3차원 형상인 경우 각 절점에 대한 선형조합을 다음식과 같이 표시할 수 있다.

$$x_i = x_{i0} + \sum_j^{n_s} DV_j (x_{bij} - x_{i0}) \tag{6}$$

$$y_i = y_{i0} + \sum_j^{n_s} DV_j (y_{bij} - y_{i0}) \tag{7}$$

$$z_i = z_{i0} + \sum_j^{n_s} DV_j (z_{bij} - z_{i0}) \tag{8}$$

여기서 x_i, y_i, z_i 는 절점 i 의 새 좌표이며, x_{i0}, y_{i0}, z_{i0} 는 i 의 초기 좌표이며, $x_{bij}, y_{bij}, z_{bij}$ 는 절점 i 에 해당하는 j th 베이스 벡터의 성분들이고, DV_j 는 설계변수 j 의 값을 나타낸다. 그리고 n_s 는 형상설계변수의 수이다. 이에 비해 교란벡터 접근법은 베이스 접근법처럼 후보 모델을 선정하기 어려운 경우 직접 절점이 이동할 수 있는 방향을 입력하고, 설계 변수는 절점의 현재 위치에서의 교란 양을 결정하게 된다.

Fig. 3은 베이스 접근법과 교란벡터 접근법의 차이를 나타내고 있다. P_0 는 절점의 초기 위치, P_1 는 절점의 새로운 위치가 된다. 설계변수 값이 0이면 절점의 위치는 P_0 에서 P_1 으로 전진하고, 0보다 작거나 1보다 큰 값이면 외간법으로 0

과 1사이의 값이면 내간법을 이용하여 형상이 결정된다. 두 방법 모두 설계 후보군의 선형조합을 이용하여 최적형상을 구하는 것이다(Vanderplaats, 1984). 본 연구에서는 형상설계변수를 고려하기 위하여 교란벡터 접근법을 이용하였다.

Fig. 4는 유한요소법의 해석수를 최대한 줄일 수 있도록 개발된 근사기법을 설명하고 있다. 먼저 초기 유한요소 모델에 대해 유한요소 해석을 수행하고, 제한조건들 중에서 충분히 만족되는 제한조건들은 제외시켜 제한조건의 수를 줄이게 된다. 그런 뒤에 목적함수에 관련된 수렴조건을 만족하면 계산 과정이 끝나고 만족하지 않게 되면 민감도 해석을 하게 된다. 그리고 민감도해석을 기초로 해서 근사화 문제를 산출하고 최적화 알고리즘(formal approximation)을 도입해서 최적화 문제를 풀게 된다. 본 연구에서는 이 단계에서 수정된 유용방향법(modified feasible direction method)을 이용하였다. 다음으로 설계변수와 관련된 수렴조건을 만족하면 멈추게 되고, 그렇지 못하면 모델을 수정하여 유한요소 해석부터 다시 시작하고 이 과정을 반복하게 된다. 본 연구에서 이 반복과정의 수렴 조건은 GENESIS에서 제공되는 기본값을 이용하였다.

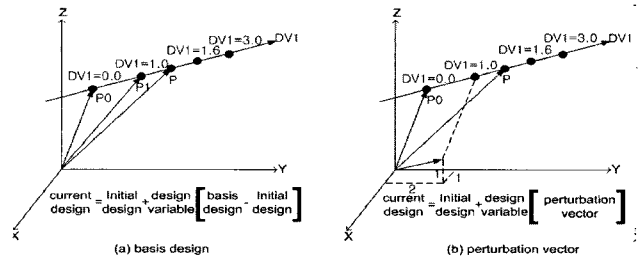


Fig. 3 Basis and perturbation vectors

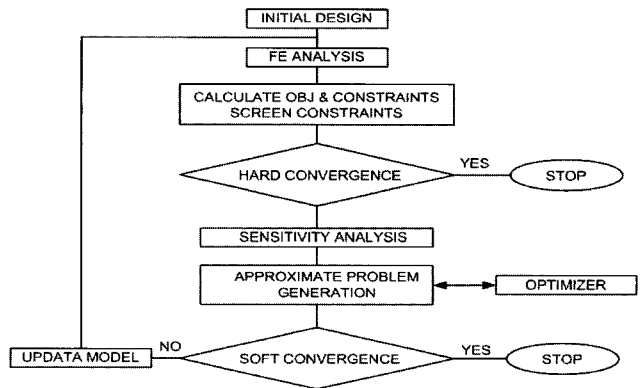


Fig. 4 Approximation method

2.3 수정유용방향법

Fig. 4에서 최적화 문제에 대한 근사화 문제를 생성한 후 수정유용방향법을 적용하여 각 반복수에 대한 최적해를 산출한다.

유용방향법은 설계점을 한 유용 설계에서 개선된 유용설계로 순차적으로 이동시킨다. 따라서 유용설계 $x^{(k)}$ 가 주어지면 개선하는 유용방향 $d^{(k)}$ 를 결정하기 위하여 $\alpha > 0$ 에 관하여 다

음의 두 성질을 만족해야 한다.

- 1) 새로운 설계 $x^{(k+1)} = x^{(k)} + \alpha \delta x^k$ 는 유용
- 2) $f(x^{(k+1)}) < f(x^{(k)})$

여기서 δx 는 방향벡터이다. 그러나 이 방법은 초기설계치가 유용설계에 있어야 한다는 단점이 있다. 이 문제를 수정유용방향법으로 해결한다.

$$\text{Minimize } \nabla f(x) \cdot \delta x^k - \phi\beta \tag{9}$$

$$\text{Subject to } \nabla f(x) \cdot \delta x^k \leq \beta \tag{10}$$

$$\nabla g_i(x) \cdot \delta x^k \leq \theta_i \beta \tag{11}$$

$$-1 \leq \delta x^k \leq 1 \tag{12}$$

여기서 ϕ 는 가중치이며, 보통 $\phi \geq 10^5$ 이다. 식 (11)에서 $i \in I_k$ (활성화 및 위배된 제한조건)이고, 식 (12)는 무계(unbound)를 막아준다.

3. 최적설계 및 결과

3.1 문제의 정식화 및 설계변수의 정의

개념설계단계에서 이동체의 각 부재는 중실 단면으로 설계되었다. 그러나 이동체의 경량화를 위해서 중공 부재로 바꾸어 각 부재의 두께와 이동체의 높이를 설계변수로 설정하여 최적설계를 수행하고자 한다. 따라서 최적설계를 위해 초기설계는 중공 부재로 간주한다. 이때 중공 부재의 초기 두께는 모두 2.0mm로 설정하였으나 초기설계는 구조성능의 검토가 없었으므로 큰 의미는 없다. 또한 목적함수로서 중량을 설정하고, 제한조건은 각 요소에 작용하는 본 미세스(von Mises) 응력 및 가로빔의 수직방향에 대한 최대처짐이다. 이때 최대처짐은 Fig. 5의 * 지점에서 발생한다. 이를 위한 최적설계 정식화는 다음과 같다.

$$\text{Minimize } W(t_1, t_2, t_3, h) \tag{13}$$

$$\text{Subject to } \sigma_i \leq \sigma_{all} \quad i=1, \dots, l \tag{14}$$

$$\delta_* \leq \delta_{all} \tag{15}$$

$$t_L \leq t_1, t_2, t_3 \leq t_U \tag{16}$$

$$h_L \leq h \leq h_U \tag{17}$$

여기서, l 은 요소 수로써 15,668이고, 허용응력 σ_{all} 은 안전율을 1.5와 2.0으로 설정하여 각각 120MPa, 160MPa에 대하여 최적설계를 수행하였다. δ_* 는 * 지점의 수직방향 변위를 표시하고, δ_{all} 는 가로빔 스패의 1/800이다. 그리고 t_1, t_2, t_3 는 각각 세로빔, 가로빔, 휠빔의 두께로써 치수 설계변수이고 동일부재의 두께는 일정하다. 또한 t_L 및 t_U 는 치수 설계변수의 하한값

및 상한값을 표시하며 각각 2mm와 35mm로 설정하였다. 또한 h 는 이동체 중 가로빔 및 세로빔의 높이로써 형상 설계변수이고, h_L 및 h_U 는 형상 설계변수에 대한 하한값과 상한값을 표시하며 각각 200mm와 400mm이다. 설계변수에 대한 설명을 Fig. 5에 표시하였다. 여기서 단면 A-A는 편의상 가로빔의 단면만 보여주지만 세로빔, 휠빔의 단면도 동일한 중공 형상이다. 그리고 각 부재의 너비는 200mm로 일정하고 휠빔의 높이는 프레임과의 결합을 생각해서 일정하게 하였다.

형상설계변수 h 에 관련된 교란벡터를 부여하기 위하여, 설계영역(design domain)은 직육면체로 정의하였다. 그리고 직육면체의 한 면의 모서리 4 곳에 높이 방향으로 교란벡터를 작용시켰다. 이것을 Fig. 5에 표시하였다. 설계영역을 하나의 직육면체로 정의한 이유는 이동체의 제작 시, 가로빔과 세로빔의 높이가 같아야 하기 때문이다.

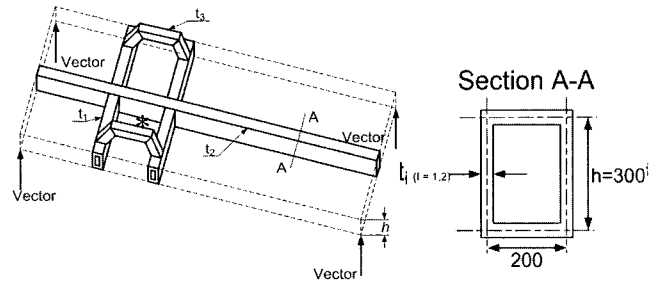


Fig. 5 Shape and size design variables

이동체는 격자모양의 레일위에서 이동시와 정지 시, 자기력에 의해서 이동 방향에 따라 가로빔과 세로빔의 하부에서 30ton의 하중을 각각 받는다. 서틀카의 출발 시에는 위로 밀어 올리는 부상력이 작용한다. 반면에 서틀카의 정지 시에는 밀어 끌어 내리는 흡착력이 작용하게 된다. 즉, 이동체가 출발 시나 정지 시에 보다 좋은 응답성을 위해서 출발 시에는 자기력으로 이동체를 위로 밀어 올리고 정지 시에는 이동체를 밀어 잡아당긴다. 이런 구조는 전력의 소모량이 크지만, 장시간 사용하는 것이 아니므로 빠른 응답성으로 인한 컨테이너 물동량의 처리가 전력의 소모량 보다 우선이다. 앞의 2.1절에서 정의한 하중조건은 4개이므로 식 (14)에서 정의된 제한조건 수의 수는 $l \times 4 = 15,668 \times 4 = 62,672$ 개이다.

3.2 최적설계결과

허용응력이 안전율 1.5와 2.0으로 고려된 경우에 대해서 각각 식 (13)-(17)의 최적설계 문제를 Fig. 4의 방법으로 해결하였다. Fig. 4에 표시된 최적해에 도달하기까지의 전체 반복수(iteration)는 허용응력이 안전율 1.5인 경우에는 18회, 허용응력이 안전율 2.0인 경우에는 24회이다. 그리고 각 반복수에 따른 중량의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 반복수 6-7회까지는 강도 및 강성에 대한 제한조건을 만족시키기 위해서 중량이 증가된 후 다음 반복수부터 점차 최적해에 수렴하고 있음을 알 수 있다. 초기설계의 중량은 242.5kg이었으나, 허용응력이

안전율 1.5와 2.0인 경우에 대해 중량은 각각 7.03배와 13.2배씩 증가하였다. 그러나 초기설계에서는 제한조건을 위배하고 있으므로 이의 직접적인 비교는 의미가 없다. 반면에 개념설계 단계에서 각 부재의 단면이 중실이었으므로 상당한 중량을 감소시키면서 최적의 치수 및 형상을 찾은 것이다.

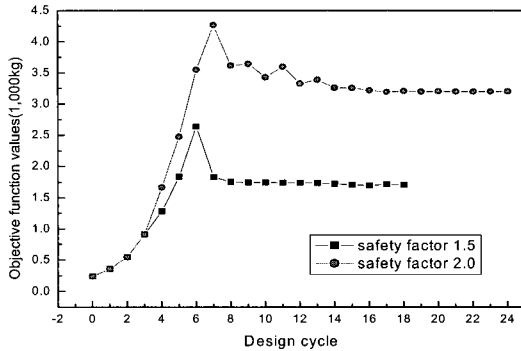


Fig. 6 History of objective function

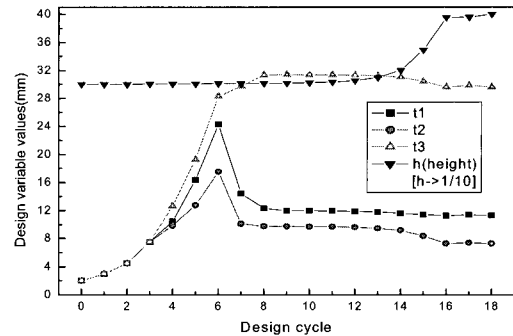
허용응력이 안전율 1.5와 2.0으로 고려된 각각의 경우에 대해서, 최적해에 수렴하기까지의 각 설계변수들의 변화과정을 각각 Fig. 7(a), (b)에 표시하였다. Fig. 7 (a)에서 형상설계변수 h 는 반복수 12회까지 거의 변화가 없는 반면에, 12회부터는 완만하게 증가하여 상한값까지 도달하고 있다. 초기 반복수에서 응력 및 변위에 민감한 설계변수는 t_1, t_2, t_3 이므로 이들 값이 증가하고 있다. 그 이후 14회 반복수부터는 목적함수인 중량을 감소시키기 위해 t_1, t_2, t_3 가 줄어들면서, 제한조건을 만족시키기 위해 형상설계변수 h 가 상한값으로 도달하고 있는 것이다. 그리고 2 번째 하중조건에 관한 제한조건이 활성화 제한조건(active constraint)으로 나타나고 있다. 이로 인해 치수설계변수 중 이에 가장 민감한 t_3 가 가장 많이 두꺼워졌음을 알 수 있다. 반면에 강성에 관련된 제한조건은 비활성화 제한조건(inactive constraint)로 나타나고 있다.

허용응력이 안전율 2.0으로 고려된 경우의 설계변수 변화이력인 Fig. 7 (b)를 보면, 전체적인 설계변수의 변화에 대한 경향은 비슷함을 알 수 있다. 즉, 이 경우에는 최대응력에 가장 민감한 치수설계변수 t_3 가 상한값에 도달한 후에도 여전히 제한조건을 만족시키지 못한다. 따라서 그 이후에 형상설계변수가 상한값으로 도달하는 것을 알 수 있다.

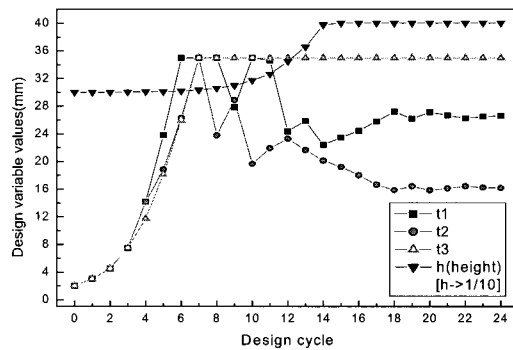
치수설계변수 t_3 가 t_1, t_2 에 비해 상대적으로 최대응력에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 이는 댐퍼 장착위치에 큰 하중이 작용하고, 휠빔의 중앙에 고정된 경계조건이 부여되어 있기 때문에 휠빔의 굽힘에 의한 응력을 감소시키기 위해 t_3 가 증가하고 있는 것이다. 즉, 휠빔의 중앙부에 바퀴가 체결되는 구속이 있으며 휠빔 끝단에서 가까운 곳에 댐퍼가 달려 있어서이다. 댐퍼는 위의 프레임과 컨테이너의 무게를 지탱하는 부분이다.

Table 2에는 최적설계를 통해 구해진 최적해를 표시하였고, 최적설계의 수행 후에 각 하중조건 별 발생하는 최대응력을 Table 3에 표시하였다. 여기에 표시된 응력은 요소응력이 아

니고 산출된 요소응력을 기초로 평균화 시킨 평균응력 (average stress)을 표시한 것이다. 각 하중조건별 최대응력은 최적설계 정식화에서 설정한 허용응력 이내에 들어오고 있다.



(a) Safety factor 1.5



(a) Safety factor 2.0

Fig. 7 History of design variables(mm)

Table 2 Optimum design variables and its weight

safety factor	optimum design variables(mm) and its weight(kg)				
	t_1^*	t_2^*	t_3^*	h^*	W^*
1.5	11.27	7.29	29.94	400.00	1706.3
2.0	26.62	16.17	34.99	400.00	3200.6

Table 3 Maximum stress in each load condition

safety factor	Maximum stress(MPa)			
	loading case1	loading case2	loading case3	loading case4
1.5	132.7	156.3	127.8	123.8
2.0	52.1	90.6	24.5	66.8

허용응력이 안전율의 2.0으로 설정된 경우에 대하여, 4 개의 하중조건별로 최대응력 발생 부위를 Figs. 8-11에 표시하였다. 이때의 응력은 본미체스 응력에 대한 평균응력이다.

최대응력 발생위치는 Fig. 8의 하중조건 1의 경우에는 가로빔과 세로빔이 교차하는 하단부에서 발생하였고, Fig. 10의 하중조건 3인 경우에는 댐퍼 장착 위치에서 발생하고 있다. 반면에 최적해에 가장 큰 영향을 미치는 Fig. 9의 하중조건 2와 Fig. 11의 하중조건 4에서는 휠빔에서 경계조건이 부여된 부

분의 아랫면 주위에서 발생하였다. 이는 굽힘이 크게 발생하는 위치와 동일하다.

4. 결 론

LMTT용 셔틀카의 이동체의 구조설계를 위하여, 구조최적설계 기법을 적용함으로써 경량화 설계를 구현하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. LMTT용 셔틀카 이동체의 구조는 구조최적설계가 적용되기 적합한 구조임이 판명되었고, 안전계수를 1.5, 2.0으로 설정했을 경우에 대하여 중량을 최소화 시키는 최적설계를 얻었다.
2. 가로빔, 세로빔, 휠빔의 치수설계변수와 가로빔 및 세로빔의 높이를 정의하는 형상설계변수 중, 활성화 제한조건으로 판명된 응력에 가장 큰 영향을 주는 변수는 휠빔의 두께로 밝혀졌으며 최적설계 결과, 이 두께가 다른 치수설계변수에 비해 가장 많이 증가하고 있다.
3. 셔틀카 이동체의 구조설계를 위하여 강도뿐만 아니라 강성에 대한 제한조건을 고려함으로써 보다 현실적인 최적해를 산출하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신 인력양성사업의 지원으로 수행되었음.

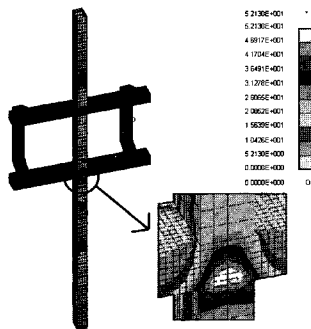


Fig. 8 Stress contour in loading case 1 (safety factor s=2.0, von Mises stress(MPa))

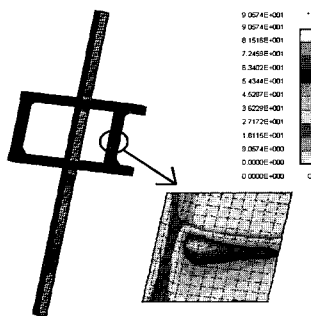


Fig. 9 Stress contour in loading case 2

(safety factor s=2.0, von Mises stress(MPa))

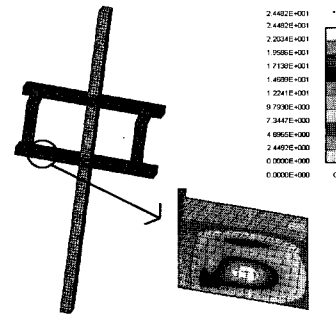


Fig. 10 Stress contour in loading case 3 (safety factor s=2.0, von Mises stress(MPa))

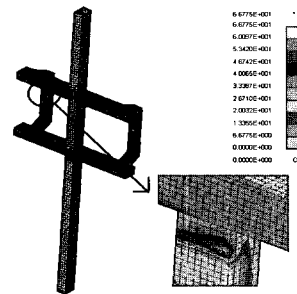


Fig. 11 Stress contour in loading case 4 (safety factor s=2.0, von Mises stress(MPa))

참 고 문 헌

- [1] Arora, J. S.(1989), *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Mill Book Company, New York.
- [2] Han, D. S., Han, G. J., Lee, K. S., Shim, J. J. and Kim, T. H.(2004), "The Effect of Thickness Ratio and Hight Ratio of Inner Beam on Strength and Stiffness of Frame in Shuttle Car for LMTT," *Korean Institute of Navigation and Port Research Journal*, Vol. 28, No. 3, pp. 207-211.
- [3] Levia, J. P. and Watson, B. C.(1998), "Automatic Generation of Basis Vectors for Shape Optimization in the GENESIS Problem," AIAA-98-4852, pp. 1115-1122.
- [4] Vanderplaats, G. N.(1984), *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design*, McGraw-Hill Book Company, New York.
- [5] Vanderplaats, G. N.(1998), *GENESIS User's Manual 5.0*, VMA Engineering, Colorado.

원고접수일 : 2004년 11월 6일

원고채택일 : 2005년 5월 2일