

쐐기형 Rail Clamp의 하중분석

한근조*·안찬우*·김태형**·심재준***·한동섭***·이호†

Load analysis of Wedge type Rail Clamp

Geun-jo Han, Chan-woo Ahn, Tae-hyong Kim, Jae-joon Shim, Dong-seop Han and
Ho Lee

Key Words: Rail Clamp (레일클램프), Wedge type (쐐기형), Load analysis(하중분석),
Jaw(지렛대 장치)

Abstract

In this paper, we design a wedge type rail clamp which can protect container crane from wind with constant clamping force regardless of the operating period. When we design wedge type rail clamp, it is important to determine the angle of wedge and analyze a contact condition of roller and wedge so that we might develop a rail clamp with variable capacity. Therefore, this paper suggest a process to decide wedge angles within feasible range which could be obtained using load analysis and FEA of wedge type rail clamp.

기호설명

- θ : 쐐기의 경사각
 F_w : 마찰패드 레일접선 방향의 힘
 F_n : 쐐기와 톨러의 접촉부의 레일에 수직하중
 방향의 하중
 F_t : 쐐기와 톨러의 접촉부의 레일에 수평하중
 방향의 하중
 F_p : 조페드의 마찰면에 대한 수직하중
 F_c : 톨러와 쐐기의 접촉 하중
 δ_c : 톨러와 쐐기의 접촉면에 수직 방향 변위 합
 δ'_c : 변위 δ_c 의 마찰면의 수직방향의 변위

1. 서론

최근 세계화 시대를 맞이하여 인적·물적·정보의 교류가 증가하고 있다. 이중 물적 교류에 있어서 컨테이너선을 이용한 항만 물류의 이동이 중요한 부분을 차지하고 있다.

항만을 통한 물류의 원활한 이동을 위해서는 컨테이너의 선적량을 최대화시키고 항구 접안시 하역작업을 최대한 신속하게 마무리짓는 것이 필요하다. 따라서 선적효율을 향상시키기 위해 컨테이너는 규격화되었으며 이를 수송하는 컨테이너 선박은 대형화되고 있는 추세이다. 또한 신속한 하역작업을 위해 컨테이너 크레인도 컨테이너선의 대형화에 맞게 용량이 커지고 있으며 항구에 설치되어 있는 그 수량도 증가되고 있다.

그러나 이와 같이 컨테이너 크레인이 대용량화되고 수가 증가하게 됨으로써 다양한 사고의 위험과 문제점이 함께 증가하게 되었다.

대표적으로 돌풍이나 태풍으로 인해 정지해 있던 크레인이 강한 풍하중을 받게 되면 레일 상에

† 동아대학교 기계공학과
 E-mail : nialee@donga.ac.kr
 TEL : (051)200-6853 FAX : (051)200-6853

* 동아대학교 기계공학부

** 경남정보대학 컴퓨터응용기계과

*** 동아대학교 기계공학과 대학원

서 컨테이너 크레인이 밀리는 일이 발생하는데, 한번 밀리기 시작하면 자체의 높은 관성력으로 인하여 이를 정지시키기가 매우 힘들게되어 대형 사고로 이어질 수 있다. 실제로 고베 항에서 컨테이너 크레인이 바람에 밀려 바다에 빠지는 사고가 발생하기도 하였다.

한편 신속하고 효율적인 하역작업을 위해서는 작업시 레일상에서 컨테이너 크레인의 정확한 위치제어가 필요하나 이를 담당하는 장치에 대한 국내 기술력이 부족하여 하역작업의 효율을 저하시키고 있으며 작업자의 안전성도 위협하고 있는 실정이다.

따라서 컨테이너 크레인이 레일 상에서 밀리는 것을 방지하기 위한 다양한 형태의 레일클램프에 대한 연구가 이루어지고 있다. 바람의 영향이 적은 항만에서는 스프링타입의 레일클램프 장치가 사용되고 있지만 컨테이너 크레인이 움직이지 않는 상태에서도 항상 최대 클램핑력에 의해 고정되어 있어 마찰패드(jaw-pad)와 레일에 많은 손상을 주게되어 수명이 단축되고 장시간 사용으로 인한 스프링력 저하는 예상치 못한 강한 바람이 불 경우 필요한 제동력을 발휘하지 못하여 컨테이너 크레인이 밀릴 수 있다.

그러므로 태풍이나 돌풍이 잦은 우리나라 항만에서는 이러한 스프링타입의 레일클램프장치가 부적합하다고 평가되었다.

따라서 본 연구에서는 실제 항만물류 하역작업에 사용되고 있는 컨테이너 크레인이 운전 중 최대풍속인 30m/s의 풍하중을 받게 될 때 컨테이너 크레인의 각부에 작용되는 하중을 분석하였다.

그리고 이를 바탕으로 새로운 컨테이너 크레인 제동 모델로서 스프링타입이 아닌 썰기형 레일클램프장치를 제안하고 이를 설계하기 위한 프로세스에 대하여 연구하였다.

2. 썰기형 Rail Clamp 모델 제안 및 하중 분석

2.1 작동원리

본 연구에서 제안된 장치는 2개의 롤러와 썰기를 이용한 썰기형 레일클램프장치로서 그 작동원리는 Fig. 1과 같다.

컨테이너 크레인이 이동시 Fig. 1(a)과 같이 유압실린더를 이용하여 추를 들어 올리게 되면 마

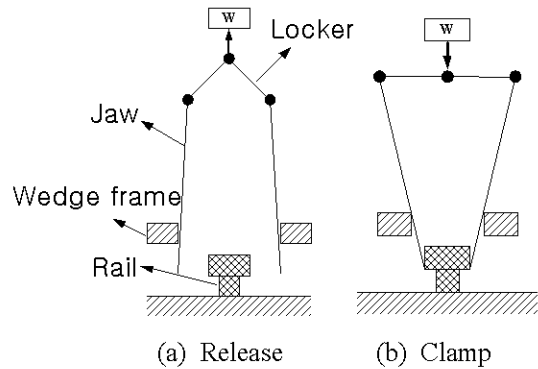


Fig. 1 Diagram of rail clamp mechanism

찰패드가 레일에서 떨어져 클램핑이 해제됨으로써 레일 위를 이동할 수 있다.

반면에, 정지시나 하역작업 중에는 Fig. 1(b)와 같이 작동한다.

본 장치의 제동 원리는 다음과 같다. 추의 자중 W가 잠금장치(locker)를 누르게 되면 잠금장치와 연결되어 있는 조(jaw)가 양쪽으로 벌어지게 된다.

그런데, 조의 L_1/L_1+L_2 지점에는 썰기 지지대(wedge frame)가 고정되어 있기 때문에 지렛대의 원리가 적용되어 조의 하단부에 부착된 마찰패드가 레일에 접촉하여 압착력을 가하게 됨으로써 크레인이 밀리는 것을 막아준다.

썰기형 레일 클램프는 초기 가압력으로 레일을 물고 있는 상태에서 컨테이너 크레인이 밀릴 경우 롤러가 썰기의 경사를 타고 올라감으로써 마찰패드가 레일을 누르는 압착력이 더 강하게 되는 구조를 가지게 하였다.

2.2 풍압에 의해서 발생하는 하중분석

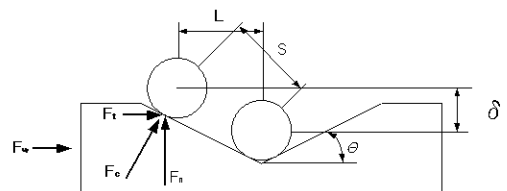


Fig. 2 Schematic drawing of forces acting on the wedge by roller and wind

Fig. 2에서 풍하중 F_w 는 F_t 와 동일하며, F_c 는 롤러(roller)와 썰기(wedge)의 접촉하중을 나타낸다.

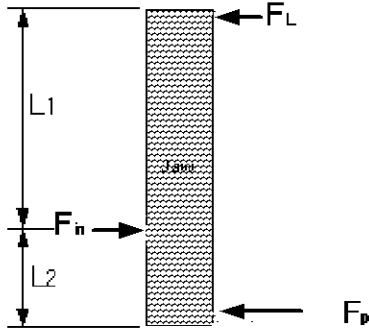


Fig. 3 Schematic drawing of forces acting on the jaw by roller, locker and pad

Fig. 3에서 마찰패드와 레일을 수직으로 압축하는 하중 F_p 는 식(1)과 같다.

$$F_p = \frac{L_1}{L_1 + L_2} F_n \quad (1)$$

2.3 췌기의 자립조건에 의한 최대 췌기각

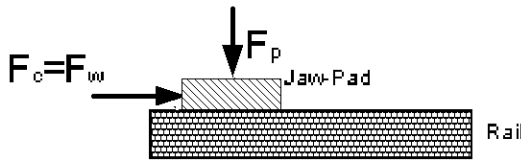


Fig. 4 Schematic drawing of forces acting on the pad by jaw and wind

Fig. 4에서 패드와 레일 사이의 마찰면에 수직 하중에 마찰 계수를 곱한 마찰력 μF_p 가 풍 하중 F_w 와 같거나 큰 값을 가져야 미끄러지지 않음을 알 수가 있으며 이는 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_w = F_t \geq \mu F_p = \mu \frac{L_1}{L_1 + L_2} F_n$$

$$= \mu \frac{L_1}{L_1 + L_2} \cot \theta F_t \quad (2)$$

여기서 길이비(L_k)는 $L_1 / L_1 + L_2 = L_k$ 라 하면 $0 < L_k < 1$ 을 만족한다.

또한, 마찰계수 μ 는 $0 < \mu < 1$ 이므로, 마찰력 상수 μL_k 는 $0 < \mu L_k < 1$ 이다. 이를 식 (2)에 대입하면 다시 나타내면, $1 \geq \mu L_k \cot \theta$ 이므로 $\theta \geq \tan^{-1} \mu L_k$ 이다.

이때 최대각 θ_{max} 는 Fig. 5와 같이 마찰력 상수(μL_k)값에 의해 구할 수 있으며 이 θ 는 곡선보다 아래에 위치한 것을 취해야 한다.

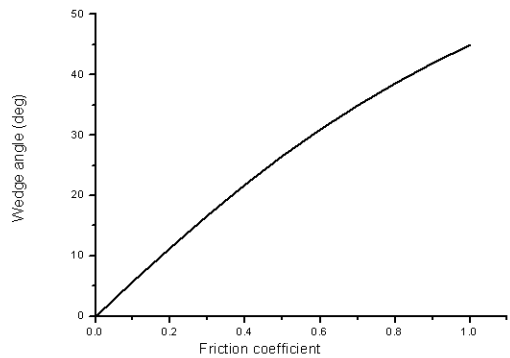


Fig. 5 Maximum wedge angle with respect to friction coefficient(μL_k)

본 연구에서 제안된 췌기형 레일 클램프에서 조의 길이 L_1 , L_2 와 마찰패드와 레일 사이의 마찰계수 μ 가 정해지면, 2.3 절에서 제시된 방법에 의해 췌기의 최대각을 설정할 수 있다.

2.4 췌기의 최소각 설정

췌기의 최소각 설정을 해서 부품들의 변형의 합 δ 와 췌기의 경사면 길이 S 가 중요한 인자이다.

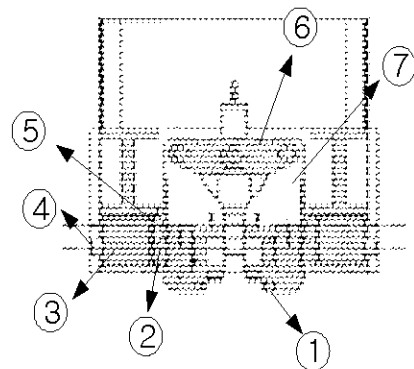


Fig. 6 Section diagram of rail clamp

Table 1 Part name of rail clamp

No	Part name	No	Part name
1	Jaw-pad	5	wedge
2	roller	6	Locker
3	wedge-frame	7	Jaw
4	extention bar		

Table 1은 레일 클램프에 하중이 작용될 때, 변형이 발생하는 주요 부품을 나열 하였다.

여기서 췌기와 롤러의 접촉부를 기준으로 각 부품의 변형이 접촉부에 미치는 변위로 고려한 것들의 총 합을 δ 라고 하자.

Fig. 2에서 보는 봐와 같이 높이 δ 만큼 롤러가 췌기를 타고 올라가게 된다.

$$\delta = \frac{L_2}{L_1} \delta_i + \delta_j + (\delta_r + \delta_w) \cos \theta + \delta_f + \frac{L_1}{L_1 + L_2} \delta_p + \frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times \delta_b \quad (3)$$

Table 2 Displacement of main parts of rail clamp

δ_i	Locker	δ_f	Wedge frame
δ_j	Jaw	δ_p	Jaw-pad
δ_r	Roller	δ_b	Extention bar
δ_w	Wedge		

식(3)에서 각각의 항들을 먼저 수치해적으로 구하여 그 변형량을 대입하여 δ 를 구한다.

Fig. 2에서 경사계수 δ/S 는 $\delta/S = \sin \theta$ 로 표현되며, θ 에 대해서 나타내면 $\theta = \sin^{-1}(\delta/S)$ 이다. 다음 함수를 그래프로 나타내면 Fig. 7과 같다. Fig. 7에서 y축항의 최대값은 Fig. 5에서 췌기의 자립조건에 의한 최대각도가 45° 이기 때문에 $\theta = 45^\circ$ 까지만 나타내었다.

그리고, Fig. 6과 Table 1에 나타낸 각 부품에서 발생하는 변형량은 유한요소해석을 이용한 응력해석을 통해서 구하고, 구해진 각 부품의 변형량은 본 연구에서 제시된 식(3)에 대입하여 전체 변형값, δ 값을 얻을 수 있다. 이때, x축은 췌기의 경사면 길이 S에 대해 식(3)에서 얻은 δ 비에 대해 최소 췌기각을 나타내었다.

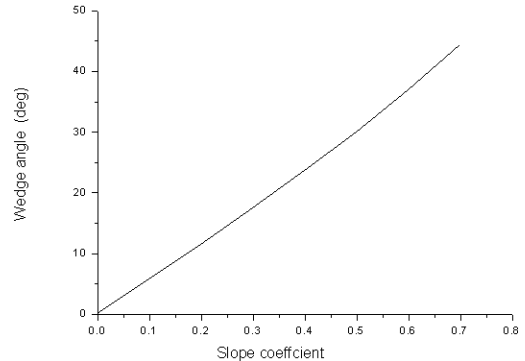


Fig. 7 Minimum wedge angle with respect to slope coefficient(δ/S)

2.4.1 롤러와 췌기의 수치해석

본 연구에서는 상기에 제시된 프로세스에 따라 최소각을 설정하기 위해 각부품의 변형량을 유한요소해석을 통하여 분석하였다. 이중 중요한 부분인 롤러와 췌기의 접촉 부분의 해석을 제시하고자 한다.

2.4.1.1 롤러와 췌기의 수치해석을 위한 접촉이론

접촉을 하는 원통의 길이를 L이라 두고, 각 원통의 반경을 R_1, R_2 로 두었다.

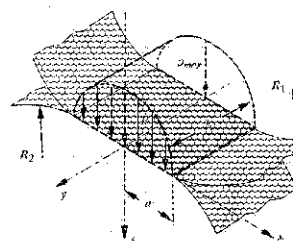


Fig. 8 Shape of Roller contact with Plate or another

Fig. 8에 보는 것과 같이 췌기와 롤러의 접촉 부분의 하중곡선이 나타나는데, 2.4.1.2절에서 이를 수치해석 방법을 사용할 때 해석 모델에 하중곡선을 적용하였다.

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \frac{m_1 + m_2}{B} \frac{F}{L}} \quad (4)$$

(E:탄성계수, ν :프와송비)

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (5)$$

형상상수 B는 아래와 같다.

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (6)$$

이후 접촉표면에 가해지는 전체 하중 F를 통해서 이 면에 가해지는 압력 p_{max} 를 구할 수 있다.

접촉표면에 가해진 전체 하중 F는 반타원통의 체적이므로 다음과 같다.

$$F = \frac{1}{2} \pi a L p_{max} \quad (7)$$

따라서 최대 압력은 P_{max} 는 식(10)과 같다.

$$P_{max} = \frac{2F}{\pi a L} \quad (8)$$

2.4.1.2 롤러와 췌기의 수치해석

식(4) ~ (8)을 통하여 구해진 하중을 Fig. 9와 같이 롤러부에 적용하여 췌기부와의 접촉해석을 수행하였다. 해석에는 8절점 3자유도(u_x, u_y, u_z)를 가진 요소를 사용하였다. 그리고, 유한요소해석에서 발생할 수 있는 오차를 최소화하기 위해 요소수에 따른 수렴해석을 수행하였으며, 본 연구에서 적용한 절점수는 12,000개이다.

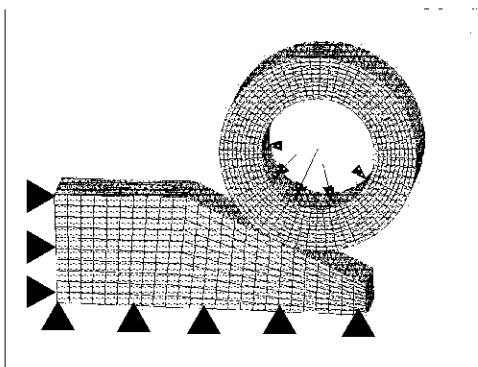


Fig. 9 FE model and boundary condition of roller and wedge

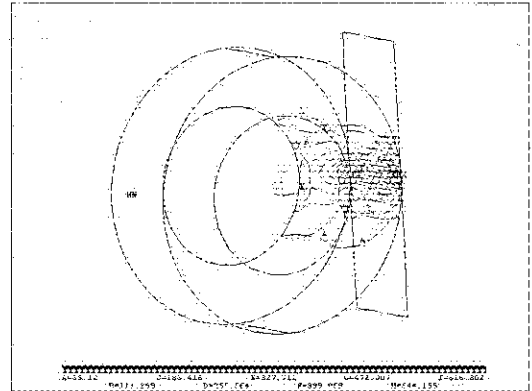


Fig. 10 Stress distribution on the contact region between roller and wedge

Fig. 10은 $\theta=20^\circ$ 일 때, 롤러와 췌기에 발생하는 응력분포도이다. 접촉하중이 결정되면, 발생 응력이 재료의 허용응력 내에 있도록, 롤러의 직경, 두 접촉면의 길이 등을 변화시켜 설계했다.

3. 결 론

컨테이너 크레인의 정밀한 위치제어와 안전성 확보를 위한 제동장치인 췌기형 레일 클램프 장치 설계를 위한 프로세스에 대하여 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 췌기형 레일 클램프를 설계함에 있어, 작용되는 풍하중에 대하여 컨테이너 크레인의 밀림을 방지할 수 있는 췌기 각의 최대값(θ_{max})을 설정할 수 있다.
- (2) 설계하고자 하는 하중 조건에 맞는 레일 클램프 부품들의 수치해석과정을 통한 작용하는 하중으로 인하여 발생되는 레일 클램프 각 부품 변위의 합을 췌기 부의 변위로 환산하는 식을 제시함으로써 췌기의 최소각(θ_{min})을 설정할 수 있도록 하였다.
- (3) 췌기용 레일클램프에서 제동력을 발생시키는 췌기의 최대각(θ_{max})와 하중에 의해 부품들이 변형하는 것을 보완하기 위한 췌기의 높이 δ 와 췌기의 경사부 길이(S)에 따른 최소각(θ_{min})을 선정하는 프로

세스를 제공함으로써 다양한 용량의 레일 클램프 개발에 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

(4) 풍속에 따라 레일 클램프 각 부품에 작용하는 하중을 분석하고, 이 중 최대응력이 발생하는 썬기와 롤러의 접촉부를 접촉이론을 사용하여 분석하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 동아대학교 지능형 통합항만관리연구센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

- (1) "Structure calculations of SINSUNDAE PIER Container crane", Daewoo heavy industries LTD structural engineering dept..
- (2) "Maintenance guide of container crain at Hutcheson container terminal in busan (Mechanics/Structure)", Hyundai heavy industry, 2001, 6.
- (3) Dong-myung Shin, Baek-sun Jang, Sang-gil Yang, Yung-nam Park, "Mechanics of materials", Hyung seul publishing, 1999.
- (4) Se-wook Oh,, "Mechanic of materials", Dong myung publishing, 1998.
- (5) Jong-kye Shin, Young-shin Lee, Sung-wook Jo "FEM of Logan", Sigma press, 1998.
- (6) "KS D 3503", "KS D 3711", "KS D 3752", Standard book of steel materials