

## 고효율 갠트리 크레인용 컨베이어 프레임의 구조설계에 관한 연구

이성욱\* · 심재준\*\* · 한동섭\*\*\* · 박종서\*\*\*\* · 한근조\*\*\*\*\* · 이권순\*\*\*\*\* · 김태형\*\*\*\*\*

\*, \*\*, \*\*\*, \*\*\*\*동아대학교 기계공학과 대학원, \*\*\*\*\*동아대학교 기계공학과 교수,  
\*\*\*\*\*동아대학교 전기전자컴퓨터공학부 교수, \*\*\*\*\*경남정보대학 기계자동차산업학부 조교수

### A Study on Structural Design of Conveyor Frame for High Efficiency Gantry Crane

S. W. Lee\* · J. J. Shim\*\* · D. S. Han\*\*\* · J. S. Park\*\*\*\* ·

G. J. Han\*\*\*\*\* · K. S. Lee\*\*\*\*\* · T. H. Kim\*\*\*\*\*

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

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

\*\*\*\*\*Division of Electrical, Electronics and Computer Engineering, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

\*\*\*\*\*Department of Mechanical Engineering, Kyungnam College of Information & Technology, Busan 617-701, Korea

**요 약** : 본 연구에서는 컨테이너의 하역작업 시간을 단축함으로써 항만 하역 능력을 향상시킬 수 있는 고효율 갠트리 크레인의 필수 구조인 컨베이어 프레임의 구조설계를 수행하였다. 이것은 작업시 프레임 상부에 얹혀지는 컨테이너의 중량과 컨베이어 프레임의 자중으로 인하여 굽혀지게 되므로 본 연구에서는 프레임의 굽힘응력과 처짐이 설정값을 만족하면서 자체의 중량을 최소화할 수 있도록 ANSYS를 이용한 치수 최적화를 통하여 프레임의 두께를 설계하였다.

**핵심용어** : 갠트리 크레인, 컨베이어 프레임, 구조설계, 치수최적화, 유한요소해석

**Abstract** : In this study the structural design of conveyor frame was carried out for the high efficiency gantry crane which can improve the productivity of the container transportation work by reducing cycle time. When the gantry crane was operated, the conveyor frame was deflected largely by its deadload and the total weight of containers placed on it. Therefore thicknesses of conveyor frame to minimize its deadload were designed by the size optimization using ANSYS program as the bending stress and the deflection of frame due to this simulation satisfied their required values.

**Key words** : gantry crane, conveyor frame, structural design, size optimization, FEA

## 1. 서 론

경제의 세계화 진전에 따라 세계 컨테이너 물동량은 연평균 7% 내외의 높은 성장세가 지속되고 있으며, 이에 따라 컨테이너선박의 투입이 증가되고 있으나, 1984년 미국 신해운법 발효 이후 세계 정기선해운의 경쟁심화로 인한 저운임 환경에서도 경쟁력을 갖추기 위해 컨테이너 단위당 운송비가 저렴한 컨테이너선의 대형화가 크게 진전되어 2004년에는 10,000TEU급 선박을 포함하여 6,000 TEU급 이상 선박이 30~40척 이상 인도될 예정이며, 향후 10년 이내에는 12,000TEU급의 초대형 컨테이너선박이 취항할 것으로 전망되고 있다.

컨테이너선박이 이와 같이 초대형화됨에 따라 해상물류와 항만에도 큰 영향을 미치게 되어 초대형 컨테이너선의 기항항만 수는 적어지는 대신 한 항만에서 이루어지는 양·적화 컨테이너 화물 수는 증가하게 되었다. 즉 초대형 컨테이너선이 기항하는 항만은 물류중심항만(Hub Port)이 되고, 인근의 타 항만은 피더항(Feeder Port)으로 구분되면서 항만의 기능 및 기존 처리물동량 서열이 바뀌게 될 것으로 예상되고 있다.

따라서 각 나라의 주요 항만은 물류중심항만이 되기 위해서 컨테이너선박의 재항시간과 환적비용을 절감하기 위한 항만 시설이나 장비, 하역시스템에 관한 연구가 활발하게 진행되고 있는 실정이다. 국내의 경우에도 항만 하역장비 분야의 주 연

\* 대표저자 : 이성욱(정회원), lsw1126@korea.com 051)200-6989

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

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

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

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

\*\*\*\*\* 정회원, kslee@daunet.donga.ac.kr 051)200-6950

\*\*\*\*\* 정회원, kimth@kit.ac.kr 051)320-1377

구테마였던 갠트리 크레인의 흔들림 제어에 관한 연구뿐만 아니라 초대형 컨테이너선박에 적합한 구조와 작동방식 및 자동화에 관한 연구가 중점적으로 수행되고 있다(양 등, 2002).

특히 최근에는 대부분의 국내 크레인 제작사들이 중국 등에 가격면에서 크게 뒤져 국제경쟁력이 크게 위축되게 되었다. 따라서 이를 극복하기 위한 방안으로 기술력을 바탕으로 한 고부가가치 크레인 개발 연구를 수행함으로써 기존 크레인을 활용하면서도 야드(yard)의 운영효율을 향상시킬 수 있는 새로운 타입의 고효율 갠트리 크레인이 2000년 개발되기도 하였다(김 등, 2000).

그러나 상기 크레인은 개발시 메인 트롤리(Main-trolley), 서브 트롤리(Sub-trolley) 및 엘리베이터(Elevator)의 분업을 통한 하역능력 개선에 초점을 맞추어 연구가 수행됨으로써 하중을 크게 받게 되는 컨베이어 프레임 등에 대한 구조적 검토가 이루어지지 않은 단점을 가지고 있었다.

따라서 본 연구에서는 현재 설계되어 있는 고효율 갠트리 크레인용 컨베이어 프레임(conveyor frame)에 대한 구조해석을 실시하여 강도 및 강성적 안전성을 평가하고, 각 프레임 두께에 관한 치수최적설계를 수행함으로써 강도 및 강성적으로 충분한 안전율을 가지면서도 경량화를 꾀할 수 있는 고효율 갠트리 크레인용 컨베이어 프레임을 설계하고자 하였다.

## 2. 컨베이어 프레임의 구조해석

### 2.1 고효율 갠트리 크레인의 구조

본 연구의 모델로 채택한 고효율 갠트리 크레인은 기존의 크레인에 부착된 트롤리와 스프레더의 작업범위를 줄여 컨테이너 하역작업을 배와 육상으로 분업화함으로써 기존 트롤리와 스프레더는 배에서 컨테이너를 인출하여 엘리베이터까지 이송하는 역할을 담당하도록 하고 엘리베이터로 이송된 컨테이너는 하부의 컨베이어로 전달되어 서브 트롤리에 의해 대기하고 있는 트레일러에 적재되는 것이다. Fig. 1은 고효율 갠트리 크레인 TTES(Two Trolley Elevator System)의 구조를 나타내고 있으며, Fig. 2는 이것을 이용한 하역작업과정을 설명하고 있다.

기존 크레인에서 고효율 갠트리 크레인으로 변경시 설계부분에서 가장 큰 변경사항은 서브 트롤리와 엘리베이터 시스템 및 컨베이어 장치가 추가되는 것이다. 이 중 서브 트롤리의 경우 기존 크레인에 적용되어 있는 것과 동일한 스프레더가 크레인의 레그(leg) 사이를 가로지르는 포털빔(portal beam) 상부에 설치되게 되므로 강도 및 강성적으로 크게 문제될 부분이 없다. 그리고 컨테이너를 상하로 이송하는 엘리베이터 시스템 역시 하나의 컨테이너만을 이송시키게 되므로 하중을 크게 받지 않는다. 그러나 컨베이어 장치의 경우 엘리베이터를 통해 이송된 컨테이너를 서브 트롤리의 위치까지 횡방향으로 이송할 때 트레일러가 지체되게 되면 컨베이어 프레임에 최대 4개의 컨테이너가 동시에 적재된다. 따라서 컨테이너 1개의 중량

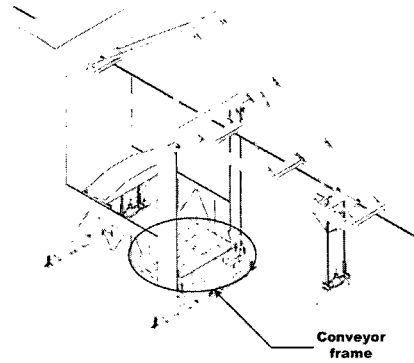


Fig. 1 A drawing of TTES gantry crane

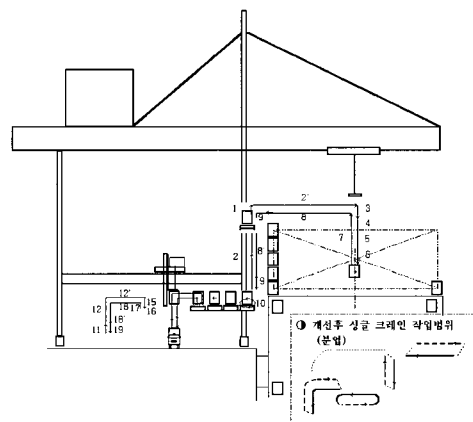


Fig. 2 Working process of TTES gantry crane

을 40tonf로 할 때 최대 160tonf의 높은 하중이 컨베이어 프레임에 작용하게 되므로 설계시 프레임의 굽힘응력과 처짐에 관한 많은 고려가 필요할 것으로 판단된다.

따라서 본 연구에서는 개념적으로 설계가 이루어진 고효율 갠트리 크레인의 컨베이어 프레임에 대하여 구조해석을 실시하여 강도 및 강성적 안전성을 평가한다. 그리고 각 프레임 두께에 관한 치수최적설계를 수행하여 강도 및 강성적으로 충분한 안전율을 가지면서도 경량화를 꾀할 수 있는 고효율 갠트리 크레인용 컨베이어 프레임을 설계하고자 한다.

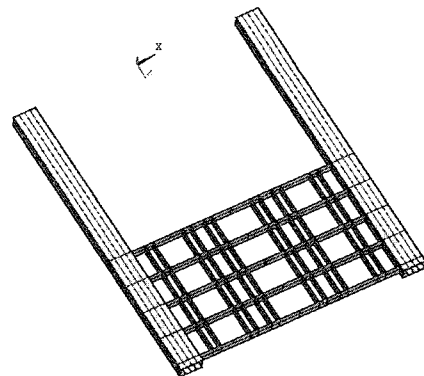


Fig. 3 Geometrical model of conveyor frame for TTES gantry crane

2.2 컨베이어 프레임의 유한요소모델

Fig. 3은 고효율 갠트리 크레인용 컨베이어 프레임의 구조 해석을 위한 기하학적 형상을 나타내고 있다. 중앙부의 격자형상 구조물은 컨베이어 프레임이며, 양단에 z방향으로 길게 뻗은 박스(box)형상의 빔은 하부 포털빔(lower portal beam)이다. 컨베이어 프레임은 동시에 4개의 컨테이너 적재가 가능하도록 하부 포털빔 사이를 2.5m 간격으로 가로지르는 길이 16.5m의 5개의 가로방향 프레임과 40ft 및 20ft 컨테이너를 모두 적재 가능할 수 있도록 12개의 세로방향 프레임이 설치되어 있다. 하부 포털빔의 경우는 1.8m(폭)×1.0m(높이)의 중공(中空)형 박스빔이 해측과 육측 래그 사이를 연결한다.

그런데 컨베이어 프레임의 기하학적 형상이 좌우 대칭형이며, 작용되는 하중의 경우도 가로방향 프레임 위에 컨테이너 프레임이 얹혀지게 되어 Fig. 3의 z축을 중심으로 좌우 대칭을 이루게 되므로 본 연구에서는 컨베이어 프레임의 유한요소모델을 z축을 기준으로 한 좌우 대칭모델로 생성하여 유한요소해석을 수행하였다.

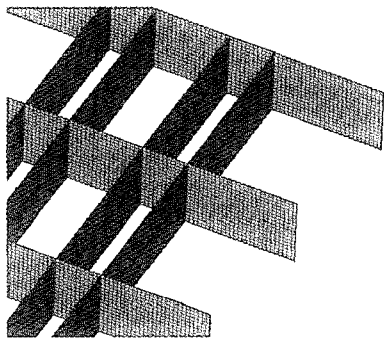


Fig. 4 Meshed shape of conveyor frame for TTES gantry crane

Fig. 4는 컨베이어 프레임의 유한요소모델을 나타낸 것으로 적용된 요소는 각 절점당 6개의 자유도(ux, uy, uz, rotx, roty, rotz)를 가지는 4절점 쉘요소이다. 그리고 요소망 밀도에 의한 오차를 최소화시키기 위하여 요소수를 9,282개에서 79,974개 까지 증가시키면서 컨베이어 프레임에서 발생하는 최대 굽힘 응력을 분석하였다. 그 결과, 모델이 70,000개 이상의 요소로 메시되었을 때 결과가 일정한 값에 수렴됨을 알 수 있었다. 따라서 본 연구의 유한요소해석에서는 총 79,974개의 요소(81,331개의 절점)로써 유한요소모델을 구성하였다. 각 요소수에 대한 최대 굽힘응력값은 Table 1에 나타내었다.

Table 2는 해석에 사용된 재료의 기계적 물성치이다.

Table 1 Change of max. bending stress by increasing number of elements (unit:MPa)

Number of Element	9,282	21,518	29,950	40,268	49,674	61,224	70,892	79,974
Max. Bending stress	190.25	193.46	195.33	196.75	198.02	198.78	199.12	199.13

Table 2 Mechanical properties of SM490Y

Material	Elastic Modulus	Density	Yield Strength	Tensile Strength
SM490Y	210 GPa	7800 kgf/m <sup>3</sup>	365 MPa	490 MPa

2.3 하중 및 경계조건

Fig. 5는 유한요소해석을 위해 적용된 경계조건을 나타낸 것이다.

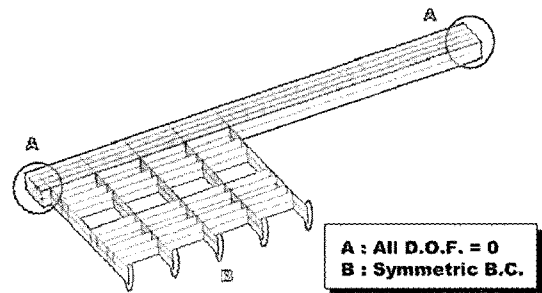


Fig. 5 Boundary conditions of conveyor frame

컨베이어 프레임의 하부 포털빔 양단은 크레인의 해측과 육측 래그에 용접되므로 실제적인 영향을 분석하기 위해서는 크레인 전체를 모델링하여야 한다. 그러나 본 연구에서는 컨테이너 적재로 인한 하중 작용시 컨베이어 프레임 자체에 굽힘 응력과 처짐 분석에 중점을 두었으므로 하부 포털빔 양단(Fig. 5의 A 부분)을 모든 자유도에 대하여 완전고정하였다. 그리고 Fig. 3과 같이 컨베이어 프레임이 기하학적인 형상과 하중 및 경계조건이 z축을 중심으로 좌우 대칭형이므로 1/2만을 모델링하고 각 세로방향 프레임의 끝단(Fig. 5의 B 부분)에 대칭경계조건을 부여하였다.

유한요소해석에 적용된 하중조건은 엘리베이터를 통해 이송된 컨테이너가 트레일러의 지체등과 같은 기타 요인으로 인해 적체된 상황을 고려하여 4개의 컨테이너가 모두 얹혀진 상태로 하여 총 160tonf(컨테이너 1개의 중량 : 40tonf)의 하중이 가로방향 프레임에 균일하게 분포되는 것으로 하였다. 또한 대형 강구조물이므로 자중의 영향도 함께 고려하였다.

3. 컨베이어 프레임의 치수최적설계

강도 및 강성적 조건을 만족하는 컨베이어 프레임의 경량화를 위해 다음과 같이 치수최적화를 수행하였다.

Minimize :

$$F(x) = \sum_{j=1}^N A_j \cdot t_j \tag{1}$$

Subject to :

$$\frac{\sigma_{x, \max}}{\sigma_{al}} - 1 \leq 0 \tag{2}$$

$$\frac{|u_{\max}|}{u_{al}} - 1 \leq 0 \quad (3)$$

식(1)의  $F(x)$ 는 최소화 기준이 되는 목적함수로서 계산의 편의상 컨베이어 프레임의 체적으로 선정하였고,  $N$ 은 요소의 개수이고,  $A_i$ 는  $i$ 번째 요소의 면적,  $t_i$ 는  $i$ 번째 요소의 두께이다. 식(2), (3)은 제약조건을 나타내고 상태변수인  $\sigma_{al}$ (허용응력)은 해양수산부 항만시설장비검사기준에 제시된 '강재의 허용응력 및 처짐기준'의 허용굽힘응력인 강재항복점의 1/1.5배에 기타 원인으로 인한 영향을 감안하여 1/2배인 182.5 MPa(SM490Y의 항복강도 365MPa)로 제약조건을 설정하였다. 그리고 또 다른 상태변수인  $u_{al}$ (허용변위)은 컨베이어 시스템이 프레임에 추가로 설치되어야 하므로 허용응력과 동일한 기준에서 제시하는 허용변위(최대처짐량)인 스팬 길이의 1/800보다 더 높은 안전율을 적용하여 허용변위를 스팬 길이의 1/2000 이하인 8.25mm로 제약조건을 설정하였다(해양수산부, 2000), (홍 등, 2001).

Fig. 6은 컨베이어 프레임의 치수최적화를 위해 선정된 설계변수를 나타내는 것으로 프레임의 높이를 나타내는  $X_{FH}$ 는 1000~2000mm로 설계 범위를 설정하였으며, 나머지 각 부의 두께( $X_{H1} \sim X_{H6}$ ,  $X_{V1} \sim X_{V5}$ )는 4~12mm로 하였다.

최적화 작업에 사용된 프로그램은 ANSYS 8.1이며, 해석기법으로는 전역적 최소값(global minimum)을 가장 적절하게 찾을 수 있는 일계법(first order method)을 적용하였다(ANSYS Inc., 1992).

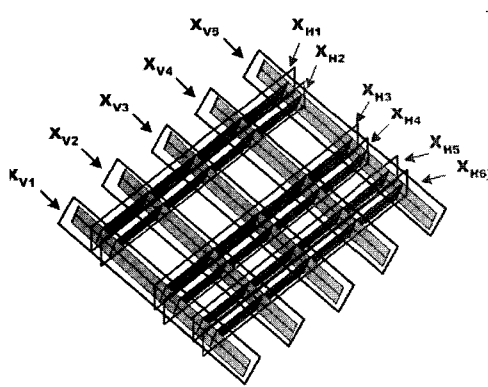


Fig. 6 Design variables of conveyor frame.

## 4. 해석결과 및 고찰

### 4.1 컨베이어 프레임의 유한요소해석

고효율 갠트리 크레인용 컨베이어 프레임의 설계 두께는 모두 4mm로 동일하였고 높이( $X_{FH}$ )는 1000mm였다. 그러나 이러한 설계치수는 구조적 검증이 이루어지지 않았기 때문에 본 연구에서는 설계된 치수를 적용한 유한요소해석을 우선 실시하여 프레임의 굽힘응력과 처짐을 분석하였다.

Table 3은 프레임의 높이( $X_{FH}$ )가 최초 설계치와 동일한

1000mm일 때 모든 프레임의 두께를 동일하게 변화시켜가며 유한요소해석을 수행한 결과이다. 프레임의 두께가 모두 4mm인 경우 컨베이어 프레임에서 발생하는 최대 굽힘응력과 최대 수직변위는 프레임의 안쪽 중앙부에서 발생하였으며 모두 본 연구에서 설정한 허용응력과 허용변위인 182.5MPa, 8.25mm보다 크게 발생하게 됨을 확인할 수 있었다. 또한 프레임의 두께를 12mm까지 2mm 간격으로 증가시키더라도 최대 굽힘응력은 허용응력을 만족하였으나 최대 수직변위는 17.9mm로 허용변위보다 크게 발생하였다. 그리고 이 결과를 지수함수로 커브피팅을 수행한 결과 두께가 44mm일 때 최대 굽힘응력은 53.7MPa, 최대 수직변위는 17.2mm에 수렴되므로 프레임의 높이가 1000mm로 고정되어 있을 때 프레임의 두께를 동일하게 변화시키더라도 허용기준을 만족할 수 없음을 확인할 수 있었다.

Table 3 Max. bending stress and vertical displacement of conveyor frame with respect to the frame thickness

Thickness	4mm	6mm	8mm	10mm	12mm
Max. bending stress	199.1MPa	113.2Mpa	80.9MPa	65.3MPa	56.8MPa
Max. vertical displacement	49.3mm	30.3mm	23.1mm	19.7mm	17.9mm

### 4.2 컨베이어 프레임의 형상 변화

프레임의 높이를 1000mm로 고정하고 전체 프레임의 두께를 동일하게 변화시킬 경우에는 본 연구에서 설정한 허용기준을 만족할 수 없음을 4.1절에서 확인함에 따라 Fig. 9와 같이 세로방향 프레임을 서로 분리시켜 그 영향을 분석하였다.

세로방향 프레임간의 간격을 증가시켜갈 때 컨베이어 프레임에서 발생하는 최대 굽힘응력과 최대 수직변위는 Fig. 7, 8에서와 같다. 프레임을 분리시킬 경우에는 그렇지 않을 경우보다 최대 굽힘응력의 경우 31~34%, 최대 수직변위의 경우 20~28% 가량 감소되는 효과를 얻을 수 있었으나 분리 간격을 증가시킬 경우에는 거의 동일한 값을 보이는 것을 확인할 수 있었다. 그러나 프레임을 서로 분리시키더라도 응력의 경우는 모든 두께 범위에서 설정기준을 만족하였으나 변위의 경우는 모든 프레임의 두께가 12mm일 때 최대 수직변위가 14.3mm가 되어 허용기준인 8.25mm를 만족하지 않았다.

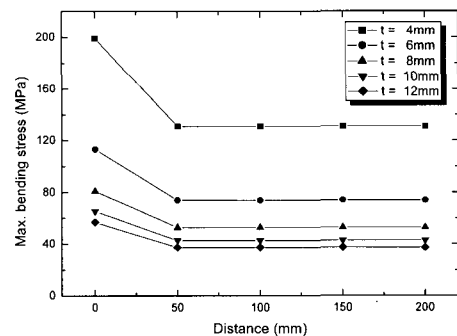


Fig. 7 Comparison of max. bending stress induced in frame according to the variation of separate distance

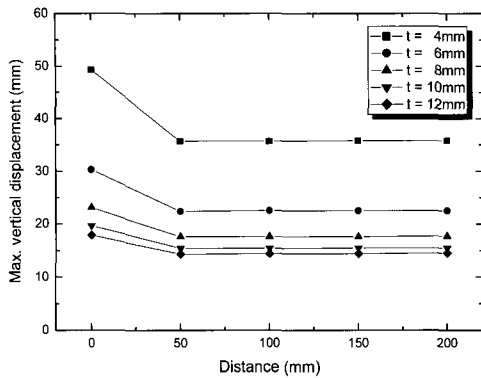


Fig. 8 Comparison of max. vertical displacement induced in frame according to the variation of separate distance

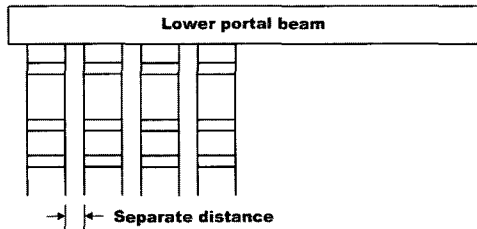


Fig. 9 Schematic of separate conveyor frame

4.3 컨베이어 프레임의 높이 변화

Table 4는 프레임의 높이 변화에 따른 최대 굽힘응력과 최대 수직변위를 나타낸 것이다. 컨베이어 프레임의 두께가 동일할 때 프레임의 높이를 변화시키면 최대 굽힘응력은 프레임이 분리되지 않은 모델의 경우 57~67%, 프레임간의 간격이 50mm인 경우에는 47~62% 가량 감소하였다. 그리고 최대 수

Table 5 Size optimization result of each conveyor frame model

Design Variable	Basic Model	Separate Model
$X_{FH}$	1787.7mm	1781.5mm
$X_H$	4.21mm	4.63mm
$X_{Ia}$	4.00mm	4.61mm
$X_{Ib}$	4.05mm	4.53mm
$X_{Ic}$	4.00mm	4.51mm
$X_{Id}$	4.05mm	4.49mm
$X_{Ie}$	4.00mm	4.48mm
$X_{If}$	4.00mm	4.00mm
$X_{Ig}$	4.08mm	4.03mm
$X_{Ih}$	4.05mm	4.03mm
$X_{Ii}$	6.04mm	4.00mm
$X_{Ij}$	11.14mm	4.01mm
$X_{Ik}$		4.27mm
$X_{Il}$		5.93mm
State Variable		
Max. Bending Stress	48.29MPa	43.09MPa
Max. Vertical Disp.	8.25mm	8.25mm
Volume	2.68m <sup>3</sup>	2.80m <sup>3</sup>

직변위의 경우에는 각각 72~80%, 65~77% 가량 감소되었다.

이것은 동일한 프레임 높이에서 전체 컨베이어 프레임 두께 변화나 세로방향 프레임을 분리시켜 얻어진 결과에 비해 프레임의 높이를 변화시킬 경우 최대 굽힘응력과 최대 수직변위가 월등히 감소될 수 있다는 것을 보여준다. 이러한 원인은 프레임의 높이를 변화시키면 높이의 증가에 따른 컨베이어 프레임 전체 자중은 증가되나 프레임 단면의 관성모멘트가 높이의 세

Table 4 Max. bending stress and vertical displacement of conveyor frame according to the variation of a frame height( $X_{FH}$ )

(a) Max. bending stress (MPa)

Separate distance = 0mm	Separate distance = 50mm									
	4mm	6mm	8mm	10mm	12mm					
1000mm	199.1	113.2	80.9	65.3	56.8	131.1	73.9	52.8	42.8	37.3
1200mm	150.5	86.7	62.9	51.6	45.4	112.6	65.9	48.8	40.7	36.3
1400mm	118.0	68.9	50.8	42.2	37.5	88.0	52.4	39.5	33.4	30.1
1600mm	94.9	56.5	42.2	35.5	31.8	70.9	43.0	32.9	28.2	25.7
1800mm	78.8	47.4	35.9	30.5	27.6	58.7	36.2	28.1	24.4	22.4
2000mm	66.4	40.5	31.1	26.7	24.3	49.5	31.1	24.5	21.5	19.9

(b) Max. vertical displacement (mm)

Separate distance = 0mm	Separate distance = 50mm									
	4mm	6mm	8mm	10mm	12mm					
1000mm	49.3	30.3	23.1	19.7	17.9	35.7	22.4	17.6	15.4	14.3
1200mm	32.1	20.1	15.7	13.7	12.6	25.8	16.8	13.6	12.2	11.6
1400mm	22.3	14.3	11.4	10.1	9.5	18.0	12.1	10.0	9.2	8.8
1600mm	16.3	10.7	8.7	7.8	7.4	13.2	9.1	7.7	7.2	7.0
1800mm	12.4	8.3	6.9	6.3	6.1	10.2	7.2	6.2	5.9	5.8
2000mm	9.8	6.7	5.6	5.2	5.1	8.1	5.9	5.2	5.0	5.0

제곱에 비례하여 증가하게 되므로 굽힘응력과 수직변위의 감소효과가 다른 경우에 비해 더 증가하게 된 것으로 판단된다.

#### 4.4 컨베이어 프레임의 치수최적설계

Table 5는 프레임의 높이( $X_{FH}$ )와 Fig. 6에 나타낸 설계변수( $X_{H1} \sim X_{H6}$ ,  $X_{V1} \sim X_{V5}$ )를 이용하여 세로방향 프레임이 분리되어 있지 않은 경우(basic model)와 분리되어 있는 경우(separate model)에 대하여 치수최적화를 실시한 결과이다.

컨베이어 프레임의 두 모델에 대하여 치수최적화를 수행하여 얻어진 각각의 설계변수들은 Table 5에 나타내었다. 최대 굽힘응력과 최대 수직변위는 모두 설계기준을 만족하였으며 전체 컨베이어 프레임의 체적은  $2.68m^3$ 과  $2.80m^3$ 이었다. 이는 분리된 모델의 경우 세로방향 프레임 2개가 더 사용되기 때문이다. 그리고 프레임의 높이( $X_{FH}$ )는 4.3절의 결과와 같이 굽힘응력과 수직변위에 미치는 영향이 높으므로 치수최적화 결과에서도 초기 설계치수 1000mm보다 780mm 이상 증가한 1787.7mm, 1781.5mm로 늘어났다. 가로방향 프레임의 두께를 나타내는 설계변수인  $X_{H1} \sim X_{H6}$ 의 경우 프레임이 분리되어 있지 않은 경우에는 가장 안쪽 프레임 두께( $X_{H1}$ )를 제외한 대부분의 경우 최적값이 초기 설계두께와 거의 동일하였으나 분리된 모델의 경우에는 가로방향 프레임이 세로방향 프레임의 처짐을 제한하는 역할이 증가되어 12~16% 가량 두께가 증가하였다. 세로방향 프레임 두께는 하부 포털빔의 중앙에 근접한 마지막 프레임에서 두께가 크게 증가하였다. 이것은 컨베이어 프레임이 부착되는 하부 포털빔 자체가 컨테이너 하중과 자중으로 인하여 중앙부근에서 수직변위가 증가하게 되어 이러한 변위가 프레임에 중첩되기 때문인 것으로 사료된다. 그러므로 치수최적화에서는 안쪽 프레임의 두께가 각각 178%, 48% 가량으로 크게 증가된 것으로 판단된다.

### 5. 결 론

고효율 갠트리 크레인용 컨베이어 프레임에 대한 구조해석 및 치수최적화를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 프레임의 높이가 1000mm로 고정되어 있고 프레임이 분리되어 있지 않은 기본모델의 경우 프레임의 두께를 증가시키더라도 최대 굽힘응력과 수직변위는 53.7MPa, 17.2mm에 수렴되어 설계기준을 만족하지 않았다.

- 2) 상기와 동일한 모델이더라도 프레임이 분리되면 최대 굽힘응력의 경우는 31~34%, 최대 수직변위는 20~28% 가량 감소되었다.
- 3) 동일한 프레임 높이에서 전체 컨베이어 프레임 두께 변화나 세로방향 프레임을 분리시켜 얻어진 결과에 비해 프레임의 높이를 변화시킬 경우 최대 굽힘응력과 최대 수직변위가 크게 감소되었다.
- 4) 프레임의 각 두께와 높이를 설계변수로 지정하여 치수최적화 수행 결과 프레임이 분리되지 않은 기본 모델과 분리된 모델에서 모두 설계기준을 만족하는 결과를 얻을 수 있었으며, 목적함수인 체적은 기본모델이 분리된 모델보다 세로방향 프레임이 2개 더 적음으로 4.3% 가량 작았다.

### 후 기

본 연구는 한국과학기술부(MOST)의 국가지정연구실사업(NRL)의 지원에 의한 것입니다.

### 참 고 문 헌

- [1] 양창호, 김창곤, 최용석, 최종희, 최상희, 이주호(2002):초대형 컨테이너선 운항에 대비한 항만하역시스템 기술개발 전략 연구, 한국해양수산개발원.
- [2] 김경환, 이영진, 이진우, 이권순(2000):고효율 갠트리 크레인 설계 및 성능분석, 한국항만학회지, 제14권, 제4호, pp. 395-406.
- [3] 해양수산부(2000):항만시설장비검사기준.
- [4] 홍도관, 최석창, 한근조, 안찬우(2001):천장크레인 거더의 최적설계에 관한 연구, 한국항만학회지, 제15권, 제2호, pp.183-189.
- [5] ANSYS Inc.(1992):ANSYS User's Manual.

원고접수일 : 2004년 10월 26일

원고채택일 : 2004년 12월 15일