

실험계획법을 이용한 조(Jaw)의 형상최적설계

방일권* · 강동헌* · 한동섭** · 한근조*** · 이권희****

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

Shape Optimization for a Jaw Using Design Of Experiments

Il-Kwon Bang* · Dong-Hun Kang* · Dong-Seop Han** · Geun-Jo Han*** · Kwon-Hee Lee****

*Graduate school of 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

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

요 약 : 컨테이너 터미널에서 컨테이너의 양·하역 작업 시 컨테이너 크레인을 정위치에 고정시키고, 돌풍으로 인해 컨테이너 크레인이 레일방향으로 미끄러지는 것을 방지하는 장치가 레일클램프이다. 썸기형 레일클램프는 초기에는 작은 압착력으로 레일을 압착하다가 풍속이 증가하면 썸기작용에 의해 압착력이 증가하는 방식을 취함으로써 구조적으로 안정성과 내구성이 높은 장점을 가지고 있다. 본연구에서는 레일클램프의 주요부인 조에 대해 형상최적설계를 수행하였다. 본 논문에서는 솔리드 요소로 유한요소 모델링된 조(jaw)의 경량화 설계를 위하여 강도를 고려하였다. 설계변수로는 조의 측면부의 두께, 조의 중간부의 롤러지지부의 두께, 조의 하단부의 롤러지지부의 두께, 조의 곡면부의 위치로 설정하였다. 본 연구에서는 상용프로그래밍인 ANSYS WORKBENCH의 최적화 기능을 이용하였다.

핵심용어 : Jaw, 레일클램프, ANSYS WORKBENCH, 형상최적설계

Abstract : The rail clamp is the device to prevent that a crane slips along rails due to the wind blast as well as to locate the crane in the set position for loading and unloading containers. The wedge typed rail clamp should be designed to consider the structural stability and the durability because it compresses both rail side with large clamping force by the wedge working as the wind speed increases. In this research, the design of experiments(DOE) and the variation technology(VT) built in ANSYS WORKBENCH are utilized to determine the optimum shape of a jaw. The optimum results obtained by two methods are compared and examined

Key words : Jaw, Rail clamp, ANSYS WORKBENCH, Shape optimization

1. 서 론

항만에서는 순간 최대풍속을 기준으로 하역작업이 가능한 작업 시(operating mode)와 하역작업이 불가능하여 하역장비를 정해진 위치에 계류시켜야 하는 계류 시로 나뉘진다. 최근 태풍 '매미'로 인한 붕괴사고 이후 개정된 항만시설 장비관리 규정에 따르면 국내에서 설계기준풍속은 작업 시 20m/s에서 40m/s로, 계류 시 50m/s에서 70m/s로 각각 상향조정되었음을 알 수 있다.(Kim, 2003; Ministry of Maritime Affairs & Fisheries, 2004)

작업 시 컨테이너 크레인은 선박에서 크레인으로, 또는 트레일러에서 선박으로 컨테이너의 양·하역을 위해 레일을 따라 이동과 정지를 반복하게 된다. 정지해 있던 크레인이 바람에 의해서 레일방향하중을 받게 되면 레일을 따라 밀리는 현상이 발생하게 된다. 이 때 컨테이너 크레인은 한번 밀리기 시작하

면 자체의 높은 관성력으로 인해 정지시키기가 매우 어려워 대형사고로 이어질 수 있다. 그래서 돌풍에 의해 컨테이너 크레인이 레일방향으로 밀리지 않도록 작업 시에는 레일클램프(rail clamp)를 이용하여 크레인을 고정한다. 그리고 계류 시에는 컨테이너 크레인이 레일방향으로 밀리지 않도록 레일클램프를 포함하여 트럭부의 기어장치와 스토위지 핀(stowage pin)을 이용하여 크레인을 고정한다. 동시에 컨테이너 크레인의 전도를 방지하기 위해 타이다운 로드(tie-down rod)를 이용하여 크레인을 고정한다.(Lee et al., 2003)

레일클램프는 작업 시 컨테이너 크레인을 정해진 위치에 고정시킬 뿐만 아니라 돌풍으로 인한 컨테이너 크레인의 사고를 방지하기 위한 매우 중요한 장치이다. 레일클램프는 구동방식에 따라 스프링형, 유압형, 썸기형으로, 압착방식에 따라 상부 압착형과 측면압착형으로 나눌 수 있다. 기존에 사용되는 스프링형이나 유압형 레일클램프는 풍속과 관계없이 설정된 압

* 대표저자 : 방일권(정회원), denver21@donga.ac.kr 051)200-6981

* 정회원, rkdehdgjsjgs79@hotmail.com 051)200-6981

** 정회원, dshan@donga.ac.kr 051)200-6989

*** 중신회원, gjhan@daunet.donga.ac.kr 051)200-7650

**** 중신회원(대표저자), leekh@donga.ac.kr 051)200-7638

착력으로 항상 구동을 해야 하기 때문에 큰 압착력으로 인해 구조적으로 안정성과 내구성이 떨어지는 문제점을 안고 있다. 그러므로 이를 보완하기 위해서 개발된 방식이 썰기형이다. 썰기형 레일클램프는 초기에는 작은 압착력으로 레일을 압착하다가 풍속이 증가하면 썰기작용에 의해 압착력이 증가하는 방식을 취함으로써 구조적으로 안정성과 내구성이 높은 장점을 가지고 있다. 따라서 태풍이나 돌풍이 잦은 우리나라 항만에서는 컨테이너 크레인용 레일클램프의 구동방식으로 내구성이 높고, 풍속의 변화에 적절히 대처할 수 있는 썰기형을 채택하여야 한다. 본 연구에서는 강도 기준을 만족하면서 중량이 최소가 되도록 하는 썰기형 레일클램프에 대한 형상 최적 설계를 수행하였다. 최적화를 위한 설계변수로서는 레일클램프의 형상을, 제한조건으로서는 최대응력, 목적함수로는 중량을 각각 설정하였다. 최적해를 얻기 위해 ANSYS WORKBENCH에 있는 실험계획법(Design of Experiment)과 변동해석(Variational Technology)방법을 이용하였다.(Han et al., 2004)

2. 썰기형 레일클램프의 구조와 구동 메커니즘

2.1 썰기형 레일클램프의 구조

썰기형 레일클램프의 구동과 관련된 주요 부품은 Fig. 1과 같이 크게 라커, 조, 조 패드, 롤러, 썰기 프레임, 인장 봉(extension bar)으로 나눌 수 있다.

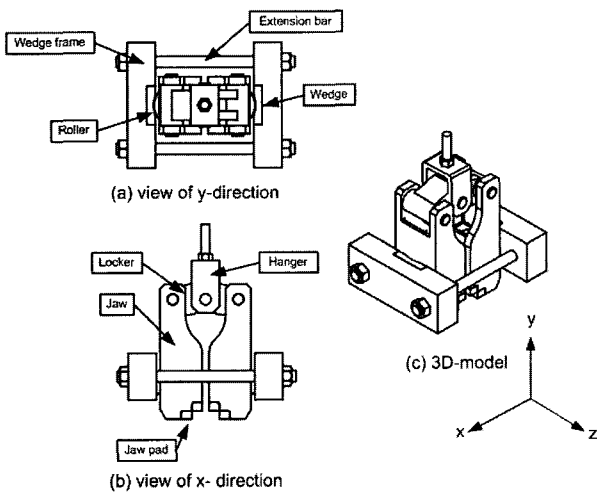


Fig. 1 Parts of the wedge typed rail clamp

라커는 조의 상단부와 핀으로 연결되며, 초기압착력 발휘를 위해 중추에 의해서 구동되는 부품이고, 조는 라커와 레일에 의해 지지되며, 롤러가 장착되어 썰기 작용시 굽힘 변형을 하면서 지렛대 역할을 한다. 그리고 조 패드는 조의 하단에 부착되어 레일을 압착하고, 롤러는 조에 장착되어 썰기의 경사면을 따라 구르면서 썰기작용을 할 수 있도록 하며, 썰기는 레일 클램프에서 가장 중요한 부품으로서 풍속이 증가함에 따라 압착력을 증가시키는 역할을 담당한다. 썰기 프레임은 두 개의

인장 봉에 의해서 지지되면서 썰기를 고정시키며, 인장봉은 인장을 받는 부재로 변형에너지를 이용하여 썰기 프레임을 압착하는 부품이다.

2.2 썰기형 레일클램프의 구동 메커니즘

썰기형 레일클램프는 초기에는 작은 압착력으로 레일을 압착하다가 풍속이 증가하면 썰기작용에 의해 압착력이 증가하는 방식을 취함으로써 구조적으로 안정성과 내구성이 높은 장점을 가지고 있다. 따라서 태풍이나 돌풍이 잦은 우리나라 항만에서는 컨테이너 크레인용 레일클램프의 구동방식으로 내구성이 높고, 풍속의 변화에 적절히 대처할 수 있는 썰기형을 채택하여야 한다. 본 연구에서는 50ton급 컨테이너 크레인용 썰기형 레일클램프를 모델로 선정하여 연구를 수행하였다.

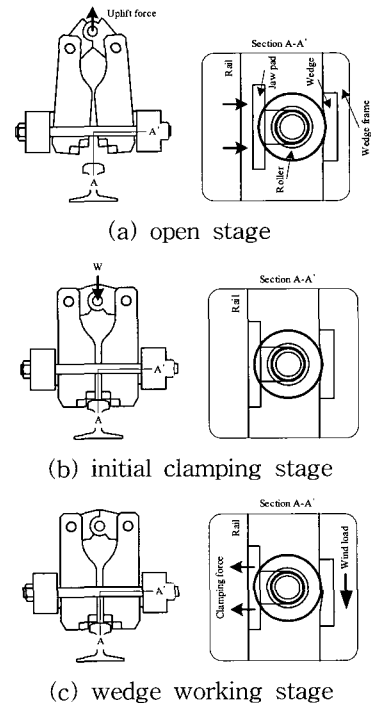


Fig. 2 Operating mechanism of the wedge typed rail clamp

썰기형 레일클램프의 작동 메커니즘은 Fig. 2에 나타나듯이 크게 개방단계(open stage), 초기압착단계(initial clamping stage), 썰기작용단계(wedge working stage)의 3단계로 나눌 수 있다.(Han et al., 2005)

① 개방단계(Fig. 2(a)) : 유압실린더를 구동시켜 라커를 상향으로 들어 올리게 되면 스프링에 의해 조가 벌어지면서 조 패드가 레일과 분리된다. 이 단계는 컨테이너 크레인이 작업 위치로 이동할 수 있도록 한다.

② 초기압착단계(Fig. 2(b)) : 중추무게에 의해 라커가 하강하면서 위쪽 조 패드가 레일의 윗면에 부딪히게 된다. 그 이후 계속해서 라커의 경사각이 줄어들면서 측면 조 패드가 레일의 측면에 부딪힌 후 초기압착을 하게 된다. 이 단계는 작은 압착력으로 레일을 압착하게 되며, 컨테이너 크레인을 작업위치에 고정시키게 된다.

③ 썰기작용단계(Fig. 2(c)) : 풍속이 증가하게 되면, 크레인
의 레일방향 하중(F_z)이 증가하여 크레인과 연결된 썰기 프레임(wedge frame)이 레일방향으로 밀리게 된다. 이때 썰기프레임에 부착된 썰기가 롤러를 회전시키면서 롤러가 경사면을 따라 구르게 되는 썰기작용을 발생시켜 조 패드의 압착력을 점점 증가시키게 된다. 이 단계는 풍속이 증가함에 따라 썰기 작용에 의해 조 패드의 압착력을 증가시켜 컨테이너 크레인이 레일방향으로 미끄러지는 것을 방지하게 된다. 본 연구에서는 레일클램프가 가장 많은 하중을 받는 썰기작용단계에서의 조에 대해 최적설계를 수행하였다.

3. 유한요소해석 및 최적설계정식화

3.1 유한요소 모델 및 하중조건

설계 시 요구조건인 강도를 검토하기 위하여 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 3자유도를 가지는 솔리드요소를 이용하여 유한요소 모델링을 하였다. 이때 요소의 크기는 수렴해석을 통하여 9mm로 설정하였다.

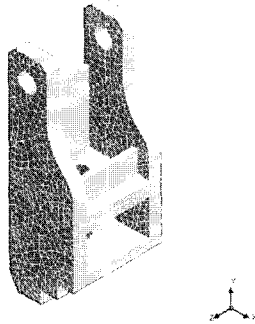


Fig. 3 Finite element model of a jaw

조에 작용하는 하중을 분석하기 위하여 Fig. 4에 레일클램프의 주요부에 대한 자유물체도를 나타내었다. 초기압착단계에서는 라커의 압축력(F_L)이 조의 상단에 작용되고, 롤러에 의해 지지되면서 지렛대원리로 조 패드에 압착하중(F_P)이 발휘된다. 썰기작용단계에서는 롤러에 의한 하중(F_{Rx})이 조에 작용되고 라커에 의해 지지되어 조 패드에 압착하중이 가해진다. 즉, 두 가지 모두 조의 굽힘에 의해 발휘되므로 조 패드의 압착력(F_P)발휘를 위한 라커의 하중(F_L)은 아래 식 (1)과 같다.

$$F_L = \frac{L_{JL}}{L_{JU}} F_P \quad (1)$$

또한 롤러의 x방향 하중, F_{Rx} 는 아래 식 (2)와 같다.

$$F_{Rx} = F_P + F_L = \left(1 + \frac{L_{JL}}{L_{JU}}\right) F_P \quad (2)$$

여기서 L_{JU} 는 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 조의 상단부의 길

이이고, L_{JL} 은 조 하단부의 길이이다.

유한요소 해석 시 경계조건을 보면 Fig. 4에서 알 수 있듯이 롤러에 의한 하중(F_{Rx})이 조 상단부에 작용하는 라커의 압축력(F_L)과 조 하단부에 작용하는 압착하중(F_P)의 합력과 같다는 것을 알 수 있다. 롤러에 의한 하중(F_{Rx})만 조에 작용하고, 조 상단부에 작용하는 라커의 압축력(F_L)과 조 하단부에 작용하는 압착하중(F_P)는 힘이 작용하지 않는다고 가정한다. 가정에 따라서 경계조건은 조 상단부는 x방향의 자유도만 구속하였다. 조 하단부의 조 패드가 레일측면과 만나는 부분은 x, z방향의 자유도를 구속하고, 조 패드가 레일윗면과 만나는 부분은 y방향의 자유도를 구속하였다. 그리고 롤러에 의한 하중(F_{Rx})은 베어링 하중으로 x방향으로 $1.114 \times 10^3 \text{kN}$, z방향으로 $1.97 \times 10^2 \text{kN}$ 이 작용 한다고 설정 하였다.(Han et al., 2004; Han et al., 2005)

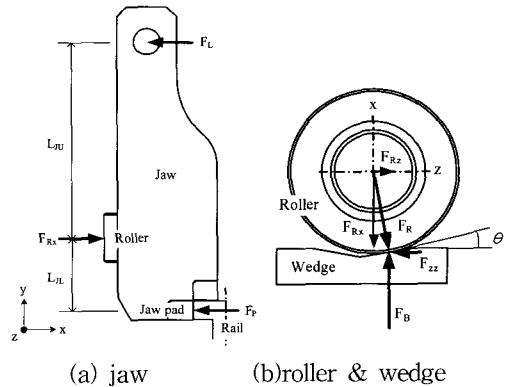


Fig. 4 Free body diagram of a jaw

3.2 초기 해석 결과 및 최적설계정식화

초기모델의 해석 결과는 Fig. 5와 같이 롤러 지지부에 533MPa의 최대 등가응력이 작용하는 것을 알 수 있고 이것은 안전율 1.5를 고려한 재료의 항복강도 548MPa를 충분히 만족하고 있다. 따라서 과잉설계된 조의 구조 최적화를 위해 본 연구에서는 ANSYS WORKBENCH를 이용한 최적화를 수행하였다.

설계변수로서 조의 측면부의 두께(t_1), 조의 중간부의 롤러 지지부의 두께(t_2), 조의 하단부의 롤러지지부의 두께(t_3), 조의 곡면부의 위치(l_1)로 설정하였으며, 제한조건으로써 안전율이 고려된 강도를 고려하였다. 설계변수에 대한 설명은 Fig. 6에 나타내었다.

SCM445의 항복강도는 823MPa이지만 항만시설 장비관리 규정에 의한 안전율 1.5를 고려한 최적설계 정식화는 다음 식 (3)과 같다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } W(t_1, t_2, t_3, l_1) \\ & \text{Subject to } \sigma_{\max} \leq 548 \text{MPa} \\ & t_L \leq t_1, t_2, t_3 \leq t_U \\ & l_L \leq l_1 \leq l_U \end{aligned} \quad (3)$$

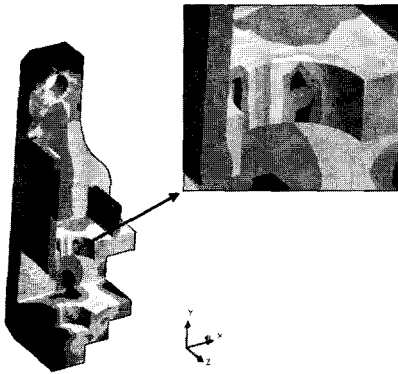


Fig. 5 Stress contour at the initial design

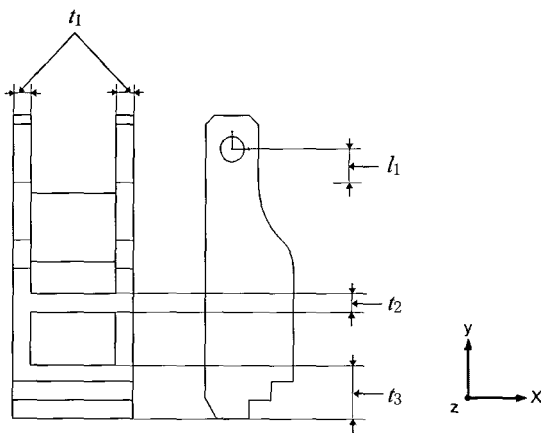


Fig. 6 design variables of a jaw

여기서 W 는 최적화 수행 시 조의 무게이고, σ_{max} 는 조에 발생하는 본미체스 응력으로 표시되는 최대응력을 표시한다. 즉, 식 (3)의 W 및 σ_{max} 는 근사모델로 대체된다. 그리고 t_L 과 l_L 은 설계변수의 하한값이고, t_U 와 l_U 는 설계변수의 상한값을 나타낸다. 이 최적화 문제는 구조최적설계(structural optimization)의 분류에서 형상최적설계(shape optimization)에 속한다. 이 최적화문제를 NASTRAN 또는 GENESIS에 내장되어 있는 형상최적설계를 이용할 경우, 최적화 과정에서 유한요소가 파괴되는 현상이 생긴다. 따라서 본 연구에서는 ANSYS WORKBENCH에 내장되어있는 DOE 및 VT방법을 적용한다.

4. ANSYS WORKBENCH를 이용한 최적화

조의 최적화를 위해 사용한 ANSYS WORKBENCH에는 실험계획법에 의한 방법과 변동해석을 이용한 두 가지 방법이 있었고 본 연구에서는 이 두 방법으로 형상최적설계를 수행하였다.(Lee et al., 2003)

4.1 DOE(실험계획법)

DOE는 최적해를 구하기 위하여 중심합성법(central composite

approach)을 이용하여 실험횟수를 정하게 된다. 본 연구에서는 설계변수가 4개이므로 실험횟수가 $n = 2^k + 2k + n_0$ 로서 정의된다. 따라서 25개의 실험 결과 값을 이용하여 반응표면(response surface)을 만들게 되고 이 반응표면으로부터 최적해를 선정한다. 본 연구에서 반응치는 중량 및 최대응력이다. 따라서 중량과 최대응력에 대한 반응 표면 모델이 생성된다. 즉 식(3)의 W 는 반응표면모델 \hat{W} , σ_{max} 는 $\hat{\sigma}_{max}$ 로 대체된다.

4.2 VT(변동해석법)

VT는 하나의 유한요소해석 결과만 가지고 반응표면을 생성한다. VT는 반응표면을 얻기 위한 입력 파라미터 정보가 필요하게 되고 테일러급수전개(taylor series expansion)의 조합으로 반응표면을 결정하게 된다. 즉 각 반응치에 대하여 특정 설계점을 기초로 하며 테일러 급수는 1차까지 전개 함으로써 선형근사식을 생성하는 것이다. 응답조건의 정확성은 사용된 테일러급수의 미분 차수에 의해 결정된다.

4.3 최적화 결과

본 연구에서 사용한 DOE와 VT방법에서는 설계변수의 설계범위를 설정해야한다. 이것을 위해 설계범위를 초기값의 상·하 40%, 30%, 20%로 각각 실행하였으나 최대등가응력의 실제값이 548MPa를 초과한 결과 값을 얻었다. 따라서 설계변수의 범위를 초기값의 상·하 10%로 설정하여 DOE 및 VT로 각각 수행하였고 그 결과 각 설계변수의 최대등가응력(Maximum Equivalent Stress)에 대한 민감도 결과는 Fig. 7에, 무게에 대한 민감도는 Fig. 8에 나타나 있다. 여기서 알 수 있듯이 최대응력은 조 하단 롤러지지부의 두께(t_2)와 조 중간 롤러지지부의 두께(t_3)에 많은 영향을 받는 걸 알 수 있었다.

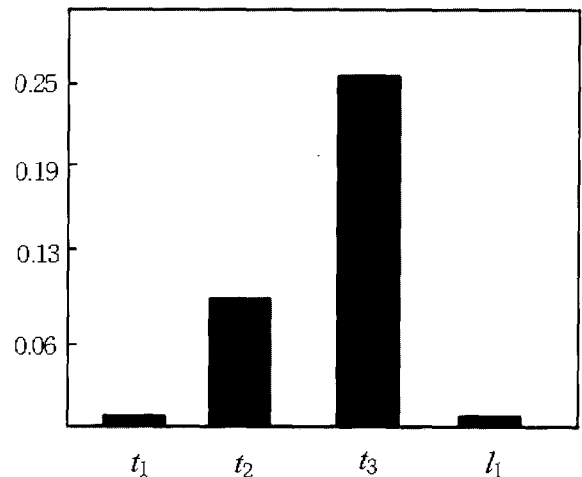


Fig. 7 Sensitivity for Maximum Equivalent Stress

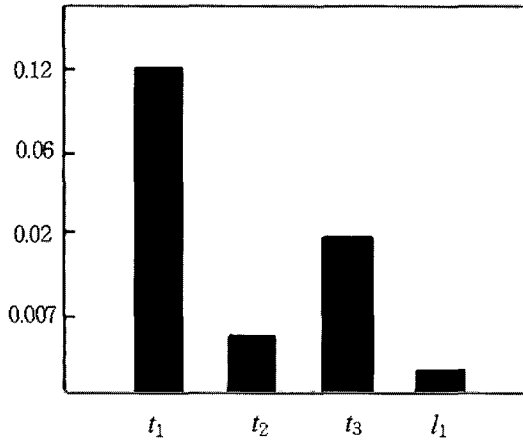


Fig. 8 Sensitivity for Weight

ANSYS WORKBENCH에서는 식 (3)의 제한 조건인 최대 등가응력이 548MPa를 넘지 않으면서 무게가 최소가 되는 최적점을 찾도록 설정 할 수가 있다. DOE 및 VT 방법으로 반응치를 생성한 후 식 (3)의 최적화 문제를 해결했을 때 그 최적해는 제한조건을 위배할 수 있다. 따라서 ANSYS WORKBENCH는 예측된 최적점 근처의 2점을 포함한 3점을 후보 최적해로써 제공한다. DOE와 VT방법으로 산출된 후보 최적점과 실제 해석값을 Table 1, 2에 표시하였다. 여기서 DP_i ($i=1,2,3$)는 ANSYS WORKBENCH에서 최종최적해로 추천해주는 설계점이다.

Table 1은 DOE방법을 적용했을 때 초기설계점을 기준으로 구해진 3개의 후보최적점을 표시한 것이다. 즉 DP_3 의 σ_{max} 에 대한 실제값이 제한조건을 만족하므로 제 1단계의 최적해로 선정된다. 그리고 DOE 방법에서는 무게가 39.8kg으로 초기값보다 8.4% 감소한 값을 얻을 수 있었다. 그러나 DOE 방법에서의 설계변수 범위가 $27.0mm \leq t_1, t_2 \leq 33.0mm$, $76.5mm \leq t_3 \leq 93.5mm$, $48.7mm \leq l_1 \leq 59.5mm$ 인데 t_1, t_2 값이 각각 27.0mm와 27.6mm로 ANSYS WORKBENCH에서 얻은 최적해가 설계범위의 경계에 근접해 있는 것을 알 수 있었다. 그래서 이 최적해를 초기값으로 두고 DOE방법을 다시 수행 하였다. 그리고 거기서 얻은 세 개의 후보 최적점의 실제 해석값은 안전율을 고려한 응력기준을 만족하지 못하였다.

Table 1 Optimum values using DOE(first step)

Optimum Candidates(mm)				
	DP_1	DP_2	DP_3	
t_1	27.1	27.0	27.0	
t_2	27.9	28.1	27.6	
t_3	79.6	79.0	81.5	
l_1	55.5	53.9	59.0	
W (kg)	Predict	39.8	39.7	39.8
	True	39.8	39.7	39.8
σ_{max} (MPa)	Predict	5486.6	549.7	537.6
	True	612.3	552.1	525.0

Table 2 Optimum values using VT (5%)

Optimum Candidates(mm)				
	DP_1	DP_2	DP_3	
t_1	28.5	28.5	28.5	
t_2	28.5	31.0	30.1	
t_3	80.0	80.9	80.8	
l_1	51.4	53.6	52.8	
W	Predict	41.6	41.6	41.6
	True	41.4	41.8	41.7
σ_{max}	Predict	537.2	537.2	537.2
	True	526.9	548.2	572.0

Table 3 Optimum values using DOE and VT(mm)

Design variable	t_1	t_2	t_3	l_1
Initial	30	30	85	54.07
DOE	27.0	27.6	81.5	59.0
VT	28.5	28.5	80.8	51.4

Table 4 Comparison of DOE and VT

	Initial	DOE		VT	
		Predict	True	Predict	True
σ (MPa)	533.1	537.6	525.0	535.5	526.9
W (kg)	43.5	39.8	39.8	41.5	41.5

Table 2은 VT방법을 적용했을 때 초기설계점을 기준으로 구해진 3개의 후보최적점을 표시한 것이다. 설계변수의 범위를 초기값의 상·하 10%로 적용했을 때 최적해를 얻을 수 없었다. 이는 현재 설계점을 기준으로 최대응력은 테일러 1차급 수 전개하여 근사화 했을 때, 실제최대응력함수 대비 오차가 크게 발생하는 것을 의미 한다. 그래서 5%로 설정해서 최적화를 수행하였고 그 결과는 무게가 41.5kg로 초기값의 4.5%가 감소하였다. 그러나 이것 역시 설계변수 범위 $28.5mm \leq t_1, t_2 \leq 31.5mm$, $80.8mm \leq t_3 \leq 89.3mm$, $51.4mm \leq l_1 \leq 56.8mm$ 의 하한값인 t_1, t_2 는 28.5mm, t_3 는 80.1mm, l_1 는 51.4mm를 최적해로 가졌다. 이 또한 설계범위의 경계에 최적해를 가졌다. 그래서 다시 이 최적해를 초기치로 VT방법을 수행하였으나 거기서 얻은 최적해가 제한 조건인 548MPa를 넘었기 때문에 최적해를 찾을 수 없었다. DOE방법이 설계범위가 넓었기 때문에 VT방법보다 좋은 결과를 얻었다. Table 3에는 두 방법에서 얻은 최적해를 나타내었다. Table 4에는 초기값과 두 최적화 방법에서 얻은 최적해에 대한 최대등가응력과 무게를 각각 비교하였다.

5. 결 론

1. WORKBENCH에서 DOE방법은 중심합성법으로 직교배열 표나 라틴하이퍼큐브방법보다 정확한 근사함수를 얻지 못했기 때문에 만족한 결과를 얻지 못했다.
2. DOE방법은 설계변수의 개수가 증가함에 따라 실험수가 많아진다. 이는 최적해를 찾기 위한 근사함수를 만드는 시간이 증가하기 때문에 적은 수의 설계변수를 가질 때 사용하는 것이 바람직하다. 반면에 VT방법은 한 번의 해석으로부터 나온 민감도를 가지고 근사함수를 만든다. 이는 설계변수를 개수가 많아 DOE방법으로 많은 시간이 걸릴 때 사용하는 것이 좋다.
3. DOE 방법으로는 무게가 초기 값보다 8.4% 감소한 값을 얻을 수 있었고, VT방법으로는 무게가 초기값의 4.5%가 감소한 값을 얻을 수 있었다.

참 고 문 헌

- [1] Kim, J. R.(2003), "Wind Resitance Design Learning from Typhoon Maemi," J. of WEIK, Vol. 7, No. 2, pp.150-156,
- [2] Ministry of Maritime Affairs & Fisheries (2004), "Management Regulation for Facilities and Equipment in Port"
- [3] Lee, S. W., Shim, J. J., Han, D. S., Park, J. S., Han, G. J., Lee, K. S., Kim, T. H.(2005), "The Effect of Wind Load on the Stability of a Container Crane," J. of KSPE, Vol. 22, No. 2, pp. 148-155.
- [4] Han, D. S., Han, G. J., Lee, K. H., and Lee, J. M.(2005), "Design of the Various Wedge Type Rail Clamp for Quay Crane according to the Design Wind Speed Criteria Changes," Asia Navigation Conference 2005, pp. 291-301.
- [5] Han, G. J., Ahn, C. W., Kim, T. H., Shim, J. J., Han, D. S., Lee, H., Jeon, Y. H.(2003), "Study for Weight of Wedge Type Rail Clamp according to Initial Clamping Force," Proceedings of the KSPE 2003 Spring Annual Meeting, pp. 1517-1520.
- [6] Han, G. J., Lee, H., Shim, J. J., Han, D. S., Ahn, C. W., and Jeon, Y. H.(2004), "Study on the Wedge Angle of Wedge Type Rail Clamp for Container Crane," J. of KSPE, Vol. 21, No. 9, pp. 119-126.
- [7] Han, D. S., Shim, J. J., Han, G. J., Lee, K. H.(2005), "A Experimental Analysis on the Relation between the Angle of a Locker and the Clamping Force of Wedge Type Rail Clamp," Proceedings of the KINPR 2005 Autumn Annual Meeting, pp. 247-252.
- [8] Lee, H., Han, G. J., Ahn, C. W., Jeon, Y. H., Shim, J. J., Han, D. S.(2003), "A Study on Wedge Angles of Wedge Type Rail Clamp for Preventing Jaw from Rotating," Proceedings of the KINPR 2003 Autumn Annual Meeting, pp. 365-368.
- [9] "ANSYS User's Manual," ANSYS Inc.,(1992)

원고접수일 : 2006년 6월 13일
 원고채택일 : 2006년 10월 31일