

항만용 연속하역기 거더의 구조 강도와 피로 수명 평가

김정주*, 조종래*,#

*한국해양대학교 기계공학과

Evaluation on the Structural Integrity and Fatigue Life of a Continuous Ship Unloader for Harbor Use

Jung-Joo Kim*, Jong-Rae Cho*#

*Department of Mechanical Engineering, Korea Maritime and Ocean UNIV.

(Received 8 March 2019; received in revised form 16 March 2019; accepted 23 March 2019)

ABSTRACT

Continuous ship unloaders (CSUs) are used for the uninterrupted transport of material in processing industries, power plants, and harbors in accordance with the stream rate of the material. This study analyzed the structural integrity and fatigue life of a CSU structure using finite element structural analysis in ANSYS APDL software. The stress varied greatly depending on the luffing angle and the slew angle of the boom conveyor. The structural integrity of the CSU girder was evaluated by applying ASME BPVC Section VIII Division 2. The fatigue cycle at the angle with the greatest stress difference was calculated. The fatigue cycle was calculated by applying the JIS B 8821:2013 fatigue curve. It was confirmed that the fatigue cycle of the CSU satisfies the allowable fatigue of 200,000 cycles.

Key Words : Continuous Ship Unloader(연속하역기), Structure Analysis(구조해석), Fatigue Life(피로수명)

1. 서 론

기술발전과 더불어 컴퓨터의 성능향상과 고성능의 유한요소 해석 프로그램이 개발되어져 구조물의 안정성여부의 판단이 용이해졌다.^[1]

연속하역기(Continuous Ship Unloader)는 대규모적인 원료를 수입하는 항만에서 석탄이나 철광석 등 대량의 원재료를 육지로 운송하기 위한 항만에 설치되는 기계장치이다^[2]. 연속하역기는 기존의 그레브 바켓 하역기(grab bucket unloaders)의 대안으로

높은 효율, 적은 노동비용, 에너지 절약, 원활한 작동, 적은 소음 및 먼지가 특징이다^[3].

연속하역기는 3차원으로 선적 및 양화(unloading)가 가능하기 때문에 구조가 복잡하다^[4]. Fig. 1은 항만에 설치 되어있는 연속 하역기 이다. 항만용 크레인 CSU 포탈 거더의 안정성 평가에 관한 연구가 이루어지고 있다^[1,2]

연속하역기는 구조적으로 크게 두 부분으로 나누어져 있다. 상하운동과 회전운동을 할 수 있는 상단부분과 병진 운동을 할 수 있는 하단 부분으로 나누어져있다.

본 연구에서는 연속 하역기의 하단부분인 거더(Girder) 부분에 대한 안전성 평가를 진행하였다.

Corresponding Author : cjr@kmou.ac.kr
Tel: +82-51-410-4972, Fax: +82-51-405-4790



Fig. 1 Continuous ship unloader^[5]

연속하역기는 붐 컨베이어(Boom Conveyor)의 다양한 각도의 회전(Slewing) 각과 인입 회전(Luffing) 각의 운전에 따른 부하변동이 심하며, 운전 중 거더 부위에는 인장, 압축 및 모멘트가 복합적으로 발생한다.^[2] 상단 부분의 각도의 회전 각도와 수평 이동 각도에 따라 발생하는 힘과 모멘트로 환산하여 거더의 회전 베어링에 적용 해석 하였다. 연속 하역기는 다양한 운동으로 인하여 거더 부위에 피로가 발생할 것으로 예상되어 피로수명평가를 수행 하였다.

2. 유한요소 모델

상용 프로그램인 ANSYS APDL를 활용하여 구조 해석을 진행하였다. Fig. 2은 ANSYS APDL의 모델링 기능을 활용하여 모델링한 것이다.

셸(Shell) 기능을 활용하여 모델링 하였으며, Fig. 3은 셸 요소망(Mesh)을 생성한 FE(Finite Element) 모델이다. 환봉(Round Bar)은 빔(Beam) 요소로 구성하였고 그 이외는 셸 요소로 구성하였다. 실제 구조물에는 용접부가 존재한다. 용접부의 경우 정확한 형상과 물성치를 얻기 힘들다. 그러므로 용접부는 생략하고 구조물끼리 완전히 접촉된 것으로 가정하고 모델링을 하였다.

요소의 크기는 가장 폭이 좁은 철판의 요소가 폭 방향으로 5개 이상 생성될 수 있는 크기로 구성하였습니다. 길이가 약 10 mm 정도 크기의 요소이다. 10 mm 크기의 요소가 가장 응력해석결과 값의 수렴성과 해석 시간을 고려했을 때 합리적인 크기로 판단되었다.요소 334,398개 절점 331,735개로 구성

되었다. 하중 조건은 사용 환경에 따라 붐 컨베이어의 회전 각도와 인입회전 각도에 따라서 거더에 적용되는 하중은 다양하다.

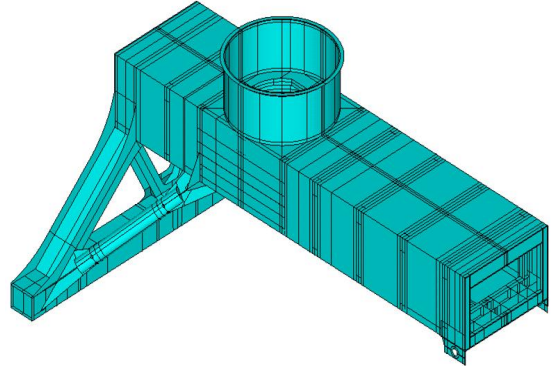


Fig. 2 Modeling for girder of CSU

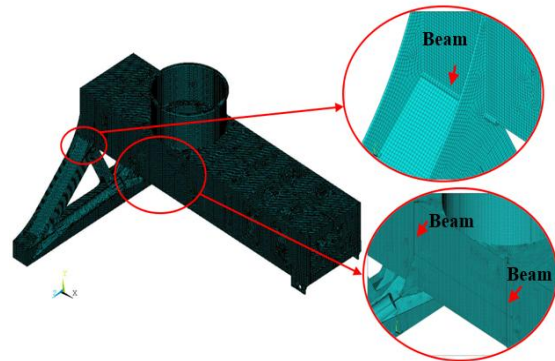


Fig. 3 FE Modeling for girder of CSU

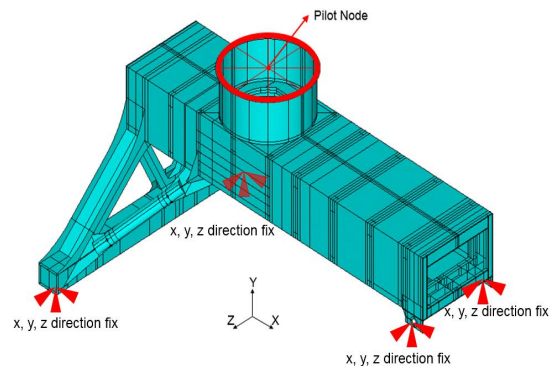


Fig. 4 Position of pilot node

Table 1 Material properties of SM490YB

Properties	SM490YB
Young's Modulus (E)	202 GPa
Poisson's Ratio	0.3
Yield Point (S _y)	335 MPa
Tensile Strength (S _T)	490 MPa
Allowable Stress (S)	204 MPa

Fig. 4에 하중을 적용할 위치와 x, y, z의 구속 조건이 표시 되어있다. 붐 컨베이어에서 발생하는 하중이 회전 베어링을 통하여 거더에 전달된다. 그래서 회전 베어링이 설치되는 부분의 중심에 Pilot Node를 생성 하고 하중과 모멘트를 적용하기에 효율적인 RBE3 기능을 활용하여 각 방향 하중과 각 방향 모멘트를 적용하였다. 구속 조건은 거더 하부 쪽으로는 레일을 따라 이동할 수 있는 지지대 (Supprot) 가 조립된다. 지지대와 조립 되는 부분에서 거더의 자유물체도에서 x, y, z 방향에서 변위가 없으며 이를 구속 조건으로 적용하였습니다.

거더는 JIS 규격의 용접구조용강재인 SM490YB 으로 구성되어있다. Table 1은 SM490YB의 물성 수치와 허용응력 값이다. 허용응력은 인장응력(S_T)의 2.4를 나눈 값을 허용응력으로 하였다. 연속하역기의 거더는 SM490YB 하나의 재료를 용접하여 구성 되어 있다.

3. 구조 해석

3.1 하중 조건

하중 조건은 사하중(Dead Load), 컨베이어 상 재료 하중(Material load on conveyor), 외피(Incrustation), 정상 굴삭 과 횡 방향 저항 (Normal digging and lateral resistances), 컨베이어에 작용하는 힘(Force on the conveyor), 계속적 동적 효과(Permanent dynamic effects), 작용하는 동안의 풍하중(Wind Load during operation) 등이 고려되었다. x, y, z 방향의 하중 (Load)과 모멘트가 각도 별로 계산되었다.

선박의 높이, 하역물의 종류와 높이 등 하역 환경에 따라 붐 컨베이어의 회전각 과 입입 회전각이 이어의 회전각과 인입 회전각을 고려하여 하중을

Table 2 Applied force load according boom angle

Load Case	Boom Angle		Applied force on slew Bearing		
	Slew ing	Luff ing	Fx	Fy	Fz
LC-1	0°	-18°	-104	-12538.8	24
LC-2	0°	0°	-104	-12538.8	24
LC-3	0°	20°	-104	-12538.8	24
LC-4	30°	-18°	-15.5	-12538.8	-31.2
LC-5	30°	0°	-102	-12538.8	-31.2
LC-6	30°	20°	-102	-12538.8	-31.2
LC-7	60°	-18°	-92.6	-1738.8	-58.3
LC-8	60°	0°	-72.8	-12538.8	-78.1
LC-9	60°	20°	-72.8	-12538.8	-78.1
LC-10	-30°	-18°	-78.1	-12538.8	72.8
LC-11	-30°	0°	-78.1	-12538.8	72.8
LC-12	-30°	20°	-78.1	-12538.8	72.8
LC-13	-60°	-18°	-31.2	-12538.8	102
LC-14	-60°	0°	-31.2	-12538.8	102
LC-15	-60°	20°	-31.2	-12538.8	102
LC-16	0°	30°	0	-11881.1	0

Table 3 Applied moment according boom angle

Load Case	Boom Angle		Applied moment on slew Bearing		
	Slew ing	Luff ing	Mx	My	Mz
LC-1	0°	-18°	455	133	26273
LC-2	0°	0°	811	13865	22003
LC-3	0°	20°	1205	1318	22196
LC-4	30°	-18°	-12743	1330	22980
LC-5	30°	0°	-10300	1386	19460
LC-6	30°	20°	-6980	1318	14499
LC-7	60°	-18°	-22526	1330	13530
LC-8	60°	0°	-18650	1386	11703
LC-9	60°	20°	-13295	1318	9067
LC-10	-30°	-18°	13530	1330	22526
LC-11	-30°	0°	11703	1386	18650
LC-12	-30°	20°	9067	1318	13295
LC-13	-60°	-18°	22980	1330	12743
LC-14	-60°	0°	19460	1386	10300
LC-15	-60°	20°	14499	1318	6980
LC-16	0°	30°	1291	0	-7029

다양하게 발생할 수 있다. 그래서 다양한 붐 컨베이어 설정하였다. Table 2는 해석에 적용된 붐 컨베이어 각도에 따른 x, y, z 방향의 하중이다. Table 3는 해석에 적용된 붐 컨베이어 각도에 따른 x, y, z 방향의 모멘트이다. 각도에 따라 하중 케이스(Load Case)로 정의 하였다.

3.2 구조 해석 결과

Table 4는 구조해석 결과를 등가 응력(Von Mises Stress)으로 나타낸 것이다. 거더의 구조 건전성 평가는 ASME BPVC Sec. VII Division 2를 준용하여 평가하였다. 막응력(Principal Membrane Stress, Pm)과 굽힘응력(Principal Bending Stress, Pb)을 평가를 하였다. 막응력과 굽힘응력의 허용 기준은 1.5S 이하의 값을 가져야 한다. 1.5S는 306 MPa 이다.

해석 결과 모든 Load Case에서 허용 기준을 넘지 않는 것을 확인 할 수 있다. Load case LC-1에서 가장 높은 피크 스트레스가 나타났으며, LC-7에서 가장 낮은 피크 스트레스가 나타났다. 붐 컨베이어의 회전 각도에 따라 높이 방향으로 발생하는 하중이 낮아짐에 따라 거더에서 발생하는 모멘트가 적게 발생하였으며, 회전각도에 따라 발생한 모멘트가

하중으로 인해 발생하는 응력 값을 상쇄하여 LC-7에서 낮은 응력이 발생하였다.

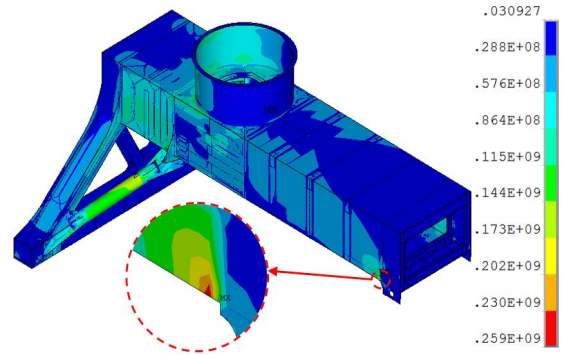


Fig. 5 Distribution of membrane stress plus bending stress for LC-1 (Von Mises Stress)

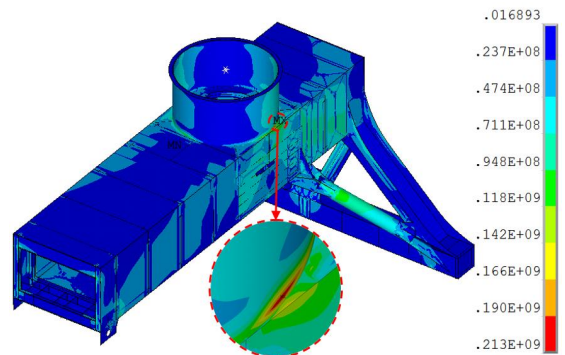


Fig. 6 Distribution of membrane stress plus bending stress for LC-7 (Von Mises Stress)

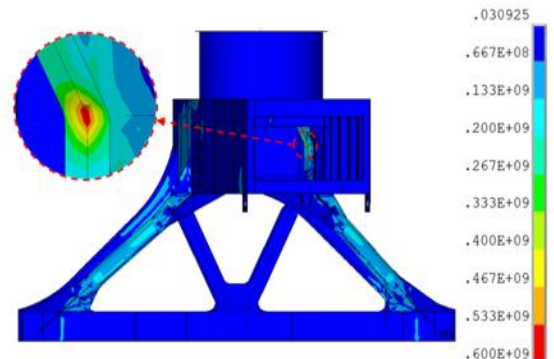


Fig. 7 Distribution of stress for LC-1 (Von Mises Stress)

Table 4 Result of Structural Analysis (Von Mises stress)

Load Case	Pm+Pb [MPa]	Peak Stress [MPa]
LC-1	259	600
LC-2	243	554
LC-3	268	557
LC-4	268	563
LC-5	270	526
LC-6	260	470
LC-7	213	266
LC-8	273	448
LC-9	252	415
LC-10	265	573
LC-11	241	529
LC-12	246	467
LC-13	258	476
LC-14	263	445
LC-15	269	403
LC-16	207	317

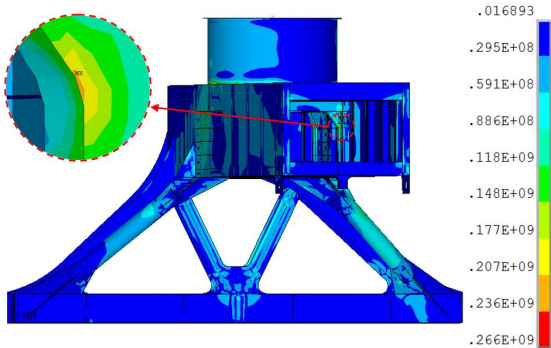


Fig. 8 Distribution of stress for LV-7 (Von Mises Stress)

Fig. 5는 LC-1의 막 응력과 굽힘 응력의 결과를 나타낸 것이다. Fig. 6는 LC-7의 막 응력과 굽힘 응력 결과를 나타낸 것이다. 서로 다른 연결부(Junction part)에 최고 응력 값이 나타났다.

Table 4에서 피크 스트레스는 인장응력보다 높은 값을 보인다. 일반적으로 정적파손(Static failure)에서는 국부적인 피크 응력을 평가하지 않는다. 선형탄성해석에서 수치적으로 국부적인 피크 응력이 인장 강도를 초과하는 것은 허용된다.

Fig. 7은 LC-1의 피크를 포함하는 전체 등가 응력의 분포이다. 보강재에 국부적으로 600 MPa 가장 높은 응력 값을 보였다. Fig. 8은 LC-7의 피크를 포함하는 전체 등가 응력의 분포이다. 보강재에서 국부적으로 266 MPa로 높은 값을 보였다.

연속하역기는 계속적으로 각도를 변경하면서 운전을 하기 때문에 운전 각도에 따른 피로 수명 평가가 필요하다.

4. 피로 수명평가

국부적으로 높게 발생한 응력에 대하여 피로 수명 평가를 진행하였다. LC-1 하중에서의 응력이 가장 높은 부분을 Part "a"로 정의 하고 LC-7 하중에서 가장 높은 응력이 나타난 부위를 Part "b"로 정의 하였다. Fig. 9은 Part "a"와 Part "b"를 나타내었다.

Fig. 10 (a)는 Part "a"의 LC-1 하중의 응력 분포이다.

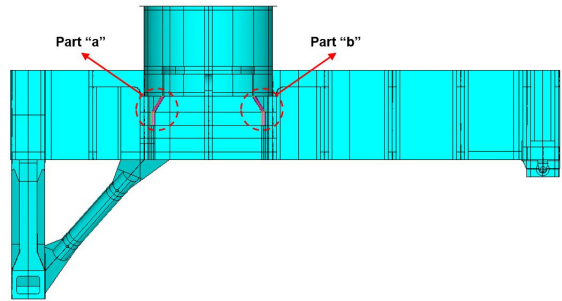


Fig. 9 Position of part "a" and part "b"

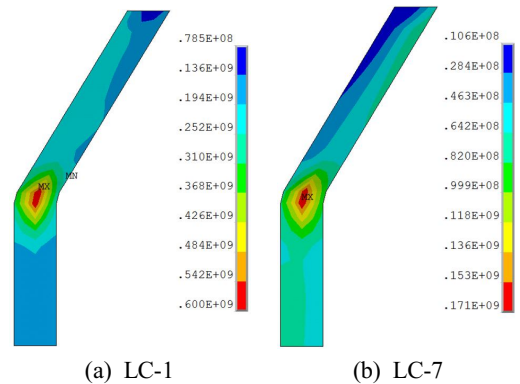


Fig. 10 Distribution of stress for part "a"

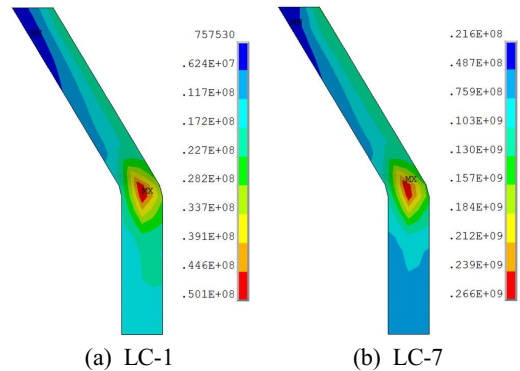


Fig. 11 Distribution of stress for part "b"

최고 응력은 600 MPa 이다. Fig.10 (b)는 Part "a"의 LC-7 하중의 응력 분포이다. 최고응력은 171 MPa이다. LC-1과 LC-7의 Part "a" 교번 응력은 167 MPa 이다. Fig. 11 (a)는 Part "b"의 LC-1 하중의 응력 분포이다. 최고 응력은 50.1 MPa 이다. Fig. 11 (b)는 Part "b"의 LC-7 하중의 응력 분포이다. 최

고 응력은 266 MPa 이다. LC-1과 LC-7의 Part "b" 교번 응력은 108 MPa 이다.

JIS B 8821:2013에 따라 피로수명평가를 하였다. JIS B 8821:2013는 크레인의 철강구조 계산 표준 (Calculation standards for steel structures of cranes)이다. CSU에 사용된 재료 또한 JIS 규격의 SM4 90YB이다. Fig 12의 (1)은 분류 번호(Classification no.) 321의 형상이다. Fig 12의 (2)는 해석에 사용된 Part "a"의 유한요소 모델이다. Part "b"의 형상은 Part "a"와 동일하다. Part "a"와 Part "b"의 구조와 용접 방법 등을 고려했을 때 분류 번호 (Classification no.) 321에 해당되는 것으로 판단하였으며 강도등급(Strength Grade)은 100으로 판단하였다. Fig. 12은 JIS B8821의 강도 등급에 따른 직접 응력의 피로 강도 곡선이다. Part "a"와 Part "b"의 교번응력을 강도등급 100에 해당되는 피로 강도 곡선을 적용하였다. 목표 수명은 200,000 Cycles 이다.

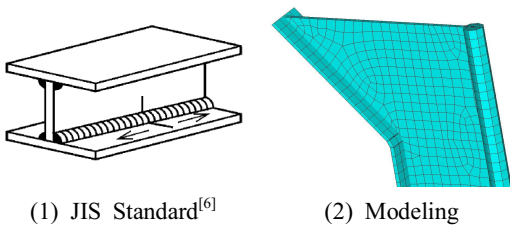


Fig. 12 Classification for fatigue strength grade of welded joint

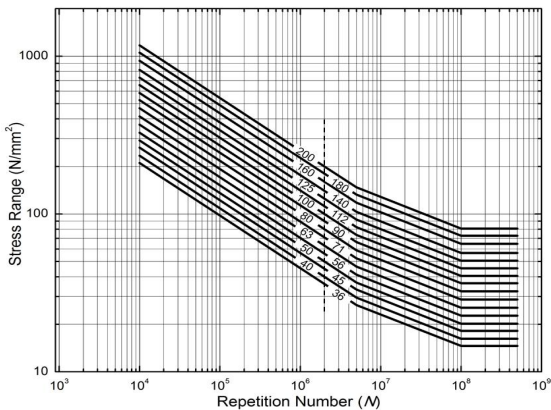


Fig. 13 Fatigue strength curves for direct stress ranges^[6]

Table 7 Summary of cycle

Part	Alternating Stress	Cycle
Part "a"	167 MPa	429,418 Cycle
Part "b"	108 MPa	1,587,664 Cycle

JIS B 8821:2013의 기본 허용 스트레스 범위 값 (Basic allowable stress range)인 200,000 Cycles를 목표 수명으로 설정하였다.

Table 7은 교번응력을 피로 강도 곡선에 적용하여 수명을 구한 결과이다. Part "a"의 수명은 429,418 Cycles 이다. Part "b"의 수명은 1,587,664 Cycles 이다. Part "a"와 Part "b" 모두 목표 수명을 만족하는 것을 확인 하였다.

4. 결론

연속하역기에 대한 각도 별로 구조해석을 진행하였다. 해석결과 응력이 가장 높은 Operation-1 하중을 적용한 해석 결과 가장 높은 응력이 보강재에서 600 MPa로 나타났다. 해석결과 응력이 가장 낮은 Operation-2 하중을 적용한 해석 결과 가장 높은 응력이 보강재에서 266 MPa로 나타났다. 해석결과 피로수명평가가 필요하였다.

피로수명평가가 필요한 피크응력을 제외하고 막 응력과 굽힘응력을 평가하였다. 그 결과 기준 응력인 1.5S에 만족함을 확인하였다.

LC-1 하중과 LC-7 하중의 해석결과를 이용하여 피로 평가를 하였다.

JIS B 8821:2013의 피로 강도 곡선을 적용하여 피로수명을 평가하였다. 그 결과 Part "a"에서 약 430,000 Cycles, Part "b"에서 약 1,600,000 Cycles의 수명이 평가 되었다. 목표 피로 수명인 200,000 Cycles을 만족하였다.

REFERENCES

1. Nam, G. B., Ku, H. K., Wang, Y. Q., Hahm, C. H., Song, J. I., "Structure Analysis for Portal Girder of 2000ton CSU using Finite Element

- Method", Proceedings of the KSMPE Conference, 159-160, 2010.
2. Kim, J. W., Nam, G. B., Byeon, J. M., Ku, H. K., Song, J. I., "Stability Analysis on Continuous Ship Unloader Crane for Harbor", Proceedings of the KSMPE Conference, 68-69, 2011.
 3. Kobayashi, T., The Mitsubishi Continuous Ship Unloader, Bulk Solids Handling, pp.529, 1985.
 4. Ferretti, C., Bruzzone, L., Proc. of The International Workshop on Harbour, Maritime & Industrial Logistics Modelling and Simulation, Merkuriev & Mosca Eds., pp. 278-283, 1999.
 5. Doosan Heavy Industries & Construction, Material Handling Equipment, Doosan Heavy Industries & Construction, pp. 14
 6. Japanese Industrial Standard, JIS B 8821:2013 Calculation standards for steel structures of cranes, Japanese Industrial Standard, pp. 22-32, 2013.