

썰기형 레일 클램프에서 조(jaw)의 회전을 방지하기 위한 적정 썰기각에 대한 연구

심재준* · 이성욱** · 한동섭*** · 박종서**** · 전영환***** · 이호***** · 한근조*****

*, **, ***, ***** 동아대학교 기계공학과 대학원, ****, ***** 한국컨테이너부두공단,
***** 동아대학교 기계공학과 교수

A Study on Wedge Angles of Wedge-type Rail Clamp for Preventing Jaw from Rotating

J. J. Shim* · S. W. Lee** · D. S. Han*** · J. S. Park**** · Y. H. Jeon*****

H. Lee*****, G. J. Han***** · C. W. Ahn*****

*, **, ***, ***** Graduate school of Dong-A University, Busan 604-714, Korea

****, ***** Korea Container Terminal Authority, Busan 601-050, Korea

***** Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

요 약 : 항만에서 작동중인 컨테이너 크레인에 갑작스러운 돌풍에 의해 크레인이 밀리는 현상을 방지하기 위한 안전장치로 레일 클램프가 적용되고 있다. 본 연구에서는 이러한 레일 클램프 중에서 특히 레일의 손상과 레일 클램프 수명을 향상시킬 수 있는 썰기형 레일 클램프를 제작하기 위한 기초 설계에 관한 연구를 수행하였다. 특히, 조의 회전을 방지하고 적절한 가압력을 발휘할 수 있는 썰기각을 설정하기 위해, 우선 조의 설계 치수와 회전력의 관계에 대한 하중분석을 수행하고, 여기에서 최대 썰기각을 도출하고, 이후 수치 해석을 통한 강성도 분석을 통하여 최소 썰기각 6°를 제안한다. 또한, 제작된 레일 클램프를 통한 실험으로 검증하였다.

핵심용어 : 조, 레일클램프, 썰기, 롤러, 유한요소해석, 컨테이너 크레인

Abstract : In this paper, we designed a wedge type rail-clamp which can protect container crane from sudden wind blast with constant clamping force regardless of the operating period. When we design wedge type rail clamp, it is important to determine an angle of wedge which prevent rotating of jaw and for smooth operation when wind blows. Therefore, this paper suggest a process to decide an angle of wedge within proper range obtained by experimental analysis as well as FEA of the wedge type rail clamp. A model with 6° wedge angle is the most proper model to use in rail clamp because it generated satisfactory clamping force and rotating angle underdesign specification.

Key words : Jaw, Rail clamp, Wedge, Roller, Finite element analysis, Container crane

1. 서 론

항만 물동량의 선점을 위한 치열한 경쟁 속에 허브 컨테이너 항만으로 살아남기 위해서는 컨테이너의 선적량을 최대화시키고 항만 집안 시 안전한 하역작업을 요구한다. 하지만, 갑작스런 돌풍이나 태풍이 불 경우 작업 중인 컨테이너 크레인은 풍하중을 받아 레일 방향으로 밀리거나 전도를 일으킨다. 이와 같이 크레인의 자중에 의해 생기는 관성력으로 발생하는 크레인의 밀림 현상은 제동하기 힘들어 대형 사고로 이어지는

경우가 종종 발생한다. 이러한 사고를 대비하여 컨테이너 크레인에는 레일클램프, 타이다운, 스토리지 핀 등의 계류장치가 설치되어 있다. 특히, 레일 클램프는 컨테이너 크레인이 돌풍 등의 외적인 요인에 대응하여 작업의 안전성을 확보하기 위해 크레인 하단부에서 레일을 압착시키는 장치로서 컨테이너 하역작업 시 크레인의 정확한 작업을 위한 제동력을 발휘하고, 크레인이 풍압에 밀려 발생하는 안전사고를 방지해 주는 역할을 수행한다(현대중공업, 2001).

레일클램프에 대한 국내 연구 인력의 부재와 초보적인 기술

* 대표저자 : 정회원, shimjj@donga.ac.kr 051)200-6989

** 정회원, lsw1126@korea.com 051)200-6989

*** 정회원, dshan@donga.ac.kr 051)200-6989

**** 정회원, jspark@donga.ac.kr 051)200-6989

***** 정회원, yhjeon@donga.ac.kr 051)200-6989

***** 정회원, nia@daum.net 051)200-6989

***** 정회원, gjhan@daunet.donga.ac.kr 051)200-7650

력으로 인해 현재 국내에서 사용하고 있는 레일 클램프는 주로 캐나다의 H사와 이탈리아 R사 등 외국으로부터 전량 수입에 의존하고 있다. 그러므로 레일 클램프를 국산화할 수 있는 기초지식의 확보와 관련 연구는 필수적이라 할 수 있다. 본 연구에서는 레일클램프에서 가장 중요한 역할을 수행하는 썰기를 설계하기 위해 정역학적 하중 분석과 수치해석적 방법을 통해 얻은 변위와 반력의 관계에 대한 기초 자료를 기반으로 하여 썰기각의 최대 및 최소값을 설정하고, 이후 실제 제작된 레일 클램프를 이용한 실험으로 검증하였다.

2. 임계 썰기각 설정

2.1 레일클램프의 구조 및 작동 메커니즘

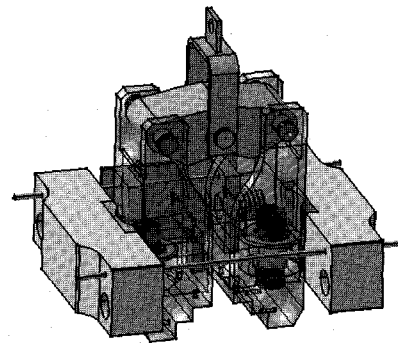
레일 클램프의 종류를 살펴보면 유압형, 스프링형, 썰기형이 있는데 유압형과 스프링형은 항상 최대의 힘으로 레일을 잡고 있기 때문에 레일 및 레일 클램프를 손상 시켜 수명을 단축시키고, 또한 유압의 누출이나 스프링력의 감소로 사용 기한에 따라 제동력이 감소하여 잦은 유지와 보수가 필요하다. 하지만 썰기형 레일 클램프는 평소 바람이 불지 않을 때는 작은 힘으로 마찰패드가 레일을 가압하다가 강풍으로 크레인이 밀리게 됨에 따라 썰기작용에 의해 마찰패드가 레일을 강하게 잡도록 설계되어 있다. 그러므로 마찰패드가 항상 레일을 강하게 가압하지 않아도 되기 때문에 마찰패드의 수명 연장과 함께 레일의 손상도 최소화할 수 있는 장점이 있다. 썰기형 레일 클램프는 2개의 롤러(roller-②)와 썰기(wedge-⑤)를 이용하여 마찰 패드(jaw pad-①)가 레일의 측면을 가압하여 작업 도중에 발생하는 갑작스런 풍하중에 크레인을 고정하며, 이후 컨테이너 크레인이 이동하려면 유압실린더가 레일 추를 들어 올리고, 이때 레일에서 마찰 패드가 떨어지게 되어 마찰패드의 레일에 대한 가압력이 해제됨으로써 레일 위를 이동할 수 있다. 본 연구에서 채택한 레일클램프의 3차원 형상은 Fig. 1(a)에 나타내었다. 지렛대 역할을 수행하는 조(jaw-⑦)와 가압을 유지하기 위한 잠금장치(locker-⑥)로 구성되어 있으며, Fig. 1(b)에는 정면도를 나타내고 있다(대우중공업 구조부문).

작동 원리를 상세하게 설명하면, 추의 자중에 의해 잠금장치가 아래로 이동하게 되면 잠금장치와 연결되어 있는 조의 상단부가 양쪽으로 벌어지게 된다. 이 때, 썰기 지지대(wedge frame-③)가 지지점 역할을 하기 때문에 지렛대의 원리가 적용되어 조의 하단부에 부착된 마찰패드가 레일에 접촉하여 가압하게 됨으로써 컨테이너 크레인이 밀리는 것을 막아주게 된다.

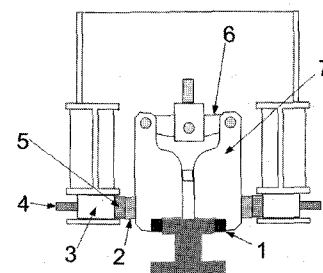
2.2 조의 회전력에 의한 썰기각 설정

실제 레일 클램프는 컨테이너 크레인이 작동 중에 갑작스럽게 발생하는 풍하중에 대해 크레인의 이동을 방지하기 위한 장치이므로 사용 조건은 다른 계류 장치들보다 매우 안전하다. 하지만, 본 연구에서는 항만물류 하역 작업에 사용되는 컨테이너 크레인이 운전 중에 돌풍 등과 같이 예상치 못한 바람이 30%로 발생할 때를 기준으로 레일 클램프를 설계함으로써

크레인에 의한 작업의 안전성을 충분히 확보하고자 하였다. 하역 작업 중에 바람에 의한 풍하중이 크레인에 작용하면 컨테이너 크레인에 부착된 레일 클램프는 작동을 하게 된다. 이때 Fig. 5에서와 같이 썰기면을 따라서 롤러가 회전하면서 썰기를 따라 올라가지 못하게 되면, 레일 클램프에서 조(jaw)가 조 패드를 중심으로 회전이 발생되어 원활한 가압력을 발생 할 수 없게 된다. 그러므로 레일클램프 설계시 조의 회전운동을 방지 할 수 있도록 고려하여야 한다.



(a) 3D shape of rail clamp



(b) cross section shape

Fig. 1 Section diagram of the rail clamp

Table 1 Main part name of the rail clamp

No	Part name	4	Extension bar
1	Jaw-pad	5	Wedge
2	Roller	6	Locker
3	Wedge-frame	7	Jaw

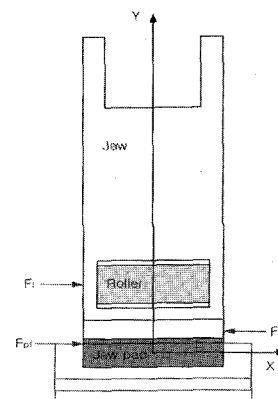


Fig. 2 The schematic drawing of forces in the vicinity of jaw pad

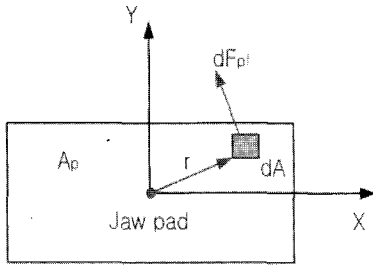


Fig. 3 The coordinate origin of a jaw pad

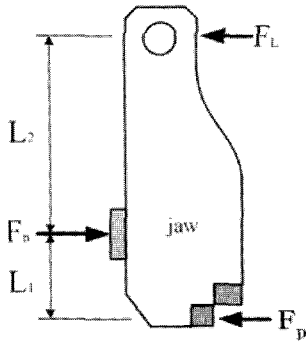


Fig. 4 The schematic drawing of forces acting on the jaw by the roller, the locker and the pad

풍하중으로 인해 크레인이 이동할 때 조가 회전하지 않기 위해서는 조에서 발생하는 모멘트보다 조패드와 레일 사이의 마찰에 의한 모멘트가 같거나 크게 설정되면 된다. Fig. 2는 레일 클램프에서 조와 롤러, 그리고 조 패드의 위치와 힘의 관계를 나타내고 있다. Fig. 2에서 크레인 이동시 레일 클램프의 췌기 프레임이 수평방향으로 이동시 발생하는 힘을 F_t 라 하고, 이 F_t 에 의해 발생하는 조의 회전 모멘트 M_{jaw} 는 식(1)과 같이 나타낼 수 있다. F_{pt} 는 조패드에 작용하는 마찰력이고, F_w 는 풍하중을 나타낸다.

$$M_{jaw} = F_t L_2 \quad (1)$$

그리고 Fig. 3은 조 패드의 미소 면적 및 변수를 나타내었다. 또한, Fig. 4에서는 조 내에서 롤러와 조패드 사이에서 발생하는 하중 상태를 나타내었다. F_n 는 롤러가 췌기를 누르는 힘이고, F_L 는 중추에 의해 잠금장치가 조에 가해지는 힘이다. 그리고 힘이 작용하는 지점의 거리에 대한 관계는 $L_2 = L_1 \times 3$ 으로 나타낼 수 있다.

마찰력에 의한 조패드에서의 반력 모멘트 M_{pad} 는 식(2)에 나타내었다.

$$M_{pad} = \int_A dM_{pad} \quad (2)$$

이때, 미소면적 dA 에 대한 미소 반력 모멘트 dM_{pad} 는 식(3)과 같다. 여기에서 dF_{pf} 는 조패드의 미소면적 dA 에 작용

하는 미소 마찰력이며 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$dM_{pad} = dF_{pf} \cdot r \quad (3)$$

$$dF_{pf} = \mu \left(\frac{F_p}{A_p} \right) dA \quad (4)$$

F_p 는 조패드와 레일 사이의 가압력이고, A_p 는 조패드의 전체 단면적이다. 식(2)에 식(3)과 (4)를 대입하여, 조패드의 반력 모멘트 M_{pad} 는 식(5)와 같이 수정된다.

$$\begin{aligned} M_{pad} &= \int_A \mu \left(\frac{F_p}{A_p} \right) \cdot r dA \\ &= \int_{-b}^b \int_{-a}^a \mu \left(\frac{F_p}{A_p} \right) \sqrt{x^2 + y^2} dx dy \end{aligned} \quad (5)$$

조가 회전하지 않으려면, 식(6)을 만족해야 한다.

$$M_{jaw} \leq M_{pad} \quad (6)$$

식(1)와 식(2)을 고려하면 식(6)은 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F_n \tan \theta \frac{L}{4} \\ \leq \mu \frac{3F_n}{16ab} \int_{-b}^b \int_{-a}^a \sqrt{x^2 + y^2} dx dy \end{aligned} \quad (7)$$

식(7)을 $\tan \theta$ 에 대해 나타내고, 이것을 회전하지 않을 임계 췌기각 θ_{cj} 로 표현하면, 식(8)로 표현된다.

$$\begin{aligned} \tan \theta_{cj} &\leq \frac{3\mu}{4abL} \int_{-b}^b \int_{-a}^a \sqrt{x^2 + y^2} dx dy \\ &\leq \frac{3\mu}{4abL} I_R \end{aligned} \quad (8)$$

2.3 병형에 의한 췌기각 설정

만약 췌기각이 작다면 조의 회전없이 확실한 클램핑이 이루어질 수 있지만, 적정 클램핑을 발생하기 위해서 롤러가 췌기의 경사면을 따라 움직이는 거리는 상당히 증가하게 된다. 이는 크레인의 미소 이동과 제동을 위한 작동 시간과 직결되는 문제이므로 적절한 췌기의 최소각 설정은 매우 중요하다. 췌기의 최소 각을 설정하기 위해서는 부품들의 변형 합과 췌기의 경사면 길이가 중요한 인자가 된다. 이러한 이유는 레일 클램프의 가압력에 의해서 발생하는 부품들의 변형이 이동거리에 영향을 미치기 때문이다.

Fig. 5는 레일클램프의 단면을 보여주고 있으며, 레일클램프가 작동할 때 변형되는 주요 부품들의 명칭은 Table 2에 보여주고 있다. 여기서 췌기와 롤러의 접촉부를 기준으로 각 부품들의 변형이 접촉부에 미치는 변위의 총 합을 δ 라고 하면,

Fig. 5에서 보는 것과 같이 높이 δ 만큼 부품의 변형에 의해서 롤러가 썰기를 타고 올라가게 된다. 그러므로 다양한 썰기각도에서 발생하는 각 부품의 총 변위와 컨테이너 크레인이 제동되기 위한 초기 이동량을 고려하여 썰기의 최소각 범위를 결정할 수 있다. 따라서 각 부품 변형량의 합 δ 가 썰기에서의 경사높이 보다 작도록 최소 썰기각을 설정하여야 한다. 이때, 구조물에서 풍하중 작용시 유한요소해석에서 얻어진 각 부품의 변형의 합을 식(9)에 보여주고 있다(신 외, 1999).

$$\delta = \frac{L_2}{L_1} \delta_l + \delta_J + (\delta_r + \delta_{we}) \cos \theta + \delta_f + \frac{L_1}{L_1 + L_2} \delta_p + \frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times \delta_b \quad (9)$$

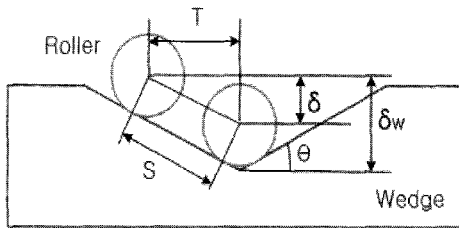


Fig. 5 The section diagram of rail clamp

Table 2 Displacement of main parts of rail clamp

Symbol	Part name	δ_f	Wedge frame
δ_J	Jaw	δ_p	Jaw-pad
δ_r	Roller	δ_b	Extension bar
δ_{we}	Wedge	δ_l	Locker

3. 썰기각에 따른 거동 특성 분석 실험

실제 레일클램프는 크레인에 부착되어, 고정된 레일을 따라서 이동하나 본 연구에서는 레일클램프의 초기 위치에서 레일을 유압실린더로 당김으로서 동일한 효과를 발생시키면서 조의 회전각도를 측정하였다. 회전각은 조의 변위를 다이얼게이지로 측정하여 각도를 산출하였다. Fig. 6는 썰기각 변화에 따른 조의 회전각을 측정하기 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. ①은 잠금장치를 상하 이동시키는 레버(lever)이며, ②는 외형 프레임, ③은 다이얼게이지, ④는 치구, ⑤유압펌프를 보여주고 있다. 레일클램프에 사용되는 썰기모델의 형상은 Fig. 5과 같다. 썰기각 θ 에 따라 4가지의 모델을 Table 3에 나타나 있으며 각각의 모델에 대하여 적정 썰기 가압력에 대한 실험을 수행 하였다.

Table 3 Each wedge model according to wedge angel

model	model I	model II	model III	model IV
wedge angle(θ)	4°	6°	8°	10°

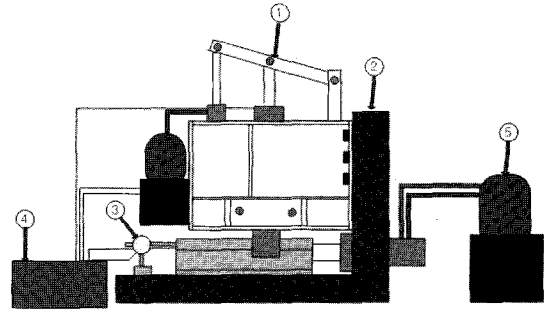


Fig. 6 The schematic of the experimental equipment

4. 결과 및 고찰

4.1. 최대 썰기각 설정

1) 강도분석에 의한 최대 썰기각 설정

식(8)에서 적분식을 I_R 과 각각의 변수는 다음의 상수 값으로 대입될 수 있으므로, 썰기각 θ_{cj} 와 마찰계수 μ 사이의 관계는 식(10)로 나타낸다. 각각의 변수 값은 $a=100\text{mm}$, $b=10\text{mm}$, $L=485\text{mm}$, $I_R=202553$ 로 본 연구에서 채택한 초기 설계에서 도출될 수 있다.

$$\tan \theta_{cj} \leq \frac{3 \times 202553}{4 \times 1000 \times 485} \mu \leq 0.31323\mu \quad (10)$$

식(10)을 Fig. 7에서처럼 그래프로 나타내었다. 식(10)에서처럼 최대 썰기각은 오직 마찰계수에 의존하며, 만약 마찰계수가 증가하게 되면, 최대 썰기각도 증가되어 조가 회전하지 않고, 롤러가 썰기를 따라 이동하게 됨을 알 수 있다. 일반적으로 높은 압력을 받고 있는 강철사이에서 정지마찰계수가 약 0.4이므로, 식(10)에 대입하여 도출된 썰기각의 최대값은 7.02° 이다. 본 연구에서는 다이아몬드 형상을 가진 조페드 밀면형상에 의해서 레일의 표면이 가압되므로 정지마찰계수는 더욱 높을 것으로 사료되고, 또한 최대썰기각도 증가될 것으로 사료된다. 만약, 고압을 받는 정지마찰계수에 두 배인 0.8을 대입하면, 도출된 썰기각의 최대값은 14.07° 가 될 것이다.

2) 실험에 의한 최대 썰기각 설정

Table 3에 제시한 각각의 썰기 모델에 대한 실험 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 썰기각 10° 모델은 30% 풍하중에서 안정성을 확보할 수 있는 가압력(18ton)에 미치지 못하는 10ton의 가압력을 발생되었다. 그러므로 썰기각이 10° 이상에서 원활한 가압력을 발생시키기 못하고 있으며, 8° 모델에서는 18ton을 초과 하여 20ton의 가압력이 발생되고 있으나, 17° 이상의 과도한 조의 회전으로 인하여 조에 부착되어 있는 롤러도 Fig. 2에서의 원점을 기준으로 회전을 하게 된다. 이로 인해 롤러와 썰기가 이상적인 선 접촉이 아닌 원활하지 못한 점 접촉에 가까운 형태를 취하게 되었다. 이 결과로 롤러와 썰기

의 접촉에 집중하중이 발생하게 되었고, 썰기가 압괴 되는 현상이 발생됨을 알 수 있다.

반면에 썰기각 4°, 6° 모델들은 목표치 18ton을 초과하여 충분한 가압력을 생성하고 있으며, 4°보다 6°에서 다소 높은 회전각을 보이고 있으나 그 차이는 무시 할 만 하다.

4.2 최소 썰기각 설정

썰기의 최소썰기각을 설정하기 위해, Fig. 1과 Table 2에 나타난 각 부품에서 발생하는 변형량을 유한요소의 변위 해석을 통해서 구하고, 이후 구해진 각 부품의 변위량은 본 연구에서 제시된 식(9)에 대입하여 썰기각의 변화에 따른 전체 변형값, δ 을 Table 4에서 얻을 수 있다. 그리고 Fig. 5에서 썰기의 경사면 길이 T와 식(9)에서 얻은 δ 를 이용하여 최소 썰기각을 도출할 수 있다. Fig. 9에서는 레일 클램프의 각 부품에서 변형량을 도출하기 위해 수행된 유한요소해석 모델과 결과를 보여주고 있다. 해석은 각각의 단품에 하중과 경계조건을 부과하여 도출하였다. Fig. 9(a)에서는 썰기 지지대에 가해지는 하중과 경계조건, 그리고 요소 형상을 보여주고 있으며, Fig. 9(b)에는 변형된 형상과 상당응력분포도를 보여주고 있다. (조외, 1998)

Fig. 5에서처럼 썰기의 높이와 임계 수직 거리는 $\delta_w / T = \tan\theta$ 와 같은 관계가 있다. 여기서 θ 에 관해 정리하면 썰기각은 임계 수직 수직거리와 높이의 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$\theta \geq \tan^{-1}\left(\frac{\delta_w}{T}\right) \quad (11)$$

여기서 레일클램프에 부하가 걸릴 때, 각 부품의 변형을 일으키는 것에 상응하여 롤러가 썰기를 타고 올라가게 된다. 따라서 임계수직거리는 풍하중에 의해서 레일 클램프가 변형되어 수직방향으로 이동하는 거리보다 커야 한다. 그러므로 임계 수직 거리와 변형에 의한 수직거리사이에는 다음의 관계가 성립되어야 한다.

$$\delta_w \geq \delta \quad (12)$$

즉, 설계할 썰기높이 δ_w 가 풍하중이 작용하여 레일클램프의 작동 시 레일 클램프를 구성하는 부품들의 변형에 의해서 발생하는 병진변위보다 작게 설계되면, 롤러가 썰기를 이탈되는 경우가 발생하게 된다. 이로 인하여 레일 클램프가 파손되거나 레일 클램프의 제동 기능을 상실하게 되어 컨테이너 크레인 사고를 유발 할 수 있다. 그러므로 썰기높이 δ_w 는 식(9)에 의해서 환산된 총 변형량 δ 보다 큰 값이 가질 수 있는 최소각을 설정하여야 한다. 유한요소해석에서 구해진 변형량은 각도의 변화에 대해 값의 변화가 4.2mm이하에서 발생하고 있다. 그러므로 초기 설계에서 임계수직거리가 $T=100\text{mm}$ 이라면, 최소 썰기각은 2.4° 이상이 되어야 한다.

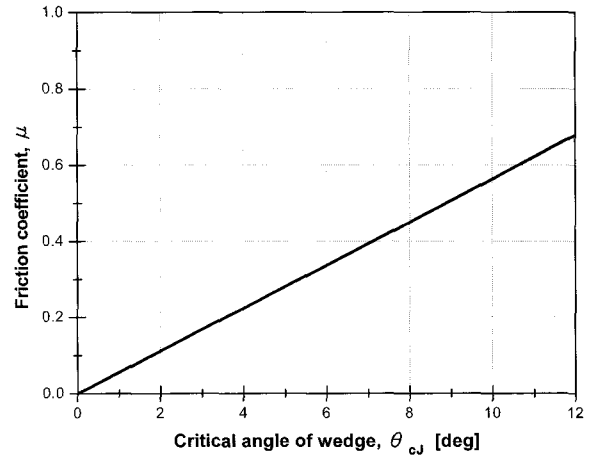


Fig. 7 Max. wedge angle θ with respect to friction coefficient μ

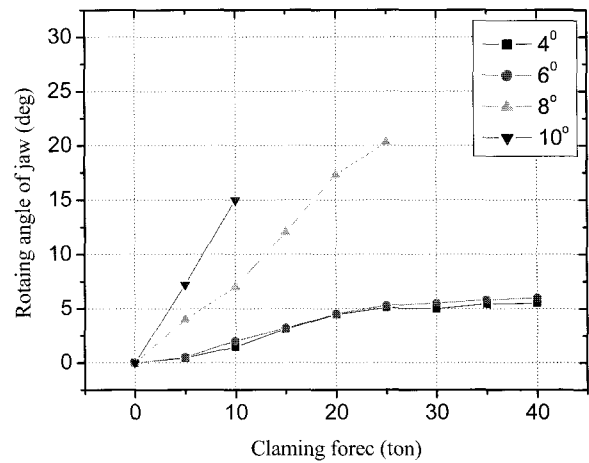
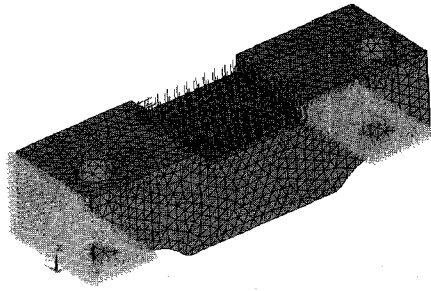


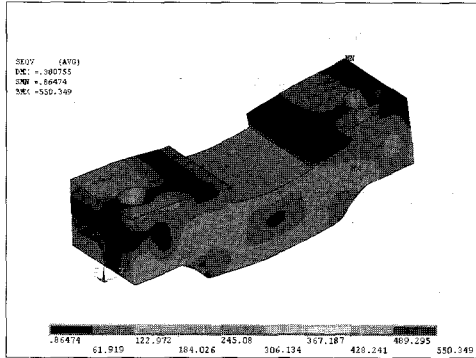
Fig. 8 Rotating angle of jaw according to clamping forces of each wedge model

Table 4 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_{we}		0.131	0.135	0.138	0.140
δ_f		0.377	0.38	0.392	0.401
δ_p		0.018	0.018	0.0181	0.0181
δ_b		0.257	0.279	0.301	0.323
δ		4.046	4.080	4.137	4.187



(a) analysis model



(b) deformed shape and stress distribution

Fig. 9 Analysis model in order to deduce the deformation of each part and deformed shape

5. 결론

컨테이너 크레인의 정밀한 위치제어와 안정성 확보를 위한 제동장치인 썰기형 레일 클램프 장치 설계를 위한 프로세스에 대한 연구 결과로 설계된 썰기형 레일클램프가 설계 되었다. 이에 대한 검증으로 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 강도 분석에 의한 최대 썰기각의 관계식을 도출하였으며, 고압에 정지마찰계수가 0.4일 때 썰기각은 7.02° 로 구해졌으나, 다이아몬드형 조패드 밀면 형상으로 인하여 정지마찰계수는 높아질 것으로 사료되어 실제 최대 썰기각도 상승할 것이다.

2. 실제 제작된 레일클램프를 다양한 썰기각에 대하여 조의 가압력 및 회전각을 실험한 결과 8° 이상의 모델에서는 초기에 조가 회전하였으며, 4° 와 6° 에서는 썰기를 따라서 롤러가 회전하면서 이동하여 지속적인 가압력이 상승함을 알 수 있다.
3. 실험에서 8° 모델에서는 과도한 조의 회전으로 인하여 롤러가 압피되는 현상이 발생되었다.
4. 레일클램프에 하중이 부하되어 각부품에서 발생하는 변형량으로 인해 제한되는 최소썰기각을 설정하기 위한 관계식을 유한요소해석과 하중분석으로 도출하고, 이후 초기 설계에서 임계수직 거리, $T=100$ 이라면, 최소 썰기각은 2.4° 이상이 되어야 한다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신 인력양성사업의 연구결과로 수행되었음.

참고 문헌

- [1] 대우중공업 구조부문 "Structure calculations of SINSUNDAE PIER Container crane".
- [2] 현대중공업(2001), "Maintenance guide of container crain at Hutcheson container terminal in Busan" (Mechanics/Structure)
- [3] Oh, S. W.(1998), "Mechanic of materials", 동명사.
- [4] Shin, J. K., Lee, Y. S. and Jo, S. W.(1998) "FEM of Logan, Sigma press".
- [5] Shin, D. M., Jang, B. S., Yang, S. G., Park, Y. N. (1999), "Mechanics of materials, 형설출판사".
- [6] Zienkiewicz O. C. and Taylor R. L.(1991), "The Finite Element Method-Solid and Fluid, Mechanics Dynamics and Non-linearity", McGraw-Hill Co.

원고접수일 : 2004년 10월 24일

원고채택일 : 2005년 6월 22일