

유압실린더를 사용한 갠트리 크레인의 안전성 검증 Safety Verification of Gantry Cranes using Hydraulic Cylinders

고성훈¹ · 이광희² · 이철희^{1,2*}

Seong-Hoon Ko, Kwang-Hee Lee and Chul-Hee Lee

Received: 14 Dec. 2018, Revised: 06 Mar. 2019, Accepted: 25 Apr. 2019

Key Words : Hydraulic based Gantry Crane (유압식 갠트리 크레인), Angle of Rollover (전복 각도), Girder Deflection (거더 처짐), Crane Safety Standards (크레인 안전 기준)

Abstract: A typical gantry crane is generally used to lift and transport objects in various workplaces. Most of the supporting structures in a gantry crane are fixed on the ground while the moving hoist is running overhead along the girder. There are some disadvantages to its long installation time and high installation cost. Therefore, a hydraulic based gantry crane was studied to solve the issues of typical gantry cranes. The supporting structure of the proposed gantry crane consisted of a hydraulic cylinder and telescopic boom. The dimension of the proposed gantry crane can be decreased due to its simplified structure. The analytical and theoretical methods were used to verify the structural stability of the proposed crane. The most severe load condition was considered for the analysis, and the stress and deflection of the structure are analyzed. The simulation results were as expected from the theoretical analysis. Finally, the structural and dynamic safety of the proposed hydraulic based gantry crane was validated. The obtained results can be used as guidelines in the design process of the hydraulic based gantry crane.

기호 설명

M : vertical moment of girder

L : length of girder

W_d : dead load (self weight)

W_l : live load (working weight)

I_x : moment of inertia of girder in x direction

$Z_{x,y}$: modulus of moment of girder in x or y direction

Z_b : modulus of moment of boom in x and y direction

E : modulus of longitudinal elasticity

σ_c : stress of cylinder

σ_b : stress of boom

σ_g : stress of girder

δ : deflection of girder

B : length of trolley wheel base

A : cross section area of rod

W_r : wheel resistance

kW : output power of motor

V : traversing speed

n : efficiency of traversing

ψ : coefficient of impact

μ : coefficient of friction

* Corresponding author: chulhee@inha.ac.kr

1 Department of Construction Machinery Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea

2 Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea

Copyright © 2019, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

1. 서 론

갠트리 크레인은 하중 물을 운반하기 위한 장비로써, 하역부터 제조 산업 현장까지 다양한 곳에서 쓰이고 있다. 현재 갠트리 크레인 기술에 있어 높은 중

량의 인양과 이동성이 높은 갠트리 크레인을 개발하기 위해 여러 연구가 진행 중이다. 특히 유압을 이용한 고효율 갠트리 크레인의 대한 연구는 활발하게 이루어지고 있다. 이전 갠트리 크레인의 구조는 중량을 견디기 위해서 다리 구조물의 크기가 커져야 하고 설치 시간과 비용이 많이 든다. 하지만, 작은 체적 대비 큰 힘을 발휘하는 유압실린더를 사용하면 크레인의 무게를 줄일 수 있고, 불필요한 요소들을 제거할 수 있어, 공간 활용성이 커질 수 있으며 설치 비용과 시간을 절감할 수 있다. 기존 연구에서는 갠트리 크레인의 인양 능력 향상을 위해 고성능의 전기모터가 사용되거나, 호이스트 모터의 성능에 대한 연구가 진행되었지만¹⁾, 본 연구에서는 기존 갠트리 크레인의 안정성 검증 방법과 유압실린더로 이루어진 구조의 안전성도 확인했다. 모델을 단순화 시켜 수학적으로 분석한 후, ANSYS를 이용하여 정적 해석과, DAFUL을 이용한 동적 해석을 진행하여 검증했다. 이 결과들을 분석하여 유압실린더로 이루어진 갠트리 크레인의 안전성을 확인했다.

2. 단순화 모델 분석

2.1 경계 조건

유압식 갠트리 크레인의 시스템은 기계부분과 전기부분으로 구성되어 있으며, 제어는 전기 부분이 담당하고 있다. 이 유압식 갠트리 크레인의 기계적 구조는 크게 거더(Girder), 실린더 및 붐, 최 하단 부의 트랙으로 이루어져 있다.

Fig. 1의 구조에서 거더는 총 4개의 유압실린더로 구성된 다리들로 지지되며 설계된 모델의 길이는 9.0 m이다. 작업물이 전기모터를 통해 상부구조물의 수평 방향으로 움직임이 가능하며, 이러한 움직임에 기초하여 중량물이 최대 편향위치 일 때 가장 큰 부하를 받으므로 이 조건으로 구조 안전성을 분석했다.²⁾

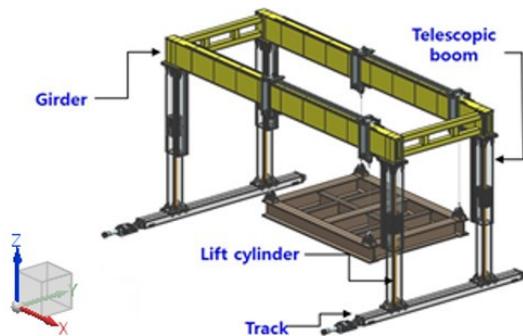


Fig. 1 3D modeling of hydraulic gantry crane

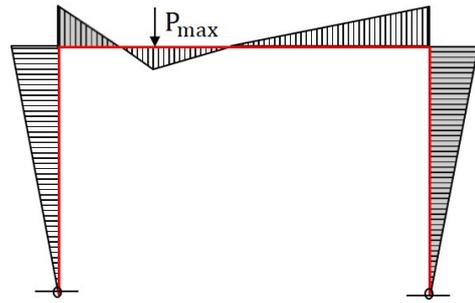


Fig. 2 Schematic diagram for biased load moment in gantry crane

Fig. 2는 라멘(Rahmen)구조에서 중량물의 최대 편향 위치일 때의 모멘트 선도이다. 이 모멘트 선도에 따라 발생하는 응력을 계산하여 이론적으로 분석했다.³⁾

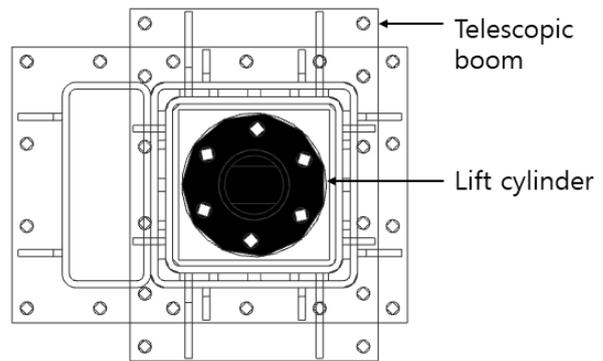


Fig. 3 3D modeling of telescopic boom and lift cylinder

Fig. 3은 평면도(Z축에서 바라본 방향)이며, 실린더와 텔레스코픽 붐과의 구조를 보여준다. 실린더가 텔레스코픽 붐 안에 위치해 있는 구조이며, 실린더에 걸리는 부하를 보완하기 위해 텔레스코픽 붐 구조를 추가적으로 설계하였다.

Table 1 Allowable stress for gantry crane

Yield stress	S_y
Tension stress	$S_{ta}=S_y/1.5$
Compression stress	$S_{ca}=S_{ta}/1.15$
Shearing stress	$S_a=S_{ta}/\sqrt{3}$

또한 재질에 대한 항복응력 기준을 Table.1에 있는 크레인 허용 압축응력 기준 표를 참고하여 적용했다. 이 표는 크레인 안전 기준에 명시되어있으며, 이 기준을 충족해야 설계 승인이 이루어진다. 적용하

중은 크레인 안전기준에 맞추어 동하중을 고려해 최대 하중의 125% 조건으로 분석했다.⁴⁾

2.2 정적 분석

거더는 상부 구조물로써, 횡행 주행하는 트롤리를 지지해주는 구조물이다. 이에 발생하는 응력과 처짐은 다음 식들로 계산했다.

$$M = \frac{W_l(L - \frac{B}{2})^2}{2 \cdot L} + \frac{W_d \cdot L}{8} \quad (1)$$

$$\sigma_g = \frac{M}{Z_x} + \frac{0.15 \cdot M}{Z_y} \quad (2)$$

$$\delta = \frac{W_l \cdot (L - B) \cdot L^2 + (L + B)^2}{48 \cdot E \cdot I_x} + \frac{5 \cdot W_d \cdot L^3}{384 \cdot E \cdot I_x} \quad (3)$$

하중이 구조물 중 최초로 전달되는 구조물로써 안정성 확인을 위해 식 (1)를 이용하여 사하중(dead load)과 활하중(live load)을 적용한 모멘트를 계산한 후, 식 (2)에 대입하여 수직, 수평방향 발생 응력들을 합산한 최대 발생응력을 계산했다. 식 (2)를 보면 알 수 있듯이, 수평하중은 크레인 안전기준에 따라 수직하중의 15%로 하였다. 마찬가지로, 식 (3)을 이용하여 수직방향으로의 사하중과 활하중에 의한 처짐을 합산하여 총 처짐 량을 계산했다.⁵⁾ 최대 발생 응력 값은 114 MPa로 크레인 허용 압축응력기준을 적용한 재질(SS400) 허용압축응력(Sca)인 137 MPa 이내로 안전하다. 그리고 수직방향으로의 총 처짐 량은 0.61 cm로 거더 길이인 9.0 m 대비 처짐 량 비는 1/1,475 이다. 이는 크레인 설계 기준 거더 대비 처짐 량 비인 1/800보다 낮은 값이므로 안전 기준을 만족한다.

$$\sigma_c = \frac{\sum V_a(K)}{A} \quad (4)$$

$$\sigma_b = \frac{\sum M_x(K)}{Z_b} \quad (5)$$

다음으로 거더를 지지하는 실린더와 붐을 수학적 으로 분석했다. 실린더는 수직하중을 받게 되고, 텔레스코픽 붐은 모멘트를 받게 된다. 이에 따라, 발생

하는 응력도 나누어 계산했다. 좌굴응력 계산을 위해 필요한 세장비를 각각 계산했다.⁶⁾ 이 값을 좌굴계수 (λ)로 바꾸어 각각 식 (4)는 실린더, 식 (5)는 텔레스코픽 붐에 발생하는 최대 응력을 계산했다.⁷⁾ 계산한 최대응력 값으로 크레인 안전기준 안전율이 적용된 재질 허용압축응력(Sca) 값과 비교하여 안전성을 확인했다. 실린더의 경우 크레인 안전기준이 적용된 재질(SM45C) 허용압축응력(Sca)은 194 MPa이며, 최대 발생 응력 값은 137 MPa로 허용 응력 이내였으며, 텔레스코픽 붐의 경우 발생 최대 응력 값은 10 MPa로 크레인 안전기준이 적용된 재질(SS400) 허용압축 응력(Sca)인 137 MPa 이내의 값이며 안전하다. 텔레스코픽 붐은 휨모멘트에 대한 부하만 받으므로, 응력이 낮은 것을 알 수 있다.

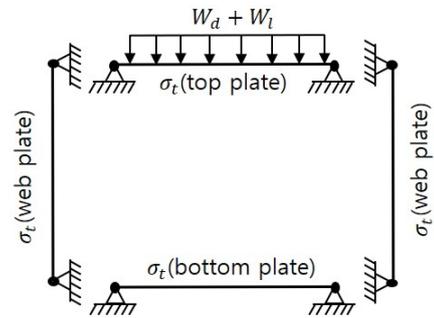


Fig. 4 Theoretical modeling of track cross section

트랙은 거더와 실린더 등을 지지 하는 하단 구조물이다. 박스 형태로 이루어져 있으며, 각 판을 나누어 계산했다.⁸⁾ Fig. 4는 트랙의 단면을 각각 판을 나누어 도식화 했으며, 상판 크레인 최대 하중에 따라 상, 하부 판은 전단응력, 측면 판은 굽힘 응력이 최대 발생응력이다. 이 중, 최대 응력이 발생한 곳은 측면 판이었으며, 값은 120 MPa 으로, 크레인 안전기준을 적용한 재질(SS400) 허용압축응력(Sca) 값인 137 MPa 보다 이하의 값이므로 안전하다.

2.3 동적 분석

유압식 갠트리 크레인의 다리는 거더와 다르게 프레임 구조 형식이 아닌 유압식 실린더로 이루어져 있다. 실린더 특성 상 구조물 상승 시 실린더 간 부하차이로 미소량의 기울어짐이 발생할 수 있으며, 이에 대한 안전성을 검증하고자, 트롤리 구조물의 적절한 모터 능력 값을 계산했다. 동적분석도 정적분석과 마찬가지로 크레인 안전기준을 따라 최대하중의 125%를 수직하중조건으로 하였다.

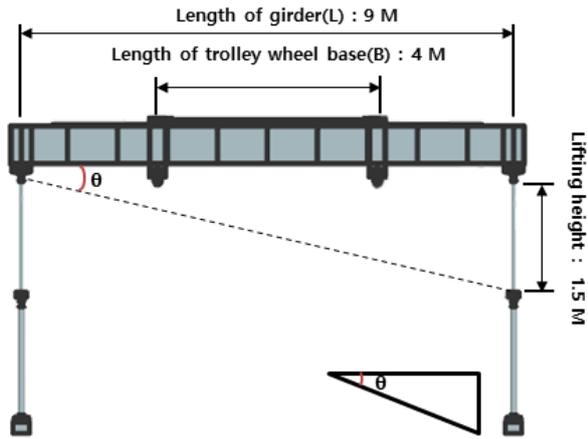


Fig. 5 Relation between tilt angle of crane and height difference between cylinders

Fig. 5는 기울어짐 각에 따라 실린더 높이 차를 보여준다. 기울어짐 각에 따라 최대 수직 하중에 $\mu \cdot \sin\theta$ 이 곱해진 값이 기울어짐 하중이 된다.

$$kW = \frac{\psi \cdot 0.15(W_l + W_d) \cdot W_r \cdot V}{6120 \cdot n} \quad (6)$$

크레인 안전기준에 따라 수평하중은 수직하중의 15%로 하며, 식 (6)을 통하여 최소 필요 모터 출력 값을 계산했다.⁹⁾ 그 결과, 운하중 13.1 ton, 휠 저항은 53.61 kg/ton, 최종 값인 모터 최소 필요 출력은 0.19 kW 이다. 횡행 구동에 있어, 필요한 모터 출력 값이며, 기울어짐 발생 시 100% 하중 값에 $\mu \cdot \sin\theta$ 값이 곱해진 값이 기울어짐 각 θ 에 따른 요구 하중이 된다. 또한, 이 값을 토대로 기울어짐으로 인한 전복 발생 각을 실린더 간 높이 차로 환산하여 단계 별 상승 시 1회 상승의 필요 보상 높이를 설정하여 제어 해야 한다.

3. 해석

3.1 경계조건

단순화모델 분석과 마찬가지로 가장 하중이 큰 조건인 중량물의 최대 편향위치에서의 조건으로 해석을 진행했다.

Fig. 6 에서 (a)는 거더 부분, (b)는 상향 실린더, (c)는 텔레스코픽 붐, (d)는 트랙을 나타낸다. 정확한 분석을 위해 전체구조를 분석하였으며, 정적 해석을 진행하고 부분 별로 결과를 나누어 분석했다.

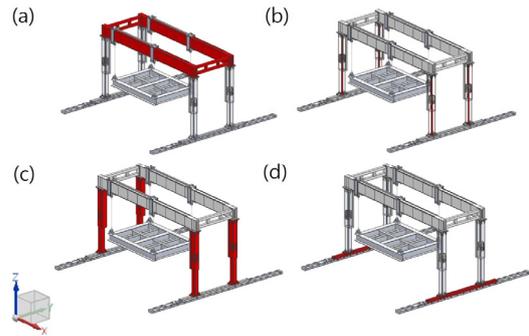


Fig. 6 Main structure of hydraulic gantry crane
(a) Girder, (b) Lifting cylinder, (c) Telescopic boom, (d) Track

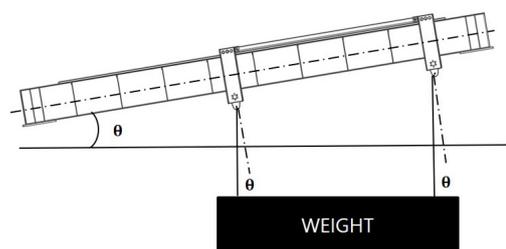


Fig. 7 Dynamic simulation model of girder tilting

Fig. 7은 크레인의 전복에 대해 분석하기 위한 기울어짐 동적모델의 도식이다. 공통 경계조건인 편향된 중량물 조건으로 진행하며, 거더를 기울여서 전복이 발생하는 각을 분석했다. 모터 출력 상한을 초과했을 때와 임계마찰력을 초과하여 전복이 일어나는 2가지 상황으로 나누어 해석을 진행했다.

3.2 정적 분석

이전에 단순화 모델 분석의 계산을 검증하기 위해 정적 해석을 진행했다. 전체 구조를 분석했으며, 부분 별로 단순화 모델에 대한 시뮬레이션 검증을 했다.

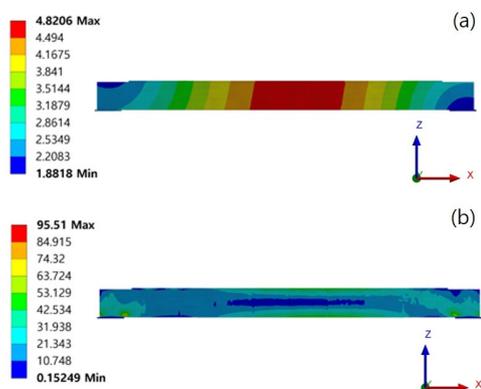


Fig. 8 Static analysis result of girder
(a) Deflection(mm), (b) Stress(MPa)

Fig. 8에서 (a)는 거더의 처짐량, (b)는 최대발생력을 볼 수 있는 정적 해석결과이다. 최대 발생 응력의 발생위치는 거더와 텔레스코픽 붐이 접촉하는 부분이었으며, 최대 발생응력 값은 96 MPa 으로, 크레인 안전기준을 적용한 안전율을 적용한 재료(SS400)에 대한 허용압축응력 값인 137 MPa 을 넘지 않으므로, 안전하다. 단순화 모델과의 오차는 18%로 근사한 값이다. 또한, 최대 처짐은 거더 중심 부 에서 발생했으며, 값은 0.5cm로 처짐 량 비는 1/1,867이다. 크레인 안전 기준인 1/800보다 작은 값으로 허용기준을 만족했으며, 단순화 모델과의 오차는 22%로 해석을 통해 검증을 했다. 유압식 갠트리 크레인의 다리 역할을 하며 하중을 지지하는 구조인 실린더와 추가구조물인 텔레스코픽 붐 부분의 해석결과를 분석했다.

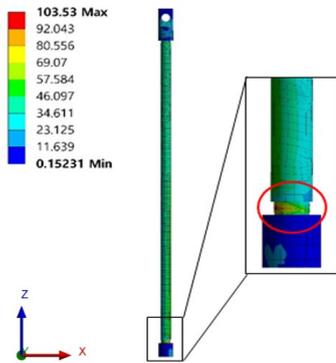


Fig. 9 Static simulation results of lifting cylinder (MPa)

Fig. 9는 실린더 부분의 정적 해석결과이다. 최대 응력 발생 부위는 로드와 실린더가 맞닿는 부위이며, 최대 응력 값은 104 MPa 로 크레인 안전기준을 적용한 재료(SM45C) 허용압축응력(Sc_a) 값인 194

MPa 이하로 안전했다. 단순화모델 분석에 대한 오차는 8% 로 해석을 통해 검증을 했다 .

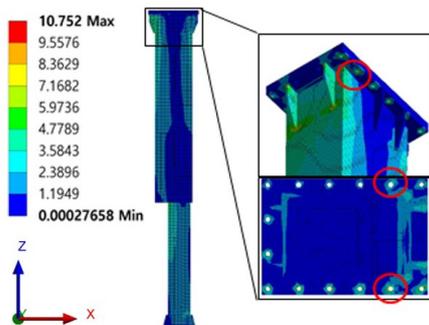


Fig. 10 Static simulation results of telescopic boom (MPa)

Fig. 10은 텔레스코픽 붐 부분의 정적 해석결과이다. 텔레스코픽 붐과 거더의 접촉 부 에서 최대 응력이 발생했다. 최대 응력 발생 값은 11 MPa 이며, 크레인 안전기준을 적용한 재료(SS400)의 허용압축응력(Sc_a) 값인 137 MPa보다 낮아 안전했고, 단순화모델과의 오차는 10%로 해석을 통해 검증을 했다.

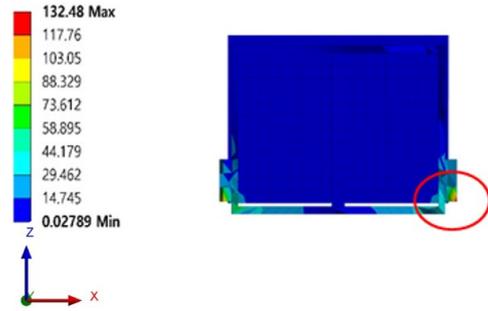


Fig. 11 Static simulation result of track structure (MPa)

Fig. 11은 트랙 부분의 정적 해석결과이다. 측면 부 하단 접촉부에서 최대 응력이 발생했으며 값은 132 MPa 으로, 단순화모델 분석과의 오차율은 10% 이며, 크레인 안전기준을 적용한 재료(SS400)의 허용압축응력(Sc_a)인 137 MPa 보다 이하의 값이므로 안전하다.

3.3 동적 분석

유압 실린더 간 부하차이로 기울어짐이 발생하면서 전복이 발생하는 각도를 확인하여, 단계 별 상승 조건에서 1회 상승 보상 높이를 정해야한다. 보상 높 이 값을 전기적 제어에 적용하여 안전문제가 발생하 지 않도록 방지해야 한다. 정적분석과 마찬가지로 하 중조건은 작업물의 동적 조건인 최대하중의 125% 조 건으로 진행하였다.

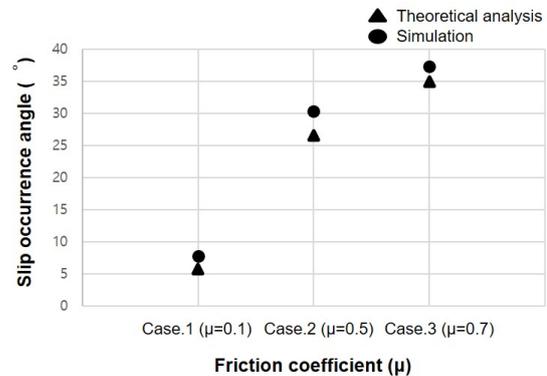


Fig. 12 Results of roll over occurrence angle

Fig. 12는 케이스 별로 동적 해석으로 0°에서 45°까지 기울였을 때 전복이 발생하는 각도를 분석했다. 일정 마찰 계수 범위 안에서 전복이 발생하는 각을 분석했다. 조건 1은 마찰 계수 0.1로 윤회유를 급유한 철과 철간의 마찰계수 조건이며, 조건 2는 마찰계수 0.5로 철과 철간의 마찰계수 조건이다. 마지막으로 조건 3은 마찰계수 0.7로 강과 강간의 마찰계수 조건이다. 브레이크 모터가 축을 고정한다는 가정으로 조건 별로 미끄러짐을 동적 해석을 진행했다. 그 결과, 가장 높이 차가 작은 조건 1의 전복 발생 각은 7.7°이다. 양쪽 다리의 높이 차는 약 122 cm 가 되며, 행정거리 약 1/2배에 해당한다. 조건 1이 높이 차가 가장 작은 조건이므로 안전하다고 볼 수 있다.

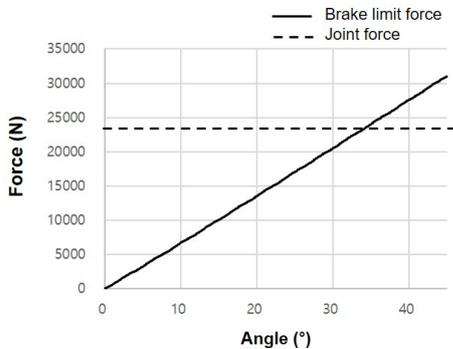


Fig. 13 Load of girder applied to travelling motor at tilting

마지막으로, 횡행 모터 브레이크 토크 값이 하중을 견딜 수 있는 지 보기위해 축을 고정한 상태에서 기울이는 동적 해석을 진행했다. 그 결과는 Fig. 13이며, 앞서 계산한 최소 모터 출력 값을 축 접선력으로 계산하여 동적 해석 결과의 축 접선력과 비교했다. 단순화모델 분석으로 계산한 필요한 최소 모터 출력 값과 비교한 결과, 33.7°에서 전도가 발생됨을 확인했다. 이는 양쪽 다리 길이의 높이 차가 600.2 cm 이상 이어야 기울어 질 수 있는 각이다. 상향 실린더의 행정거리는 200 cm로 행정거리의 3배인 값이므로, 실질적으로 계산한 모터의 최소출력이 가용될 수 있음을 확인했다. 결과적으로 횡행 모터 사양 계산 값은 타당하다.

Table 2 는 크레인 전체 구조의 부분 별 변형량과 최대발생응력들과 전복이 발생하는 각도를 분석하여 정리한 표이다. 각 구조 부 모두 크레인 안전기준을 적용한 허용응력 이내의 값으로 안전성이 확인되었고, 전복발생각도를 분석하여 최소 높이 보상 값을 얻을 수 있었다. 이를 토대로 횡행 모터 사양을 선정할 수 있다.

Table 2 Results of safety analysis of hydraulic gantry crane

		Simplification Anlysis			Simulation			Allowance
Cylinder & boom		146 MPa			135 MPa			194 MPa (SM45C)
Girder		Deflection	Stress		Deflection	Stress		137 MPa (SS400)
		1/978	114 MPa		1/1115	126 MPa		
Skidding track		120 MPa			132 MPa			
Roll over	a	Rollover angle	5.7°	26.5°	34.9°	7.3°	30.3°	37.3°
		Height difference	90 cm	449 cm	628 cm	122 cm	526 cm	686 cm
	b	0.19 kW over						

4. 결 론

본 논문에서는 유압 갠트리 크레인의 안전성을 확인하기 위하여 단순화모델 분석 및 해석을 통한 검증을 진행했다. 비록 정적인 상태조건을 고려했지만, 크레인 작업물의 동하중을 고려해 검증하여 신빙성을 높였다. 또한, 유압 실린더 간 부하차이로 인해 발생할 수 있는 전복을 방지하기 위해 횡행 모터의 토크가 중량물의 기울임 하중을 버틴다는 가정 하에 슬립으로 인해 일어나는 전복과 횡행 모터의 토크가 버틸 수 있는 중량물의 임계 기울임 하중을 분석하는 2가지 조건으로 나눠서 분석했다. 분석을 통해 얻은 높이 차는 행정거리의 각각 약 1/2배, 3배의 해당하는 값이므로 안전하다고 할 수 있다. 또한, 안전사고를 방지하기 위해 전기적 제어를 통해 단계 별 상승을 하게 되는데, 이에 필요한 1회 상승 시 보상해야 하는 최소 높이 값을 얻을 수 있었다.

이 방법을 사용하여 안전한 범위 내에서 구조물의 안전성 검증과 횡행 모터를 선정할 수 있다. 결과적으로, 유압실린더 이용한 새로운 갠트리 크레인의 공간 활용성, 에너지 대비 작업효율 상승의 효과를 볼 수 있을 것으로 예상 된다.

후 기

이 성과는 2018년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 건설기계 R&D 전문 인력 양성사업의 지원을 받아 수행된 연구임.

References

- 1) J. W. An et al., "Development of Analytical Model of Spindle and Rack Gear Systems for Knuckle Boom Crane", *Journal of Drive and Control*, Vol.14, No.2, pp.23-29, 2017.
- 2) K. H. Kim et al., "A Design and Characteristics Analysis of High Efficiency Gantry Crane", *Journal of the Korean Institute of Port Research*, Vol.14, No.4, pp.395-406, 2000.
- 3) JIS B 8831, "Cranes-Design Principles for Loads and Load Combinations", *Japanese Standards Association*, Vol.4, pp.3-9, 2004.
- 4) KS D 3503, "Crane manufacturing and safety standards", *Korea Occupational Safety & Health Agency*, Vol.20, pp.2, 2015.
- 5) C. Holst, M. Burghof and H. Kuhlmann, "Modeling the Beam Deflection of a Gantry Crane under Load", *Journal of Surveying Engineering*, Vol.140, No.1, pp.52-59, 2014.
- 6) E. Narvydas, "Buckling strength of hydraulic cylinders", *Mechanika*, Vol.22, No.6, pp.474-477, 2016.
- 7) KS D 3503, "Crane manufacturing and safety standards", *Korea Occupational Safety & Health Agency*, Vol.20, pp.3-4, 2015.
- 8) M. Savkovic et al., "Stress analysis in contact zone between the segments of telescopic booms of hydraulic truck cranes", *Thin-Walled Structures*, Vol.85, pp.332-340, 2014.
- 9) R. Karmakar and A. Mukherjee, "Dynamics of electric overhead travelling cranes: A bond graph approach", *Mechanism and Machine Theory*, Vol.25, No.1, pp.29-39, 1990.