

기계식 주차설비의 차량 수납장치 최적설계

김명진*(고려대 대학원 기계공학과), 김권희(고려대 기계공학과)

Optimization of a trolley for mechanical parking systems

M. J. Kim(Mech. Eng. Dept., Korea Univ.), K. H. Kim(Mech. Eng. Dept., Korea Univ.)

ABSTRACT

An automated mechanical parking system with a dedicated multi-floor building has been studied for improvements. Among the major components of the system, study is focused on the trolley which is the most important to the overall reliability of the system. The trolley holds and moves a parked vehicle horizontally into a specified position for the next sequence of operations. Optimization of a trolley structure is presented for strength and simplicity. With optimization, the weight has been reduced by 30% with respect to the conventional design.

Key Words : Trolley (차량 수납장치), Parking system (주차설비), Taguchi method (다구찌 실험계획법), Optimization (최적화), Subproblem approximation method (부분문제 근사법)

1. 서론

1980년대 말부터 도입된 기계식 주차설비는 한정된 공간에서의 효율적인 주차 환경을 제공한다. 기계식 주차 시스템은 다양한 방식이 개발, 보급되어 있다. 다른 기계 장치와 마찬가지로 주차 시스템 또한 높은 신뢰성이 확보되어야 하고 운전 및 유지비용이 저렴하여야 한다. 이를 위하여 핵심적인 기능을 하는 시스템 구성요소의 신뢰성과 경제성을 고려한 설계가 필요하나 현재까지 기계식 주차설비에 대한 연구는 매우 미비한 실정이다. 본 연구에서는 승강기, 차량수납장치, 수평-수직 이송 장치 등으로 구성되는 다층 주차 구조 시스템을 연구 대상으로 하였다. 시스템의 구성요소 중에서 차량을 인상하고 지정된 위치로 이동시키는 트롤리의 최적화를 수행하였다.

유한 요소 해석(FEA: Finite Element Analysis)과 다구찌 법(Taguchi method)을 혼용한 구조의 최적설계 기법은 여러 분야에서 널리 사용되고 있다. 현소영[1]은 다구찌 법과 유한 요소 해석법을 혼용, 평균치 분석을 통해 정밀 프레스 구조의 성능

향상에 대해 연구하였고, 오덕수[2]는 다구찌 법을 이용하여 민감도 분석을 실시하고 충격 부하를 받는 휴대용 발사 구조물의 경량화 설계에 대해 연구하였다. Lidija Tosic[3]은 타이드 아치형 다리를 판형 모델과 솔리드 모델로 구성하여 각 부분의 단면과 형상을 변수로 부분문제 근사법(Subproblem approximation method)과 일계법(First order method)을 사용, 교량 경량화 최적설계에 대해 연구하였다.

2. 차량 수납장치의 설계

2.1 기존 방식의 문제점

차량 수납장치(trolley, 이하 트롤리)는 정차되어 있는 차량을 수평적으로 지정된 위치로 옮기는 장치이다. 차량의 바닥으로 이동하여 암이 차량의 바퀴를 양쪽에서 고정시킨 후 회전하여 접촉된 바퀴를 구동시켜 차량을 지정된 위치로 이동시킨다. 이러한 방식은 차량 앞바퀴의 정렬상태가 불량하거나 브레이크가 잠겨진 상황에서는 이송이 불가능하기 때문에 주차를 위해서는 반드시 차량의 키를 꽂

아 두어야 하는 단점이 있다.

2.2 차량 수납장치의 설계

기존 트롤리 작동방식의 단점을 보완하여 원활하게 주차할 수 있는 새로운 방식의 트롤리의 설계를 제안하였다. 차량을 수직으로 들어올린 후 이동시키는 방식으로 트롤리는 상판, 하판, 벨로우즈 실린더, 암, 암홀더, 래킷, 주하중 바퀴 등으로 구성되어 있다.

주차 차량이 지정된 위치에 도달하면 트롤리의 암홀더가 이동하여 차량의 앞뒤 바퀴를 고정시킨다. 다음 암홀더를 포함하는 트롤리 상판이 상승하면서 차량을 들어올리고 트롤리 전체가 지정된 위치로 이동한다.

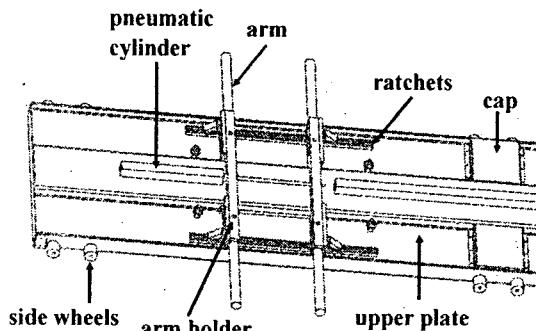


Fig. 1 Layout of a trolley

트롤리 상판과 하판 사이의 벨로우즈 실린더에 의하여 상판이 상승하며 하판에는 이송용 바퀴가 설치되어 있다. 차량의 무게가 이송용 바퀴까지 전달되는 하중전달경로를 최소화하는 설계를 하였다.

3. 예비설계

트롤리의 정적하중에 대한 상태를 파악하기 위하여 예비해석을 실시하였다. 하중으로 작용하는 대상 차량의 무게는 2ton, 축거는 3090mm, 윤거는 1615mm이다. Table 1은 상판과 하판의 예비해석 결과를 나타낸다.

Table 1 Pre-analysis results for upper & lower plates

	maximum stress(MPa)	maximum displacement(mm)	weight(Kg)
upper plate	109	4.2	253
lower plate	198	1.8	287.6

3.1 제어변수 및 수준 선정

상판은 4절점 shell 요소로 구성되었고 벨로우즈 실린더는 spring 요소로 구성하였다. 상판과 cap의 재료는 S40C이다. S40C의 탄성계수는 190GPa, 포아송 비는 0.3, 인장강도는 600MPa이다.

Fig. 2는 상판의 다구찌 법을 적용하기 위해서 사용되는 변수를 나타내었다. Fig. 2(b)는 예비해석을 통하여 얻은 응력분포를 고려하여 상판을 길이방향으로 5개의 부분으로 분할한 그림이다.

Table 2에서 변수 A, B, C는 fig. 2(a)의 단면 모양에서 A, B, C부분의 두께를 제어변수로 선정하였다. 제어변수 D는 A, B, C 부분의 두께의 변화를 나타내는 변수 형식으로 part1에서 part5까지 두께를 모두 변화시키는 경우 all, part2와 part4의 두께만 변화시키면 partial로 표기하였다. partial로 표기되는 경우에 part2와 part4를 제외한 나머지 부분의 두께는 모두 4.5mm로 고정하였다.

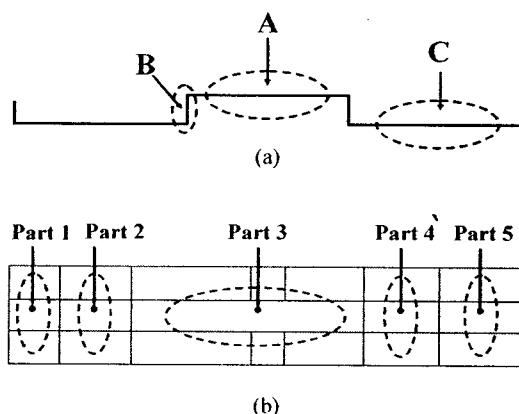


Fig. 2 Control parameters of a upper plate :

(a) section shape (b) part division

하판과 하판 캡의 두께는 전체 6mm이고 62,214개의 4절점 shell 요소로 구성하였고 재료는 상판과 동일하다. 예비해석을 통하여 얻은 응력 분포를 고려하여 하판을 길이방향으로 7개의 부분으로 나누었다. Table 3에서 변수 I, J, K는 fig. 3(a)의 단면 모양에서 I, J, K부분의 두께를 제어변수로 선정하였다. 제어변수 D는 A, B, C 부분의 두께의 변화를 나타내는 변수 형식으로 part1에서 part7까지 두께를 모두 변화시키는 경우 all, part2와 part4, part6 두께만 변화시키면 partial로 표기하였다. partial로 표기되는 경우에 part2와 part4, part6를 제외한 나머지 부분의 두께는 4.5mm, 캡은 6mm로 고정하였다.

Table 2 Control parameter values for a upper plate

Symbols	Control parameters	Original	Level 1	Level 2
A	Thickness of A	4.5	3.2	6
B	Thickness of B	4.5	3.2	6
C	Thickness of C	4.5	3.2	6
D	Adapted range	all	all	partial

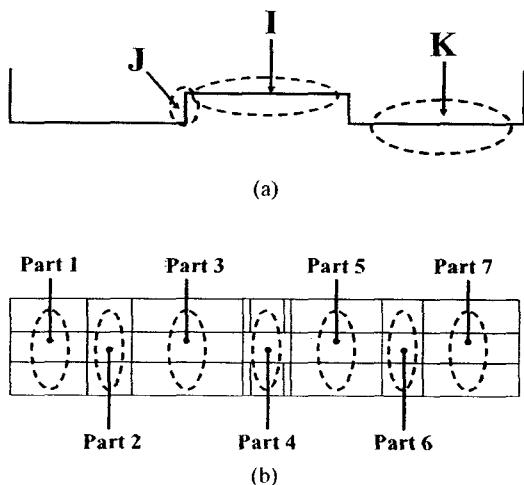


Fig. 3 Control parameters of a upper plate :
(a) section shape (b) part division

Fig. 2과 3에 각 제어변수의 정의를 나타내고 있으며 table. 2와 3에 각각 상판과 하판의 제어변수의 범위를 나타내었다. Fig. 4는 상판에 작용하는 하중상태를 나타낸다.

Table 3 Control parameter values for a lower plate

Symbols	Control parameters	Original	Level 1	Level 2
A	Thickness of I	4.5	3.2	6
B	Thickness of J	4.5	3.2	6
C	Thickness of K	4.5	3.2	6
D	Adapted range	all	all	partial

W_i 를 차량의 무게, 암홀더 1개에 작용하는 압력 P 는 $F = \frac{W_i}{4}$ 에서 W_i 는 2000Kg 이므로 $F = 4905\text{KN}$ 이 되고 $P = \frac{F}{A}$ 에서 $A = \frac{\pi d^2}{4}$ 이고 d 는 161mm이다.

따라서 $P=241\text{MPa}^\circ$ 된다. 참고문헌[4]를 참고하여

스프링의 스프링상수(k)값은 다음과 같이 구할 수 있다. 작동압력은 5bar이고, 벨로우즈 실린더의 행정거리는 30mm, 최종길이는 각각 85mm, 80mm가 된다. 5bar 압력선도와 만나는 점의 힘이 벨로우즈 실린더의 추진력이 된다.

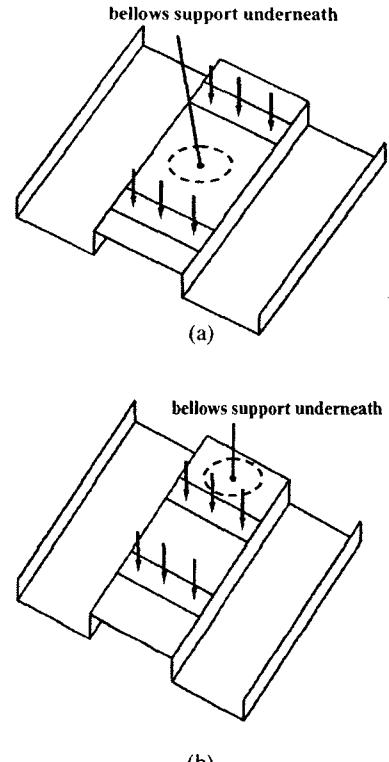


Fig. 4 Loading conditions on the upper plate :
(a) part4 (front wheels) (b) part2 (rear wheels)

따라서 벨로우즈 실린더의 추진력은 각각 F_1 는 12.5KN, F_2 는 3.5KN이 된다. $F_1 = k_1 \cdot \delta$ 에서 $k_1 = \frac{F_1}{\delta}$ 이고, $F_2 = k_2 \cdot \delta$ 에서 $k_2 = \frac{F_2}{\delta}$ 이 된다. 따라서 스프링 상수는 $k_1 = 416.67\text{kN/m}$, $k_2 = 166.67\text{kN/m}$ 이 된다.

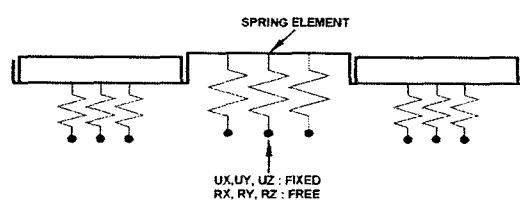


Fig. 5 Boundary condition of a upper plate

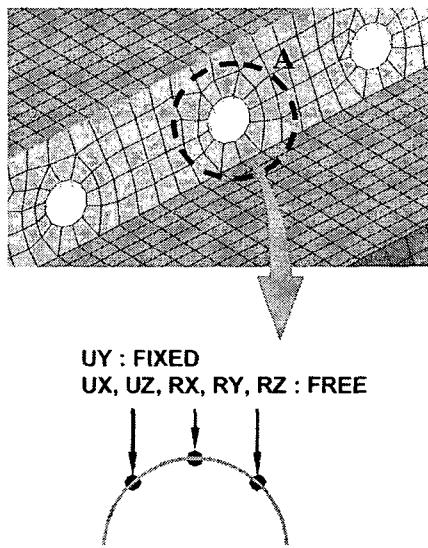


Fig. 6 Boundary condition of A area for lower plate

P_M 을 상판과 하판이 접촉하고 있는 벨로우즈 실린더의 추진력에 의해 발생하는 압력, P_s 를 상판과 하판의 캡에 접촉하고 있는 벨로우즈 실린더의 추진력에 의해 발생하는 압력이라 하면

$$P_M = \frac{F_1}{A_1} \text{에서 } F_1 \text{은 } 12.5\text{KN}, A_1 \text{는 } 20348 \times 10^{-6} m^2$$

이므로 $P_M = 614\text{KN}$, $P_s = \frac{F_2}{A_2}$ 에서 F_2 은 3.5KN , A_2 는 $6358.5 \times 10^{-6} m^2$ 이므로 $P_s = 550\text{KN}$ 이 된다.

3.2 해석결과

Fig. 7에서 알 수 있듯이 상판과 하판의 최대응력에 대한 평균치 분석결과 변수 A와 B가 다른 변수에 비해 기여도가 큰 것으로 나타났다. 상판의 경우 최대응력이 91MPa , 무게는 328.5Kg 이다.

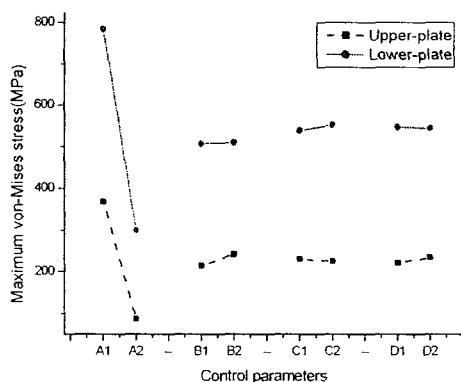


Fig. 7 Mean value analysis of von Mises stress

하판의 경우 최대응력이 300MPa , 무게는 191Kg 이다. 다구찌 법에서 선정한 변수값을 기준으로 상판과 하판의 중량을 최소화하기 위한 최적설계를 실시한다.

4. 차량 수납장치의 경량화 최적설계

4.1 최적설계의 개요

본 논문에서는 일반적인 최적설계의 문제에 적용할 수 있는 부분문제 균사법을 사용하여 최적설계를 실시하였다. 최적설계의 목표는 상판과 하판의 경량화이고 최대응력과 변위가 각각 허용응력과 허용변위를 초과하지 않는 제약조건하에서 이루어져야 한다. 허용응력은 재료의 인장강도에 안전계수 4를 적용하여 150MPa 로 설정하였고 허용변위는 트롤리의 구동에 문제가 발생하지 않는 범위를 감안하여 0에서 10mm 로 정하였다. Fig. 2와 3을 참고하면 상판과 하판의 part A,B,C와 I,J,K의 두께를 설계변수로 범위는 2.5mm 에서 18mm 로 설정하였다.

4.2 최적설계의 결과

최적화 정적해석의 결과는 상판의 경우 총 97회 반복, 하판은 총 65회 반복에 의하여 얻어졌다. Fig. 8과 fig. 9는 최적화 과정 중 각각 상판과 하판의 중량 변화에 대해 나타내고 있다.

상판의 최적화된 결과는 최대응력이 148MPa , 최대변위가 9mm , 무게는 125Kg 이고 하판은 최대응력이 148MPa , 최대변위가 0.6mm , 무게는 240Kg 으로 나타났다.

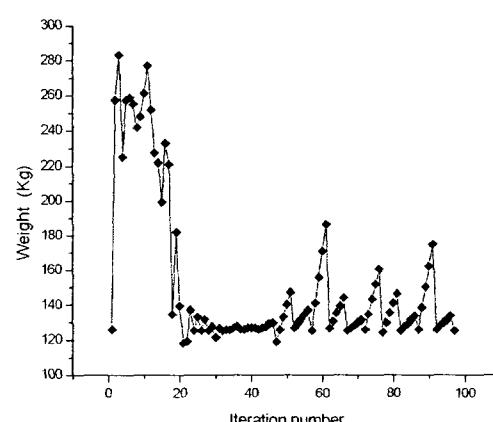


Fig. 8 Weight history of optimization for a upper plate

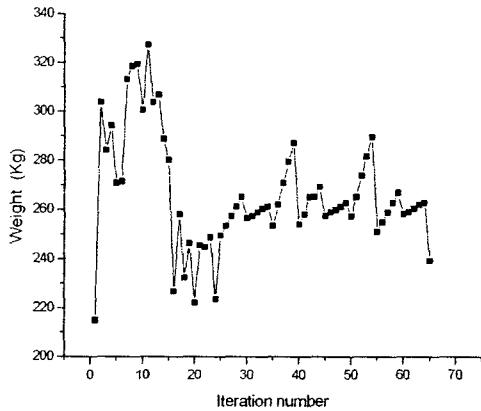


Fig. 9 Weight history of optimization for a lower plate

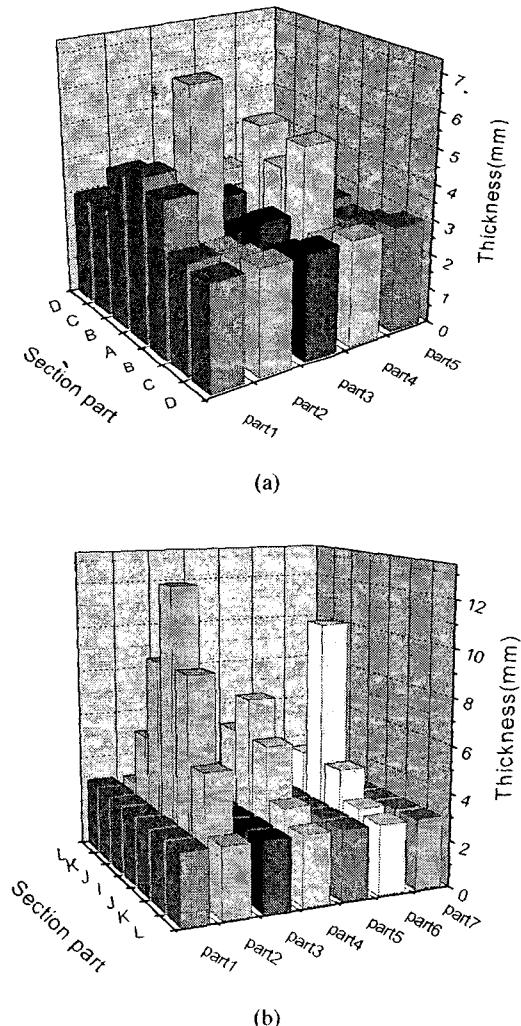


Fig. 10 Optimization result of thickness :
(a) upper plate (b) lower plate

5. 결론

비교적 복잡한 구조를 가진 트롤리 구조의 설계에 있어서 다구찌 적교배열표를 이용하여 각 변수의 기여도를 신속히 파악하여 예비설계를 선택하고 이에 대하여 부분문제 근사법을 적용하여 최종 최적화 결과를 얻을 수 있었다. 응력과 변형의 허용 범위 내에서 구조 경량화를 실시하여 약 30%의 중량을 감소시킬 수 있었다.

참고문현

1. 현소영, 김권희, "다구찌 법을 이용한 정밀 프레스 구조의 최적화," 한국정밀공학회, 추계학술 대회논문집, pp. 567-570, 2000.
2. 오덕수, "충격부하를 받는 유대용 발사 구조물의 최적설계," 고려대학교 대학원 석사학위 논문, 2001
3. 조두현, 김권희, "전력변환차단기의 트리거 기구 최적화," 한국정밀공학회, 추계학술대회논문집, pp. 735-739, 2002.
4. www. Festo.co.kr ---- Festo Catalog, 2001
5. Lidija. Tasic., "Optimization and evaluation of a spatial structural system using structural optimization tool," Ruhr-Univ. Bochum, master thesis, 2003.
6. Key-Si Kwon, Rong-Ming Lin, "Robust finite element model updating using Taguchi method," Journal of Sound and Vibration, 280, 2005.
7. 이동화, 박영철, 허선철, "경량화에 대한 안정성을 고려한 로우컨트롤암의 다목적 설계" Transaction of KSAE, Vol. 11, No. 4, pp.94-101 (2004)