

트럭 장착용 너클크레인의 경량화를 위한 구조

임헌봉*, 신문균⁺, 양현익⁺⁺

(논문접수일 2011. 04. 29, 수정일 2011. 12. 14, 심사완료일 2011. 12. 15)

Structural Optimization of the Knuckle Crane Installed in Truck

Lim Hun Bong*, Shin Moon Kyun⁺, Yang Hyun Ik⁺⁺

Abstract

The knuckle crane design in Korea has been performed by assuming a cantilever beam type structure and numerically analyzing design data and finally improving the stiffness by replacing material.

In our study, a complete finite element model of the knuckle crane is constructed and finite element analysis is conducted using Optistruct.

Structural optimization to reduce the weight of the knuckle crane is processed by applying maximum loading condition at the largest radius of motion, which is the worst case of loading condition.

As the results, existing over stiff design in a knuckle crane is corrected to meet a desired design limit and overall weight is reduced, which eventually leads to a reduction of CO₂ emission.

Key Words : Knuckle crane(너클 크레인), Structural optimization(구조 최적화), Size optimization(치수 최적화)

1. 서론

너클 크레인(Knuckle Crane)은 고철 및 종이 또는 스크랩(Scrap)등을 상·하차하거나, 정해진 장소에 모을 때 이를 집는 집게(Knuckle)를 가지고 있는 크레인을 말한다. 너클 크레인은 다른 운송수단에 비하여 운반 구조가 간단하고 큰 중량을 취급할 수 있는 장점과 운반물을 공중에서 이동 시키기 때문에 운송 경로나 운반물을 취급하는 위치의 자유도가 상당히 높은 장점이 있다. 이러한 이유로 사용량 국내 연구 개발 수준은 매우 낮은 실정이다. 국내에서는 일반적으로 전산해석보다는 단순 외팔보를 가정한 수치계산에 의한 해석 설계와 실제 사용자

들의 과적 및 험한 사용만을 고려하여 소재변경을 통한 강성의 강화를 추가하는 등의 설계 변경만이 이루어지고 있다⁽⁴⁻⁶⁾. 그러나 이러한 부분적 설계방식은 해석의 정확도가 떨어지고 크레인 전체 중량을 증가시켜 연비저하 및 장치의 수명단축을 초래하였다. 그러므로 이와 같은 단점을 보완하기 위해서 실제 설계와 근접한 해석 모델을 구축하고 이에 대한 설계해석을 수행하여 최종적으로 설계 시 요구되는 강성을 만족시키면서 전체 중량을 줄일 수 있는 설계방법이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 크레인의 전체 모델을 Solid Edge를 이용하여 외형 모델링을 한 후, 이를 유한요소 모델링 프로그램인 Altair의 HyperMesh 9.0을 이용하여 유한요소모델을 완성

* 한양대학교 기계설계메카트로닉스학과 (gjsqhd1019@naver.com)

주소: 133-791 서울시 성동구 왕십리로 222

+ 한양대학교 기계공학과

++ 한양대학교 기계공학과

하였다.

이 모델에 대하여 FEM해석 프로그램인 Altair의 Optistruct 9.0을 이용한 해석을 수행하였고, 초기 설계의 구조강도에 대한 적절성을 검토하였다. 그리고 크레인의 경량화를 위하여 극단적 하중조건인 최대 반경에서의 최대 하중을 적용한 구조최적화를 수행하였다.

2. 유한요소해석 과정

초기 설계의 구조 해석결과에 대한 타당성을 확인하기 위해서는 실제 모델링과 유사할수록 정확한 해석값을 얻을 수 있다. 따라서 초기 2D CAD설계도면에 따른 3D모델링을 수행하여 초기 설계의 적절성을 검토하였다.

2.1 3D CAD모델링

굴삭기의 종류는 크기에 따라 최대인양능력과 최대작업 반경 그리고 기동부의 최대 회전각도 등이 다르다. 이에 대한 주요 제원이 Table 1과 같은 일반적인 너클 크레인을 Solid Edge를 이용하여 3D모델링을 하였다.

Table 1 Specification of The Knuckle Crane

| | |
|--|-------------------------|
| maximum lift capacity | 11,400kg·m |
| maximum working distance | 7.8m |
| load capacity (work dimension / load) | 2m / 4,450kg |
| | 4.4m / 2,500kg |
| | 6.1m / 1,810kg |
| | 7.8m / 1,430kg |
| Boom angle | 81° ~ -38° |
| Boom shape | Hexagonal, 2 Stage Boom |
| rotation range | 410° |
| rotation velocity | 35° / sec |
| rotation type | DOUBLE RACK |



Fig. 1 Finite Element Model

2.2 요소 생성

구조 설계에 대한 해석을 위하여 유한요소 모델링 프로그램인 HyperMesh를 이용하여 각각 2D, 3D 유한요소 모델링을 하였다. 붐과 보강판과 같은 Shell 요소는 Mixed 법을 이용하여 사각요소망과 삼각요소망으로 모델링 하였으며 하우징과 스핀들부분에 대해서는 Solid이기 때문에 Tetra와 Hexa요소를 사용하여 Fig. 1과 같이 모델링을 하였다.

유한요소 모델은 총 113개의 구성 요소로 구성되고, 424,448개의 요소와 267,905개의 절점들을 포함하고 있다.

2.3 경계조건 및 물성치

크레인의 인양능력을 검토하기 위하여 Fig. 2와 같이 최악의 하중 조건인 최대반경 약7.8m에서 최대하중 1,400kg을 들어 올리는 경우로 선정하였다. 그리고 이 자세를 정적 평형상태로 가정하였다. 해석을 위한 구속조건으로 차량의 장착부인 스핀들과 하우징의 바닥부분과 Outrigger와의 연결부인 보의 양 끝단 등의 6개 자유도를 모두 구속하는 경계조건을 설정하였다.

물성치는 POSCO의 ATOS60값에 기준하여, 각각은 탄성계수 $2.1 \times 10^4 \text{kgf/mm}^2$, 푸아송비 0.3, 밀도 $78.57 \times 10^{-7} \text{kgf/mm}^2$, 항복강도 $4.4 \times 10^2 \text{kgf/mm}^2$, 인장강도 $5.9 \times 10^2 \text{kgf/mm}^2$ 이다.

2.4 유한요소 해석결과

초기 설계에 대한 타당성을 검토하기위하여 유한요소 해석을 통한 결과값을 Table 2와 같이 도출하였다.

해석 결과를 통하여 너클 크레인의 기동과 같은 역할을 하는 기동부에서 ATOS60의 최소 인장강도인 590MPa을 초과함을 볼 수 있다. 이는 최대 하중이 작용하였을 경우 바로 파손이 됨을 의미한다.

또한 Outer Boom에서는 527MPa이 발생하여 최소 항복응력인 440MPa보다 크게 측정이 되어 일정 시간 후 파손의 우려가 있음을 알 수 있다. 이에 비해 하우징과 보 그리고 Extension Boom은 항복응력에 비해 작은 값이 측정되었다. 이는 설계가



Fig. 2 Force Condition

Table 2 Finite Element Analysis Result

| Name | Max. VonMises Stress |
|------------------|----------------------|
| Extension Boom 1 | 330MPa |
| Extension Boom 2 | 295MPa |
| Outer Boom | 527MPa |
| Inter Boom | 428MPa |
| Column | 744MPa |
| Housing | 128MPa |
| Beam | 87.8MPa |
| Spindle | 329MPa |

과도하게 되었다고 예상할 수 있다. 초기 설계에서의 이와 같이 불균형이 있으므로 설계변경을 통하여 좀 더 바람직하고 치밀한 설계가 요구된다.

3. 구조 최적설계

구조 최적설계에는 여러 가지 방법이 있다. 구조물의 두께 및 단면적 등의 치수를 변경하는 치수최적설계방법과 형상계수와 섭동벡터를 이용하여 구조물의 형상을 결정하는 형상최적설계방법 그리고 구조물의 밀도 등을 설계변수로 설정하여 구조물의 채워지는 부분과 사라지는 부분을 결정하는 위상최적설계 방법이 있다. 본 연구에서는 전체의 외형 변화 없이 구조물의 두께를 변경하는 방법을 적용하여 현재 크레인의 설계 강도를 만족시키면서 붐의 무게를 최소화하는 방법으로 경량화를 시도하였다.

3.1 구조 최적화

구조최적설계의 정식화는 다음 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned}
 &\text{Find} && b_k \\
 &\text{To Minimize} && F(b_k) \\
 &\text{Subject to} && Kz = f \quad (1) \\
 & && \sigma_{\text{von}} \leq 440 \text{ MPa} \\
 & && b_L \leq b_k \leq b_U
 \end{aligned}$$

식 (1)에서 b_k 는 설계변수로 각 구조물의 두께를 의미하며 목적함수인 $F(b_k)$ 는 구조물의 전체 체적을 말한다.

등제한 조건은 정적하중벡터인 강성행렬 K 와 변위 z 벡터 그리고 하중 벡터 f 로 이루어진 하중함수식이다. 비등제한 조건은 VonMises Stress로 ATOS60의 최소 항복강도인 440MPa 보다 작은 값을 만족시켜야 함을 의미한다. 또한 각각의 설계변수에 대해 설계변수의 하한값인 b_L 과 상한값인 b_U 를 동시에 만족 시켜야한다.

즉, 설계변수 b_k 에 대하여 비등제한 조건과 등제한 조건을 동시에 만족시키면서 목적함수를 최소화시켜야 한다.

3.2 설계변수 설정 및 제한조건

초기설계 시 파손의 우려가 있었던 기둥과 Boom을 설계변수로 설정하였다. Boom과 기둥은 크레인의 최대반경에서의 하중조건을 주었을 경우 가장 영향을 많이 받는 부분이다. 설계변수의 부분인 기둥과 Boom에 대한 정확한 해석과 체적을 줄이기 위하여 주요 부분을 세부적으로 구분하였다.

Extension Boom1과 Extension Boom2는 Boom 설계 시 직접적으로 영향을 받는 부분인 Boom의 상부와 하부를 설정하였다. Outer Boom은 하중에 영향을 받을 수 있는 보강판을 포함하여 8개로 나누었다. 또한 Inter Boom 역시 보강판과 중립판을 포함하여 9개로 나누었다. Inter Boom과 Outer Boom의 연결부인 Link 2개와 기둥부를 보강판 포함하여 3개로 나누어

Table 3 Design Variables

| Name | T | Upper | Lower |
|--------------------|-----|-------|-------|
| Ex. Boom 1(up) | 3.6 | 6 | 1.2 |
| Ex. Boom 1(Bottom) | 4.5 | 8 | 2.0 |
| Ex. Boom 2(up) | 4.5 | 8 | 2.0 |
| Ex. Boom 2(Bottom) | 4.5 | 8 | 2.0 |
| Outer Boom(up) | 4.5 | 8 | 2.0 |
| Outer Boom(Bottom) | 4.5 | 8 | 2.0 |
| Plate 1 | 4.5 | 8 | 2.0 |
| Plate 2 | 6 | 10 | 3.0 |
| Plate 3 | 6 | 10 | 3.0 |
| Plate 4 | 10 | 14 | 7.0 |
| Plate 5 | 10 | 14 | 7.0 |
| Rein Plate 1 | 8 | 12 | 5.0 |
| Inter Boom(up) | 6 | 10 | 3.0 |
| Inter Boom(Bottom) | 6 | 10 | 3.0 |
| Rein Plate 2 | 8 | 12 | 5.0 |
| Rein Plate 3 | 12 | 16 | 9.0 |
| Rein Plate 4 | 8 | 12 | 5.0 |
| Rein Plate 5 | 20 | 24 | 17.0 |
| Mid. Plate 1 | 6 | 10 | 3.0 |
| Mid. Plate 2 | 4.5 | 8 | 2.0 |
| Mid. Plate 3 | 10 | 14 | 7.0 |
| Link 1 | 20 | 24 | 17.0 |
| Link 2 | 16 | 20 | 13.0 |
| Column(front) | 6 | 10 | 3.0 |
| Column(Back) | 8 | 12 | 5.0 |
| Plate 6 | 6 | 10 | 3.0 |

Table 4 Conditional Values of Discrete Design Variable

| From | To | Increase |
|------|-----|----------|
| 1.2 | 2.0 | 0.2 |
| 2.0 | 2.3 | 0.3 |
| 2.3 | 2.9 | 0.6 |
| 2.9 | 3.0 | 0.1 |
| 3.0 | 3.2 | 0.2 |
| 3.2 | 4.5 | 1.3 |
| 4.5 | 5.0 | 0.5 |
| 5.0 | 30 | 1.0 |

총26개의 설계변수를 설정하였다. 각각의 설계변수에 대한 제한조건은 Table 3과 같이 설정하였으며 상한값과 하한값은 급변화 시 하중 불균형을 고려하여 임의로 설정하였다.

각 설계변수의 변이값은 ATOS60의 제조규격인 Table 4와 같은 조건으로 실제로 제작 할 수 있도록 설정하였다.

3.3 해석 결과

너클 크레인의 경량화를 위해 Altair의 Optstruct 9.0을 이용하여 기존 모델의 과도 설계부분을 찾고 두께를 변경하면서 ATOS60의 최소 항복응력을 만족시키면서 전체 체적을 줄이는 방법으로 총 6회의 반복 과정을 수행하였다.

각 변수의 두께는 Fig. 3과 같이 전체적으로 다소 감소하였다. 이에 따른 응력 변화는 Fig. 4와 같이 초기설계 시 불규칙하게 분포되었던 응력 값들이 전체적으로 균등하게 분포되어 과중 및 과소 설계 부위들을 보완하였다.

또한 초기설계에서 파손우려가 되었던 Extension Boom-3의 밑면 부의 응력값이 490MPa에서 408MPa로 감소하였고, Extension Boom의 보강판인 Rein Plate3 역시 527MPa에서 421MPa로 감소되었다. 기둥 후면부에서는 744MPa에서 402MPa로 감소하였고, Plate6부분 역시 572MPa에서 404MPa로 감소하였다. 이는 ATOS60의 최소 허용 항복응력인 440MPa 보다 작은 값으로 구조 설계가 안전하고 고르게 분포 되었다고 판단할 수 있다.

3.4 고찰

목적함수인 체적값은 각각의 제한조건인 설계변수의 상·하한값과 ATOS60의 최소 항복강도 440MPa를 동시에 수렴 시켜야 한다. 총 6회의 반복 과정을 통하여 최종 목적함 수는 Fig. 5와 같이 수렴하였다.

초기 설계에서의 체적값이 1.763m³에서 1.684m³으로 약 4.5%가 감소하였다. 이는 최적설계에 있어 전체적으로 하중 감소에 영향을 줄 수 있으며, 이는 비용 절감을 할 수 있음을 알 수 있다. 환경적인 면에서도 CO₂의 감소를 예상 할 수 있을 것이다.

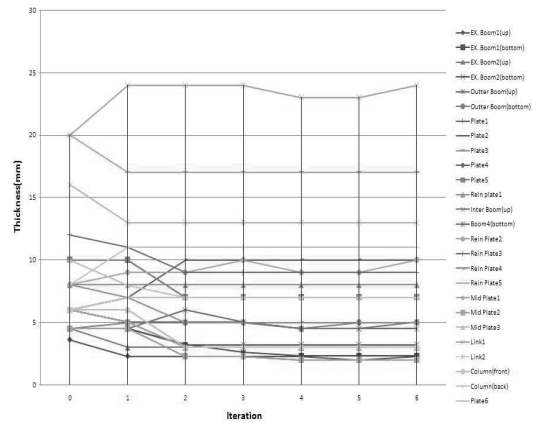


Fig. 3 Change of Design Variables thru Repeated Process

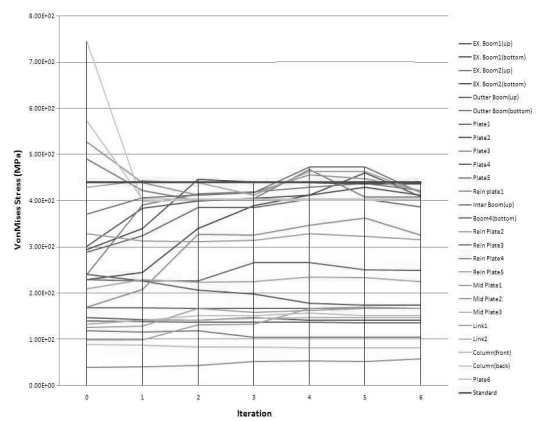


Fig. 4 Maximum VonMises Stress thru Repeated Process

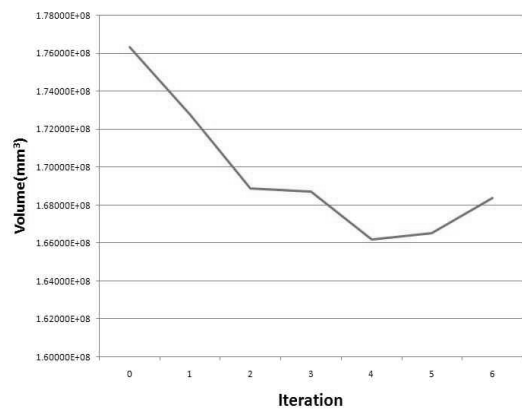


Fig. 5 Objective Function

4. 결론

본 논문에서는 산업전반에 광범위하게 사용되고 있는 너클 크레인의 제작 단가를 절감하고, 작업 성능을 해당 기준에 만족시키면서 작업 하중에 가장 영향을 많이 받는 붐과 기둥의 경량화를 위한 유한요소 해석과 이를 이용한 설계 최적화를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유한요소 해석을 이용하여 각 부분의 응력을 해석하였다. 이 중 칼럼은 최대 744MPa이 발생하여 ATOS60의 기준 인장 응력인 590MPa을 능가함으로써 파손이 되었고, Outer Boom은 527MPa이 발생하여 해당 재료의 항복 응력을 초과하므로 추후 파손이 발생할 수 있음을 확인 하였다.
- (2) 기존의 크레인의 응력분포 상태를 분석하여 경량화를 위한 설계변경 부위를 설정하였으며 허용응력 내에서 효율적으로 경량화 시킬 수 있는 방법을 제시하였다.
- (3) 최종 설계변경 후 전체 체적이 약 4.5% 감소하였으며, 추가 설계변경을 통하여 1,983kg에서 1,844kg으로 약 5% 경량화가 가능하였고 응력분포는 초기 상태보다 효율적으로 분산되었으며, 최대응력이 421MPa로 최소 항복응력 440MPa 보다 작게 되어 안전하고, 이는 효율적으로 중량을 최소화 한 설계 결과로 사료된다.
- (4) 본 논문에서 실시한 구조물의 응력 해석 결과에 따라 형태 변경을 통한 경량화 방법이 차후 유사한 형태의 구조물을 설계하는데 기초 자료로서 활용 될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 광림특장차(주) 기술연구소의 위탁과제로 수행 되었음을 밝히며 제위에게 감사를 표한다.

참 고 문 헌

- (1) Vanderplaats, G. N., 1984, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design*, McGraw-Hill, New York.
- (2) Arora, J. S., and Haug, E. J., "Methods of Design Sensitivity Analysis in Structural Optimization," *AIAA Journal*, Vol. 17, No. 9, pp. 970~973.
- (3) Kim, K. J., and Shim, G. S., 1997, "Weight Reduction Study of the Arm Crane by using FEM and Strain Measurement," *Proc. of KSAE, Section of Structural Strength and Material*, pp. 39~46
- (4) Kim, J. H., and Kwak, B. M., 1996, "Optimum Design of an Excavator Boom for both Size and Shape," *Transactions of the KSME*, Vol. 2, No. 1, pp. 993~998.
- (5) Um, K. Y., 2006, *Finite Element Analysis of Spindle in Knuckle Crane for Reduction Weight*, A Thesis for a Master, Chungbuk National University, Republic of Korea.
- (6) Suh, C. M., Kim, M. S., and Kim, K. N., 1988, *Mechanic of Materials*, Cheongmungak, Korea, pp. 379~380.
- (7) Hong, C. P., 2001, *Mechanical Design*, Bookshill, Korea, pp. 31~34.
- (8) HyperOptistruct, 2008, *HyperOptistruct Version 9.0*, Altair Engineering Inc.