

컨테이너 크레인용 썰기형 레일 클램프의 썰기각에 대한연구

한근조*, 이호#, 심재준**, 한동섭**, 안찬우***, 전영환****

Study on the Wedge Angle of Wedge Type Rail Clamp for Container Crane

Geun-jo Han*, Ho Lee#, Jae-joon Shim**, Dong-seop Han**,
Chan-woo Ahn*** and Young-whan Jeon****

ABSTRACT

In this paper, we design a wedge type rail clamp which can protect container crane from a sudden strong blast 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 wedge type rail clamp for parking devices of port cargo working system with variable capacity. Therefore, this paper suggests a process to decide wedge angles within feasible range which could be obtained using load analysis and FEA of wedge type rail clamp

Key Words : rail clamp(컨테이너 크레인용 제동장치), jaw(클램핑 장치), jaw-pad(레일 마찰 패드), wedge-angle(썰기각)

기호설명

- μ : friction coefficient between rail and jaw-pad
- θ : wedge angle
- δ : vertical height of wedge that roller climbed along the slope
- F_c : contact force between roll and wedge
- F_w : wind load

1. 서론

항만을 통한 물류의 원활한 이동을 위해서는

컨테이너의 선적량을 최대화시키고 항구 접안 시 하역작업을 최대한 신속하게 마무리 짓는 것이 필요하다. 따라서 선적효율을 향상시키기 위해 컨테이너는 규격화되었으며 이를 수송하는 컨테이너 선박은 대형화되고 있는 추세이다. 또한 신속한 하역작업을 위해 컨테이너 크레인은 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.

접수일: 2004년 1월 15일; 게재승인일: 2004년 5월 7일

* 동아대학교 기계공학

교신저자: 동아대학교 기계공학과 대학원

E-mail nialce@donga.ac.kr Tel. (051) 200-6989

** 동아대학교 기계공학과 대학원

*** 동아대학교 기계공학과

**** 한국 컨테이너 부두공단

대표적으로 돌풍이나 태풍으로 인해 정지해 있던 크레인이 강한 풍하중을 받게 되면 레일 상에서 컨테이너 크레인이 밀리는 일이 발생하는데, 한번 밀리기 시작하면 자체의 높은 관성력으로 인하여 이를 정지시키기가 매우 힘들게 되어 대형사고로 이어질 수 있다. 실제로 까오슈 항에서 컨테이너 크레인이 바람에 밀려 바다에 빠지는 사고가 발생하기도 하였다.

한편 신속하고 효율적인 하역작업을 위해서는 작업 시 레일 상에서 컨테이너 크레인의 정확한 위치제어가 필요하나 이를 담당하는 장치에 대한 국내 기술력이 부족하여 하역작업의 효율을 저하시키고 있으며 작업자의 안전도 위협하고 있는 실정이다.

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 주게 되어 수명이 단축되고 장시간 사용으로 인한 스프링력 저하는 예상치 못한 강한 바람이 불 경우 필요한 제동력을 발휘하지 못하여 컨테이너 크레인이 밀릴 수 있다. 태풍이나 돌풍이 잦은 우리나라 항만에서는 이러한 스프링타입의 레일클램프장치가 부적합하다고 평가되었다.

따라서 본 연구에서는 실제 항만물류 하역작업에 적용되고 있는 컨테이너 크레인의 운전가능 최대풍속은 30m/s이다.

이 풍속에서의 풍하중을 받는 컨테이너 크레인의 각부에 작용되는 하중을 분석하였다. 그리고 이를 바탕으로 새로운 컨테이너 크레인 제동 모델로서 스프링타입이 아닌 썬기형 레일클램프장치를 제안하고 이를 설계하기 위한 프로세스에 대하여 연구하였다.

2. 썬기형 Rail Clamp의 최대 썬기각

2.1 작동원리

본 연구에서 제안된 장치는 2개의 롤러와 썬기를 이용한 썬기형 레일클램프장치로서 작동원리는 Fig. 1과 같다.

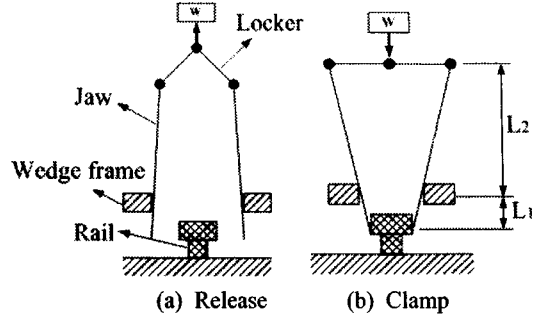


Fig. 1 Diagram of rail clamp mechanism

컨테이너 크레인이 이동시 Fig. 1(a)과 같이 유압실린더를 이용하여 추를 들어 올리게 되면 마찰패드가 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 W 가 잠금장치(locker)를 누르게 되면 잠금장치와 연결되어 있는 조(jaw)가 양쪽으로 벌어지게 된다.

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

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

2.2 풍압에 의해서 발생하는 하중분석

롤러의 접촉력과 풍압이 썬기에 작용하는 개략

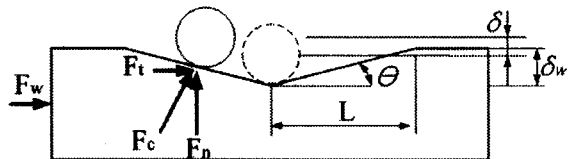


Fig. 2 Schematic drawing of forces acting on the wedge by roller and wind

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

롤러, 락커와 마찰 패드가 조에 작용하는 반력의 개략도를 Fig. 3에 나타내었고, 마찰패드가 레일을 수직으로 압축하는 하중 F_p 는 식(1)에서 구할 수 있다.

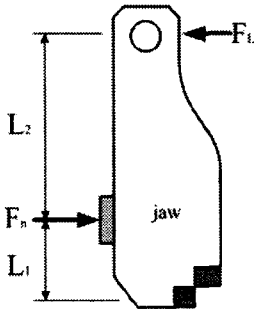


Fig. 3 Schematic drawing of forces acting on the jaw by roller, locker and pad

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

2.3 쐐기의 자립조건에 의한 최대 쐐기 각

풍압과 조의 압착력이 레일을 클램핑 하고 있는 마찰패드에 작용하는 힘의 개략도를 Fig.4에 나타내었다.

Fig. 4 에서 패드와 레일 사이의 마찰면에 수직인 하중에 마찰 계수를 곱한 마찰력 μF_p 가 풍 하중 F_w 와 같거나 큰 값을 가져야만 마찰패드가 레일에서 미끄러지지 않고 안전한 클램핑을 할 수 있으며 이는 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

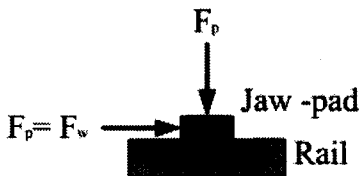


Fig. 4 Schematic drawing of forces acting on the pad by jaw and wind

$$\begin{aligned} F_w = F_t &\leq \mu F_p = \mu \frac{L_1}{L_1 + L_2} F_n \\ &= \mu \frac{L_1}{L_1 + L_2} \cot \theta F_t \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 길이 비(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 대입하여 θ 는 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\theta \leq \tan^{-1} \mu L_k \quad (3)$$

따라서 레일 측면과 마찰 패드 사이의 마찰 계수 μ 와 조에서 롤러부터 마찰패드, 조 상단 부까지의 길이 비에 의해 결정되는 L_k 가 주어지면 식(3)을 통해서 쐐기형 레일클램프의 적정 쐐기각 범위를 얻을 수 있다.

2.4 최대 쐐기각 범위

마찰패드의 형상, 재질, 조의 길이 비에 연관된 마찰상수 μL_k 에 따라 사용 가능한 쐐기의 최대각 값을 찾을 수 있는 그래프를 Fig. 5에 나타내었다. 이때 최대 각 θ_{max} 는 Fig. 5와 같이 마찰상수 (μL_k)값에 의해 구할 수 있으며, 임의의 마찰계수에서 곡선보다 아래의 θ 를 취해야 한다.

본 연구에서 제안된 쐐기형 레일 클램프에서

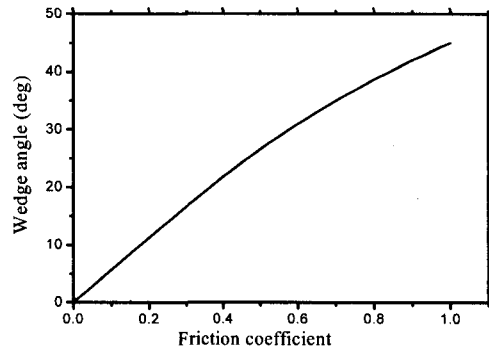


Fig. 5 Maximum wedge angle with respect to friction coefficient(μL_k)

조의 길이 L_1 , L_2 와 마찰패드와 레일 사이의 마찰계수 μ 가 정해지면, 2.3 절에서 제시된 방법에 의해 썰기의 적정 각 범위를 정의 할 수 있다.

3. 썰기형 Rail Clamp의 최소 썰기각

썰기각이 작을수록 확실한 클램핑은 이루어 질 수 있지만, 클램핑을 하기 위한 썰기의 경사면을 따라 움직이는 롤러의 이동거리역시 증가 하게 된다. 이는 크레인의 미소 이동과 제동을 위한 작동 시간과 직결되는 문제이다. 그러므로 사용 가능한 썰기의 최소각 범위를 설정하여 이러한 문제가 고려되도록 하여야한다. 썰기의 최소 각을 설정 하기 위해서는 부품들의 변형의 합 δ 와 썰기의 경사면 길이 S 가 중요한 인자이다. 이는 모델에 대한 변위 해석을 통해 결정된다. 따라서 수치 해석 적 방법을 적용하여 최소 썰기각을 결정 하고자 한다.

3.1 썰기형 Rail Clamp의 해석 모델

Fig. 6는 레일클램프의 단면도를 나타내고 있으며, 작동시 변형이 발생하는 주요 부품들의 명칭을 Table 1에 나열 하였다.

여기서 썰기와 롤러의 접촉부를 기준으로 각

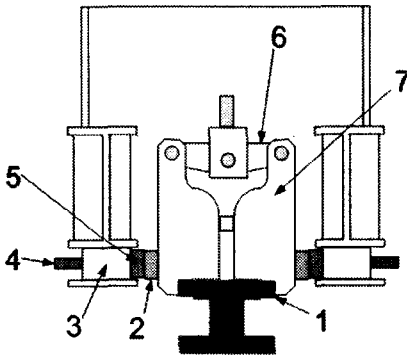


Fig. 6 Section diagram of rail clamp

부품의 변형이 접촉부에 미치는 변위로 고려한 것들의 총 합을 δ 라고 하자. Fig. 2에서 보는 것과 같이 높이 δ 만큼 롤러가 썰기를 타고 올라가게 된다. 이 δ 와 설계시 컨테이너 크레인이 제동되기 위한 이동량을 고려하여 결정되는 썰기 밑면의

길이에 의해서 썰기의 최소각 범위를 설정 할 수 있다.

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	extension bar		

식(4)에서 각각의 항들을 먼저 수치해적 방법으로 각 부품의 변형량을 얻는다. 이를 식(4) 대입하여 전체 변형량 δ 를 구한다. 돌풍 등의 바람에 의해서 컨테이너 크레인이 이동 하려 할 때 레일 클램프가 작동 하게 된다. 이때 레일클램프의 롤러는 썰기의 수직 높이 δ 만큼 경사면을 타고 올라 가야 한다. 식(4)에 나타난 기호가 의미하는 바는 Table 2에 나타내었다.

$$\delta = \frac{L_2}{L_1} \delta_i + \delta_f + (\delta_r + \delta_w) \cos \theta + \delta_f + \frac{L_1}{L_1 + L_2} \delta_p + \frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times \delta_b \quad (4)$$

Table 2 Displacement of main parts of rail clamp

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

3.2 유한요소 해석

본 연구에서는 상기에 제시된 프로세스에 따라 최소각을 설정하기 위해 각부품의 변형량을 유한 요소해석을 통하여 분석하였다. 이중 중요한 부분인 롤러와 썰기의 접촉 부분의 해석을 제시 하고자 한다.

3.2.1 접촉이론

두 물체가 면 접촉을 하는 모습을 Fig. 7에 나타내었다. 접촉을 하는 원통의 길이를 L 이라 두고, 각 원통의 반경을 R_1, R_2 로 두었다.

Fig. 7에 보는 것과 같이 췌기와 롤러의 접촉 부분의 하중곡선이 나타난다. 이를 3.2.2절에서 유한요소해석 모델의 하중곡선에 적용하였다.⁸

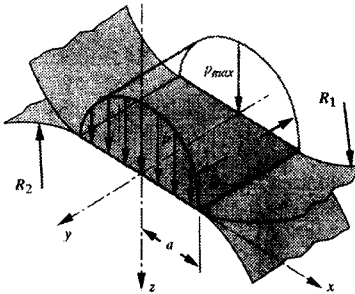


Fig. 7 Shape of Roller contact with Plate or another

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \frac{m_1 + m_2}{B} \frac{F}{L}} \quad (5)$$

(E:탄성계수, ν :프와송비)

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (6)$$

형상상수 B는 아래와 같다.

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (7)$$

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

접촉표면에 가해진 전체 하중 F 는 반타원통의 체적이므로 다음과 같다.

$$F = \frac{1}{2} \pi a L p_{max} \quad (8)$$

따라서 최대 압력은 p_{max} 는 식(7)과 같다.

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi a L} \quad (9)$$

3.2.2 롤러와 췌기의 해석 모델 및 설계변수

식(5) ~ (9)을 통하여 구해진 하중을 Fig. 8과 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 절점 수는 12,000개이다.

레일클램프에 사용되는 췌기모델의 형상은 Fig. 9와 같다. 해석은 θ 가 4°, 6°, 8°, 10°에 대해서 수행하여 결과를 도출 하였다.

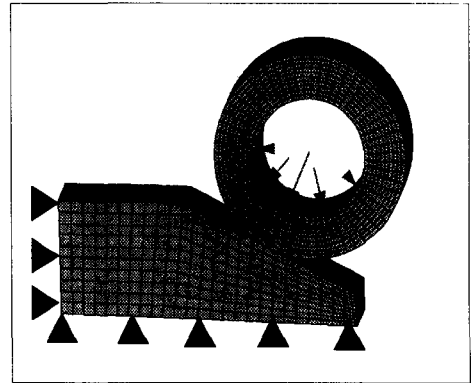


Fig. 8 FE model and boundary condition of roller and wedge

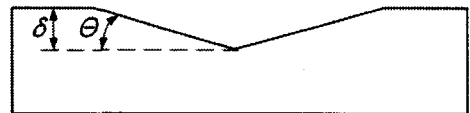


Fig. 9 Model of wedge for the rail clamp

또한, 조패드, 롤러, 췌기프레임, 인장봉, 췌기, 락커, 조의 유한요소 모델을 만들고 경계조건을 부과하여, 각 부품에 대한 변형량을 도출하였다. 하중조건은 풍하중 30m/s 일 때의 압축 하중을 적용 하였다. Fig. 8은 유한요소 모델 중 가장 중요한 롤러와 췌기의 경계조건과 메시된 형상을 보여주고 있다.

4. 결과 및 고찰

4.1 각 부품의 변위

썰기의 최소각 범위를 설정하기 위한 레일 클램프 각 부품의 변위 해석을 수행 하였다. 유한요소법을 사용한 각 부품의 수렴 해석 결과로 도출된 변위를 Table 3에 정리 하였다. 이 중 가장 중요 부위인 롤러와 썰기의 응력분포를 Fig. 10에 보이고 있다.

Table 3 Displacements of main parts according to wedge angle(θ) (at the 30m/s)

parts	θ	displacements (mm)			
		4°	6°	8°	10°
δ_l		0.0123	0.0127	0.0131	0.0133
δ_f		2.356	2.36	2.38	2.41
δ_r		1.08	1.1	1.12	1.13
δ_w		0.131	0.135	0.138	0.140
δ_f		0.377	0.38	0.392	0.401
δ_b		0.018	0.018	0.0181	0.0181
δ_b		0.257	0.279	0.301	0.323
δ		6.95	10.53	14.08	17.61

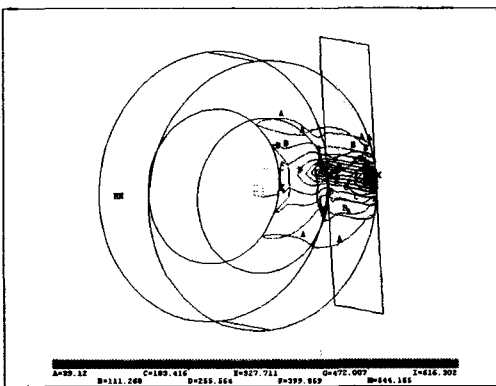


Fig. 10 Stress distribution on the contact region between roller and wedge

Fig. 10에서 롤러의 응력 분포는 Fig. 7에서 접촉 이론식에 의한 압력 분포와 유사함을 알 수 있

고 이를 통해 유한요소 해석 신뢰성을 유추 할 수 있다. 이 결과를 식 (4)에 대입 하여 썰기기의 수직 높이 δ 을 계산 할 수 있다.

4.2 최소 썰기각 범위

Fig. 2에서 경사계수 δ/L 는 $\delta/L=\tan\theta$ 로 표현되며, θ 에 대해서 나타내면 $\theta=\tan^{-1}(\delta/L)$ 이다.

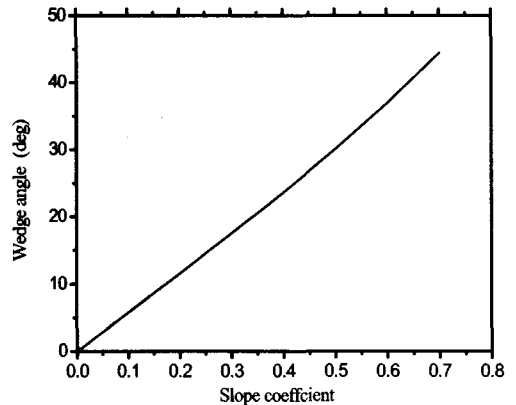


Fig. 11 Minimum wedge angle with respect to slope coefficient(δ/L)

그리고, Fig. 6과 Table 1 에 나타낸 각 부품에서 발생하는 변형량은 유한요소해석을 이용한 변위해석을 통해서 구하고, 구해진 각 부품의 변위량은 본 연구에서 제시된 식(4)에 대입하여 전체 변형값, δ 값을 얻을 수 있다. 이때, x축은 썰기의 경사밀면 길이 L 과 식(4)에서 얻은 δ 에 대하여 최소 썰기각을 나타내었다.

Fig. 2에서 $\delta_w/L=\tan\theta$ 인 관계가 있다. 이를 다시 쓰면 $\delta_w=L \cdot \tan\theta$ 와 같다. 이를 θ 에 관해 정리하면 식(10)과 같다.

$$\theta \geq \tan^{-1}\left(\frac{\delta_w}{L}\right) \quad (10)$$

여기서 레일클램프에 부하가 걸릴 때, 각 부품의 변형을 일으키는 것에 상응하여 롤러가 썰기를 타고 올라가게 된다(Fig. 2).

$$\delta_w \geq \delta \quad (11)$$

그러므로 식(11)의 관계가 성립 하여야 한다. 그러나 설계할 썩기높이 δ_w 가 풍하중이 작용하여 레일 클램프 작동시 롤러가 썩기를 타고 올라 가야 할 높이 δ 보다 과도하게 클 경우, 설계 하중을 초과하는 과부하가 레일클램프에 발생하게 된다. 이는 기기의 파손을 가져와 레일클램프의 제동 기능을 상실케 하여 컨테이너 크레인 사고를 유발 할 수 있다. 그러므로 썩기높이 δ_w 는 식(4)에 의해서 환산된 총 변형량 δ 보다 큰 값을 취하되, δ 에 가장 근사한 값을 취하여 한다. 이를 식(12)에 표현 하였다.

$$\theta \geq \tan^{-1}\left(\frac{\delta_w}{L}\right) \geq \tan^{-1}\left(\frac{\delta}{L}\right) \quad (12)$$

4.3 썩기각 선정 방법

본 연구에서 수행한 썩기형 클램프의 최종 썩기각 선정 과정은 다음과 같다.

2절에서와 같이 최대 썩기각을 다음과 같이 선정 하였다. $\mu = 0.75$, $L_k = 0.25$ 인 모델에서 최대 썩기각 θ 는 식(3)에 의해서 10.61° 이하임을 얻었다.

그리고 3과 4절의 과정에 의해서 $L=100$, 썩기의 높이(δ_w)이 12 mm 으로 설계 환경에 의하여 정해 졌다. 이때 식(11)에 의해 δ_w 보다 작은 값을 가지는 썩기각 모델 중 가장 근사한 $\delta=10.53\text{ mm}$ 을 가지는 썩기각 $\theta=6^\circ$ 인 모델을 최종 모델로 선정 하였다. 이 과정을 수직으로 나타내면 식(13)과 같다.

$$\tan^{-1}\left(\frac{\delta}{L}\right) \leq \tan^{-1}\left(\frac{\delta_w}{L}\right) \leq \theta \leq \tan^{-1}(\mu L_k) \quad (13)$$

5. 결 론

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

(1) 썩기형 레일 클램프를 설계함에 있어, 작용되는 풍하중에 대하여 컨테이너 크레인의 밀림을

방지할 수 있는 최대 썩기각 범위(θ_{\max})을 설정할 수 있다.

- (2) 설계하고자 하는 하중 조건에 맞는 레일 클램프 부품들의 수치해석과정을 수행하였다. 이를 바탕으로 작용되는 풍하중에 의해 발생하는 레일 클램프 각 부품의 변위를 계산하고, 변위들의 합을 썩기 부의 변위로 환산하는 식을 제시 함으로써 썩기의 최소각(θ_{\min})을 설정할 수 있도록 하였다.
- (3) 썩기형 레일클램프에서 제동력을 발생시키는 썩기 최대각(θ_{\max})과 하중에 의해 부품들이 변형하는 것을 보완하기 위한 썩기의 높이 δ 와 썩기의 밀면 부 길이(L)에 따른 최소각(θ_{\min})을 선정하는 프로세스를 제공함으로써 다양한 용량의 레일 클램프 개발에 적용할 수 있도록 하였다.
- (4) 풍속에 따라 레일 클램프 각 부품에 작용하는 하중을 분석하고, 이 중 최대응력이 발생하는 썩기와 롤러의 접촉부를 접촉이론을 사용하여 정확한 변형량을 구하여 최소 썩기각 설정 프로세스를 제시하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 동아대학교 지능형 통합항만관리연구센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. Oh, Gi-seck "Effective Clamping Force Measuring System for Spring Clamp," Journal of the Korean Society of Precision Engineering 2000, 10, Vol.17, No.10, pp.95-101, 1225-9071.
2. "Structure calculations of SINSUNDAE PIER Container crane," Daewoo heavy industries LTD structural engineering department.
3. "Maintenance guide of container crain at Hutcheson container terminal in busan (Mechanics/Structure)," Hyundai heavy industry, 2001, 6.
4. Shin, Dong-myung, Jang, Baek-sun, Yang, Sang-gil, Yung-nam Park, "Mechanics of materials," Hyung seul publishing, 1999.

5. Oh, Se-wook, "Mechanic of materials," Dong myung publishing, 1998.
6. Shin, Jong-kye, Lee, Young-shin, Jo, Sung-wook, "FEM of Logan," Sigma press, 1998.
7. "KS D 3503", "KS D 3711", "KS D 3752", Standard book of steel materials.
8. Jeong, T. H., Jeong, T. J., Lee, S. S., Han, B. G., Oh, H. S. and Lee, J. Y., "Machine design," Bando publishing house, pp.220-248, 1999.