

쐐기형 레일클램프에서 초기압착력과 지지대의 위치사이의 관계

† 한동섭* · 이성욱** · 한근조*** · 이권순****

*동아대학교 BK21 총괄사업단, **동아대학교 대학원, ***동아대학교 기계공학부 교수, ****동아대학교 전기공학과 교수

Relationship between the Initial Clamping Force and the Position of Supporter in the Wedge Type Rail Clamp

† Dong-Seop Han* · Seong-Wook Lee** · Geun-Jo Han** · Kwon-Soon Lee**

*Institute of BK21, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

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

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

****Electrical Engineering, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

요 약 : 쐐기형 레일클램프는 초기에는 작은 압착력으로 레일을 압착하다가 바람이 불면 쐐기작용에 의해 큰 압착력으로 레일을 압착하는 구조를 가지고 있다. 이 때 쐐기작용을 위해 레일클램프는 레일을 따라 이동하게 되는데, 만약 지지대를 설치하지 않으면 밀림거리가 증가하여 구조물을 파괴에 이르게 하는 과부하가 발생하게 되므로 이를 방지하기 위한 지지대를 적절히 설치하여야 한다. 이러한 지지대의 적정위치는 초기압착력과 쐐기각에 따라서 결정되므로, 본 연구에서는 이러한 초기압착력과 지지대의 위치사이의 관계에 대하여 살펴보기 위하여 5가지 쐐기각을 설계변수로 하여 유한요소해석을 수행하였다.

핵심용어 : 레일클램프, 쐐기작용, 초기압착력, 컨테이너 크레인, 계류장치, 유한요소해석

Abstract : The wedge type rail clamp compresses with small clamping force at first, and with large clamping force when the wind speed increases because of the wedge working. At this time in order to display the wedge working, the rail clamp slips along a rail. If the supporter is not installed in the rail clamp when the wind speed increases more and more, the structure will occur overload which leads the structure to fracture. So the supporter has to be installed in the rail clamp. The proper position of this supporter is determined by the initial clamping force and the wedge angle. Therefore in this study we adopted 5-kinds of wedge angle as the design parameters, and carried out the finite element analysis, in order to analyze the relationship between the initial clamping force and the position of supporter in the wedge type rail clamp.

Key words : Rail clamp, Wedge working, Initial clamping force, Container crane, Mooring device, FEA

1. 서 론

차폐물이 거의 없는 항만에 설치된 컨테이너 크레인(container crane)은 초대형 컨테이너선(ULCS)의 출현으로 대형화, 고속화 되면서 돌풍으로 인한 사고의 위험이 증대되고 있다. 컨테이너 크레인은 작업 시 레일클램프(rail clamp)에 의해서 크레인이 레일방향으로 밀리는 것을 방지하게 되고, 계류 시 레일클램프, 스토리지 핀(stowage pin), 기어박스(gear box) 등이 함께 크레인의 밀림을 방지하게 되고, 타이다운로드(tie-down road)에 의해 크레인의 전도를 방지하게 된다. 컨테이너 크레인용 레일클램프는 작업 시 컨테이너 크레인을 정 위치에 고정시킬 뿐만 아니라 돌풍으로 인해 컨테이너 크레인이 레일방향으로 미끄러지는 것을 방지하는 장치이

므로 작업시 컨테이너 크레인 설계풍속기준에 따라 설계되어야 한다(Oh, 2000). 쐐기형 레일클램프는 초기에는 작은 압착력으로 레일을 압착하다가 풍속이 증가하면 쐐기작용에 의해 압착력이 증가하는 방식을 취함으로써 구조적으로 매우 안정되고, 내구성이 높은 장점을 가지고 있다. 쐐기형 레일클램프를 설계하기 위해서는 먼저 초기압착단계(initial clamping stage)에서 초기압착력 설정을 위해 라커(locker)의 물림각과 조 패드(jaw pad)의 압착력사이의 상관관계를 규명해야 하며(Han et al., 2006), 다음으로 풍속이 증가함에 따라 쐐기작용에 의해 압착력이 증가하는 쐐기작용단계(wedge working stage)에서 쐐기각과 롤러(roller)의 밀림거리사이의 상관관계를 규명해야 한다. 이러한 롤러의 밀림거리는 쐐기형 레일클램프의 압착력을 결정짓는 매우 중요한 요소이며, 풍속의 증

† 교신저자 : 한동섭(정회원), dshan@dau.ac.kr 051)200-6989

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

*** 종신회원, gihan@dau.ac.kr 051)200-7650

**** 정회원, kslee@dau.ac.kr 051)200-7739

가와 함께 롤러의 밀림거리가 커지면 과도한 압착력을 발생시켜 장치의 파손을 가져올 수 있으므로 지지대를 설치하여 밀림거리를 조절하는 것이 썰기형 레일클램프의 설계에 있어서 매우 중요한 부분이다. 그런데, 이러한 밀림거리는 썰기각 뿐만 아니라 초기압착력에 의해서도 바뀌게 되므로 지지대의 적정위치를 결정하기 위해서는 썰기각과 함께 초기압착력에 따른 레일클램프의 밀림거리를 분석해야한다. 따라서 본 연구에서는 초기압착단계에서와 썰기작용단계에서 썰기형 레일클램프의 각 부품에 작용하는 하중을 분석하고 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS Workbench를 사용하여 초기압착력과 썰기각에 따른 썰기형 레일클램프의 밀림거리를 분석함으로써 과부하 방지를 위한 지지대의 부착 위치를 결정하고자 한다.

2. 풍속에 따른 썰기형 레일클램프의 하중분석

2.1 컨테이너 크레인의 레일방향 풍하중

일반적으로 컨테이너 크레인은 차폐물이 거의 없는 항만에 설치되므로 설계시 풍하중은 개방된 평지, 초원, 해변 등에 적용할 수 있는 노풍도(exposure) D를 기준으로 하여 거스트 영향계수(gust factor), 고도분포계수 등을 선정하고 고도에 따른 풍압(wind pressure)을 적용하여 산출한다. 레일클램프는 컨테이너 크레인이 레일방향(z축)으로 밀리는 것을 방지하는 장치이므로 레일클램프에 작용하는 하중을 계산하기 위해 풍속(V_0)에 따른 컨테이너 크레인의 풍하중 중에서 양의 z축 방향인 레일방향 풍하중(F_z)만을 고려하였다.

컨테이너 크레인을 설계하기 위한 기준에는 KS규격에 따른 해양수산부의 크레인 설계기준과 건설교통부의 건축물 하중 기준 및 영국의 크레인 설계기준 등이 있으며, 이 중 영국의 크레인 설계기준이 가장 가혹한 조건이므로 본 연구에서는 BS 2573(1983)규격으로 풍하중을 계산하였다. BS 2573을 따를 때, 바람에 의해 컨테이너 크레인에 발생되는 레일방향 하중, F_z 는 아래 식과 같다.

$$F_z = C_{tz} \cdot q_h \cdot A_{unit} \cdot L \quad (1)$$

여기서 C_{tz} 는 z방향 풍력계수, q_h 는 고도(h)에 따른 풍압계수, A_{unit} 는 단위길이 당 부재의 수평면적, L은 부재의 길이이다. 고도(h)에 따른 풍압계수, q_h 는 아래 식과 같다.

$$q_h = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{h}{20} \right)^{0.16} V_0^2 = q_h^* V_0^2 \quad (2)$$

여기서 ρ 는 공기밀도(1.225 kg/m^3), V_0 는 풍속이며, 고도(h)가 20 m이하에서는 20 m일 때의 풍압계수를 적용하고, 20 m이상에서는 식(2)를 적용하여 풍압계수를 계산한다. Table 1과 같이 식(2)에서 풍속을 뺀 값($q_h^* = 0.5\rho(h/20)^{0.16}$)을 컨테이너 크레인의 각 부재에 적용하고 식(1)을 이용하여 계산하면, 풍속

(V_0)에 따른 50 ton급 컨테이너 크레인의 레일방향 풍하중, F_z 는 아래 식과 같이 나타낼 수 있다(HHI&C, 2000).

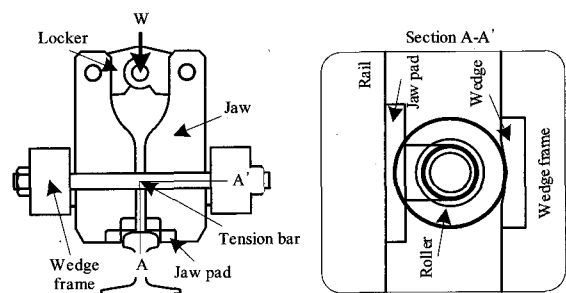
Table 1 Z-axis wind load applied to each member of the 50 tons class C/C with respect to the wind speed

Member	Height [m]		q_h^* [$\times 10^{-12} \text{ N}\cdot\text{s}^2/\text{mm}^4$]		A_{unit} [mm^2/mm]	Length [mm]	Length Factor	C_{tz}	$F_{z,unit}^*$ [$\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^2$]
	min	max	min	max					
Lower Leg	5	16	0.613	0.613	1,600	44,000	1.09	1.16	54.5
Upper Leg 1	16	24	0.613	0.631	1,200	23,100	1.04	1.51	27.1
Upper Leg 2	24	29	0.631	0.650	1,200	23,100	1.04	1.51	27.9
Upper Leg 3	29	35	0.650	0.670	1,200	23,100	1.04	1.51	28.7
Upper Leg 4	35	41	0.670	0.687	1,200	23,100	1.04	1.51	29.5
Apex Leg 1	43	53	0.692	0.716	1,500	20,400	1.05	1.73	39.1
Apex Leg 2	53	63	0.716	0.736	1,500	20,400	1.05	1.73	40.3
Latch	63	63	0.736	0.736	860	10,220	1.00	1.52	9.8
Portal Beams	20	20	0.613	0.613	1,800	57,040	1.00	1.76	110.7
Lower Diagonal	20	40	0.613	0.684	910	64,400	1.00	0.76	28.9
Upper Diagonal	42	63	0.690	0.736	910	64,600	1.00	0.76	31.8
Trolley Girder	40	40	0.684	0.684	1,800	51,810	1.00	2.18	139.1
2nd member	40	40	0.684	0.684	1,800	51,810	1.00	0.98	62.5
Boom	41	41	0.687	0.687	1,500	57,320	1.03	2.12	129.0
2nd member	41	41	0.687	0.687	1,500	57,320	1.03	1.68	102.2
Outer Forestay	63	63	0.736	0.736	300	105,400	1.00	1.87	43.5
Inner Forestay	52	52	0.714	0.714	250	67,200	1.00	1.87	22.4
Backstay	41	63	0.687	0.736	250	113,600	1.00	1.87	37.8
Mc. House	41	47	0.687	0.702	5,800	9,400	1.00	1.14	43.2
Trucks	5	5	0.613	0.613	1,200	10,000	1.00	1.14	8.4
Total	-	-	-	-	-	-	-	-	1,016.4

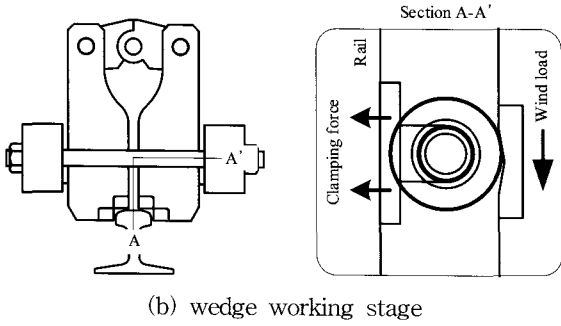
$$F_z = 1.017 \times V_0^2 \quad [\text{kN}] \quad (3)$$

2.2 썰기형 레일클램프의 각 부재에 작용하는 하중

연구를 위해 사용된 모델은 50 ton급 컨테이너 크레인용 썰기형 레일클램프로써 주요 부품은 크게 락커, 조(jaw), 조 패드, 롤러, 썰기(wedge), 썰기 프레임(wedge frame), 인장 봉(tension bar)으로 구성된다. 압착력 발휘를 위한 작동단계는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 초기압착단계와 썰기작용단계로 나눌 수 있으며, 각 부품에 작용하는 하중을 분석하기 위하여 Fig. 2에 주요부품의 자유물체도를 나타내었다.

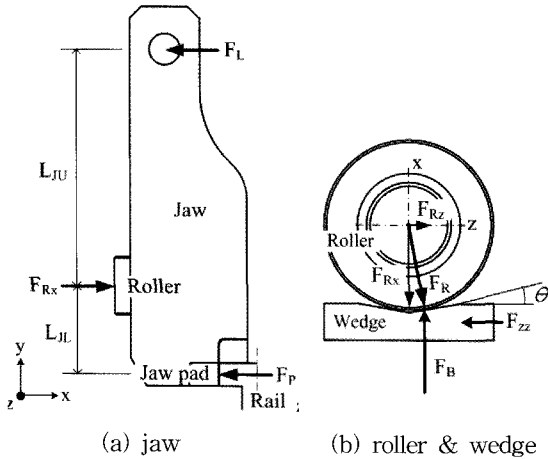


(a) initial clamping stage



(b) wedge working stage

Fig. 1 Operating mechanism of the wedge type rail clamp



(a) jaw

(b) roller & wedge

Fig. 2 Free body diagram for main part of the rail clamp

1) 초기압착단계에서 하중 조건

크레인 1기에 2대의 레일클램프가 장착되고, 각각의 레일클램프에는 2개의 조 패드가 레일의 양측면을 압착하게 되므로 초기압착단계에서 하나의 조 패드가 부담해야 될 마찰력($F_{FP,i}$)은 초기 설정된 기준풍속($V_{0,i}$)에 의한 전체 레일방향 초기풍하중($F_{z,i}$)의 1/4이 된다. 따라서 조 패드의 초기압착력($F_{P,i}$)은 아래 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{P,i} = \frac{F_{z,i}}{4\mu_P} \quad (4)$$

Fig. 3의 (a)에 나타낸 바와 같이 조 패드에 초기압착력 발휘를 위한 압착력이 작용되면, 라커와 롤러에 의해 지지되면서 지렛대원리로 조가 휘어지면서 롤러의 x방향 하중($F_{Rx,i}$)을 발생시킨다.

$$F_{Rx,i} = \left(1 + \frac{L_{JL}}{L_{JU}}\right) F_{P,i} \quad (5)$$

여기서 L_{JU} 는 조의 상단부 길이, L_{JL} 은 조의 하단부 길이이다. 그리고 Fig. 3의 (b)에 나타낸 바와 같이 롤러의 x방향 하중($F_{Rx,i}$)은 롤러와 췌기의 접촉면에 수직하게 작용하는 롤러 하중($F_{R,i}$)을 발생시키고, 이 롤러하중은 인장봉의 인장력

($F_{B,i}$)과 롤러의 z방향 하중($F_{Rz,i}$)을 발생시키게 된다.

$$F_{R,i} = \frac{F_{Rx,i}}{\cos\theta} \quad (6)$$

$$F_{B,i} = F_{R,i} \quad (7)$$

$$F_{Rz,i} = F_{R,i} \tan\theta \quad (8)$$

여기서 θ 는 췌기각을 나타낸다.

2) 췌기작용단계에서 하중 조건

초기압착력에 의해서 각 부품에 초기하중이 작용하고 있는 상태에서 한 개의 췌기에 작용되는 풍하중(F_{zz})에 의한 인장봉의 인장력(F_B)이 초기압착력에 의한 인장력($F_{B,i}$)보다 작을 때는 췌기작용이 일어나지 않으므로 하중의 변화가 없다가 풍하중에 의한 인장력이 커지게 되면 췌기가 밀리면서 롤러를 굴러 췌기작용이 발휘된다. 이 때 췌기에 의해 인장봉의 인장력(F_B)은 풍하중의 증가에 따라 증가하게 되고, 롤러에 작용하는 수직하중(F_R)을 증가시키게 된다.

$$F_B = \frac{F_{zz}}{\tan\theta} \quad (9)$$

$$F_R = \frac{F_B}{\cos\theta} = \frac{F_{zz}}{\sin\theta} \quad (10)$$

이러한 롤러의 하중(F_R)이 조에 작용되어 조 패드에 압착력(F_P)을 증가시키게 된다. 따라서 식(5), (6), (9)를 이용하면, 풍하중 증가에 따른 조 패드의 압착력, F_P 는 다음과 같다.

$$F_P = \frac{L_{JU}}{L_{JU} + L_{JL}} \frac{F_{zz}}{\tan\theta} \quad (11)$$

3) 조 패드의 마찰력

췌기작용에 의한 조 패드의 압착력(F_P)은 조 패드와 레일사이의 마찰력(F_{FP})을 발생시켜 컨테이너 크레인이 레일방향으로 밀리는 것을 방지하게 되는데, 식(11)에서와 같이 이러한 마찰력은 풍하중에 의해서 결정되므로 아래 식과 같이 풍하중에 대한 함수가 된다.

$$F_{FP} = \mu_P F_P = \frac{L_{JU}}{L_{JU} + L_{JL}} \frac{\mu_P}{\tan\theta} F_{zz} \quad (12)$$

여기서 μ_P 는 조 패드와 레일사이의 건마찰조건에서의 마찰계수이다. 식(12)를 살펴보면, 조 패드와 레일사이의 마찰력은 조의 전체 길이($L_{JU} + L_{JL}$)에 대한 상단부의 길이(L_{JU})의 비와 조 패드와 레일사이의 마찰계수(μ_P)가 결정되면, 췌기각

(θ)에 대한 함수가 됨을 알 수 있다.

대풍 ‘매미’이후 개정된 ‘항만시설장비검사기준(해양수산부, 2005)’에 따르면 작업 시 설계기준풍속은 20 m/s에서 40 m/s로 강화되었으므로 식(3)에 대입하면 50 ton급 컨테이너 크레인의 레일방향 풍하중(F_z)은 1,627.5 kN이므로 조 패드 한 개에 담당해야할 풍하중(F_{zz})은 406.6 kN이 된다. 부산항의 경우 평상시에도 5~10 m/s의 풍속이 나타나므로 초기압착력 발휘를 위한 기준풍속($V_{0,i}$)을 10 m/s로 설정하였다. 본 연구에서 사용된 모델의 경우 조의 상단부 길이(L_{JU})가 303.5 mm, 조의 하단부 길이(L_{JL})가 101.5 mm이므로 $L_{JU} = 3L_{JL}$ 이 되고 금속대 금속의 건마찰 조건으로부터 $\mu_p = 0.5$ 가 되므로, 풍속변화에 따라 조 패드 한 개가 부담해야하는 풍하중(F_{zz})과 2, 4, 6, 8, 10°의 췘기각(θ)일 때 조 패드의 마찰력(F_{fp})은 Fig. 3과 같다.

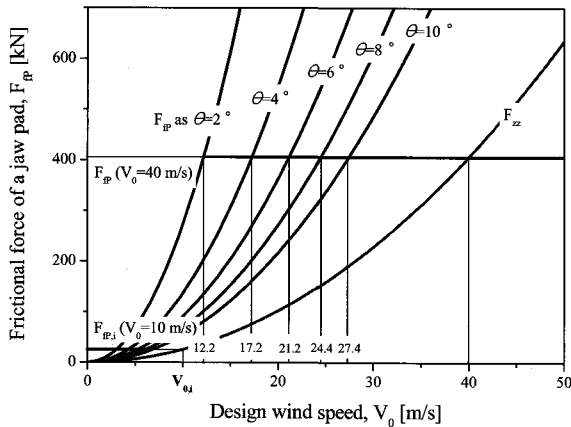


Fig. 3 Wind load and friction force of a jaw pad with respect to the wind speed and the wedge angle

Fig. 3을 살펴보면, 췘기각이 조가 미끄러지지 않을 임계 췘기각인 20.54°라면(Lee *et al.*, 2006), 풍속에 따른 풍하중과 마찰력의 곡선은 일치하게 될 것이다. 그러나 조가 전도되지 않을 조건으로부터 췘기각은 10.9°를 넘지 않도록 설정되므로, 임의의 풍속에서 조 패드의 마찰력은 췘기 한 개에 작용하는 풍하중보다 항상 크다는 것을 알 수 있다. 이것은 췘기각이 2°일 때 풍속이 12.2 m/s, 4°일 때 17.2 m/s, 6°일 때 21.2 m/s, 8°일 때 24.4 m/s, 10°일 때 27.4 m/s가 되면 풍속이 40 m/s일 때 풍하중에 해당하는 조 패드와 레일사이의 마찰력이 발생하게 된다는 것을 의미한다. 즉, 췘기작용을 제지하지 않으면, 풍속이 증가함에 따라 롤러가 췘기의 경사면을 계속해서 구르게 되어 각 부품에 설계기준 보다 큰 과하중이 작용하게 되므로 구조적으로 매우 불안정하게 되어 주요 부품의 파손이 유발될 수 있다. 따라서 지지대를 설치하여 Fig. 4에 나타난 바와 같이 조 패드의 마찰력이 더 이상 증가하지 않고 일정하게 유지될 수 있도록 해야 한다. 그런데 풍하중(F_{zz})에 의한 조 패드의 마찰력(F_{fp})이 초기압착력 발휘를 위해 설정된 10 m/s

의 기준풍속($V_{0,i}$)을 만족하는 초기압착력에 의한 마찰력($F_{fp,i}$)보다 작을 때는 췘기작용이 일어나지 않으므로 밀림거리가 발생하지 않게 된다. Fig. 4에 나타난 췘기작용이 시작될 때의 풍속은 식(3)과 (12)로부터 췘기각이 2°일 때 3.05 m/s, 4°일 때 4.32 m/s, 6°일 때 5.29 m/s, 8°일 때 6.12 m/s, 10°일 때 6.86 m/s임을 알 수 있다. 따라서 이를 고려하여 췘기각에 따른 레일클램프의 밀림거리를 산출하고 지지대의 적정위치를 설정하여야 한다.

3. 초기압착력과 밀림거리사이의 관계

3.1 췘기각과 밀림거리사이의 관계

췘기작용단계에서 췘기각과 밀림거리사이의 관계를 살펴보기 위하여 롤러와 췘기에 작용하는 하중과 롤러의 이동 변위를 Fig. 4에 나타내었다. 설계기준풍속에 해당하는 조 패드의 압착력을 발휘하기 위한 롤러의 밀림거리(D_S)는 아래 식과 같이 롤러의 중심에서 레일클램프의 주요부의 총변형량(δ_{TR})과 췘기각(θ)에 의해서 결정된다.

$$D_S = \delta_{TR} \cot \theta \quad (13)$$

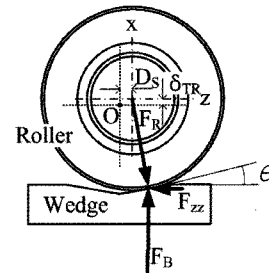


Fig. 4 Total x-directional deformation and sliding distance

이 때 x방향 총 변위, δ_{TR} 은 롤러의 중심을 기준으로 주요 부품의 합으로서 조, 조 패드, 라커의 변위는 양(+의 값)을, 롤러, 췘기, 췘기 프레임, 인장 봉의 변위는 음(-의 값)을 가지므로 아래 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_{TR} = \left\{ \delta_{JR} + \frac{(L_{JU}\delta_P + L_{JL}\delta_L)}{L_{JU} + L_{JL}} \right\} - \{ (\delta_R + \delta_W) \cos \theta + \delta_F + \delta_B \} \quad (14)$$

여기서 δ_{JR} 은 조에서 롤러가 부착된 부분의 x방향 변위, δ_P 는 조 패드의 x방향 변위, δ_L 은 라커의 x방향 변위, δ_R 은 롤러의 x방향 변위, δ_W 는 췘기의 x방향 변위, δ_F 는 췘기 프레임의 x방향 변위, δ_B 는 인장 봉의 x방향 변위이다.

3.2 초기압착력과 밀림거리사이의 관계

췘기작용이 시작되면 풍속이 증가함에 따라 레일클램프의 주요부에 발생하는 변형량이 증가하게 되는데, 발생하는 변형

량의 합만큼 롤러가 췌기의 경사면을 따라 구르면서 x방향(레일에 수직방향)으로 이동하게 된다. 그런데 초기압착력을 설정하게 되면 초기압착력에 의해 주요부품이 변형된 상태이므로 주요부품의 실제 총 변위(δ_{TR})는 순수 췌기작용에 의한 총 변위($\delta_{TR,w}$)에서 설정된 초기압착력에 해당하는 총 변위($\delta_{TR,i}$)만큼 뺀 값이 된다. 따라서 초기압착력을 고려하면 레일클램프의 밀림거리를 나타낸 식(13)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_S = (\delta_{TR,w} - \delta_{TR,i}) \cot \theta \quad (15)$$

췌기형 레일클램프의 밀림거리는 레일클램프의 주요 부품에 대한 강도해석을 수행하여 각 단품에 발생하는 x방향 변위를 구하고, 롤러의 중심에서의 변위 값으로 환산하여 합산함으로써 얻을 수 있다.

4. 췌기형 레일클램프의 유한요소해석

4.1 해석모델

췌기각 변화에 따른 50 ton급 컨테이너 크레인용 췌기형 레일클램프의 각 단품에 발생하는 x방향 변위를 구하기 위하여 접촉면의 요소형상 및 크기와 관계없이 조립품의 해석이 가능한 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS Workbench를 이용하여 유한요소해석을 수행하였다. 해석에 사용된 요소는 5절점 피라미드 요소를 사용하였고 발생 오차가 5% 이내로 수렴하도록 요소망의 크기를 한 번의 길이를 최대 10mm로 설정하였으며, Fig. 5에 메시된 형상을 나타내었다.

롤러 핀의 중심을 기준으로 조, 조 패드, 라커의 변위는 양(+)의 값을 가지고, 롤러, 췌기, 췌기 프레임, 인장 봉의 변위는 음(-)의 값을 가지므로 레일클램프의 7가지 주요 부품을 크게 조, 라커, 조 패드로 연결된 조 부분과 롤러, 췌기, 췌기 프레임, 인장 봉으로 이어지는 췌기 부분의 2가지 조립품으로 나눠 해석을 수행하여 롤러의 핀에 발생하는 x방향 변위를 산출하였다.

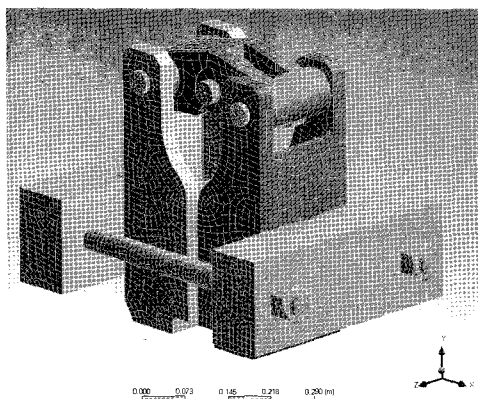


Fig. 5 Meshed shape of main part in the wedge type rail clamp for FEA

4.2 설계변수 및 하중조건

적정 췌기각에 관한 기존 연구(Lee et al., 2006)에서 최대 임계췌기각은 10.9°이므로 50 ton급 컨테이너 크레인용 췌기형 레일클램프의 췌기각(θ)에 따른 밀림거리 변화를 살펴보기 위하여 2, 4, 6, 8, 10°의 5가지 췌기각을 설계변수로 설정하였다.

Table 1 Forces applied to main part of the rail clamp with respect to the wedge angle (as $V_{0i}=10$ m/s) [kN]

Forces	Wedge angle, θ [°]				
	2	4	6	8	10
$F_P = F_z/4\mu_p$	50.8	50.8	50.8	50.8	50.8
$F_L = F_P(L_{JL}/L_{JU})$	18.8	18.8	18.8	18.8	18.8
$F_R = (F_P + F_L)/\cos\theta$	69.7	69.8	70.1	70.4	70.7
$F_{Rx} = F_R \cos\theta$	69.6	69.6	69.6	69.6	69.6
$F_{Rz} = F_R \sin\theta$	2.43	4.87	7.33	9.79	12.3

Table 2 Forces applied to main part of the rail clamp with respect to the wedge angle (as $V_0=40$ m/s) [kN]

Forces	Wedge angle, θ [°]				
	2	4	6	8	10
$F_P = F_z/4\mu_p$	813.3	813.3	813.3	813.3	813.3
$F_L = F_P(L_{JL}/L_{JU})$	301.5	301.5	301.5	301.5	301.5
$F_R = (F_P + F_L)/\cos\theta$	1,115.4	1,117.5	1,120.9	1,125.7	1,131.9
$F_{Rx} = F_R \cos\theta$	1,114.7	1,114.7	1,114.7	1,114.7	1,114.7
$F_{Rz} = F_R \sin\theta$	38.9	77.9	117.2	156.7	196.6

또한 레일클램프의 주요부품에 작용하는 하중을 계산하기 위하여 초기압착력 설정을 위한 초기설정 기준풍속($V_{0,i}$)인 10 m/s에 해당하는 풍하중을 견딜 수 있는 조 패드의 마찰력($F_{FP,i}$)과 작업 시 설계기준풍속인 40 m/s에 해당하는 풍하중을 견딜 수 있는 조 패드의 마찰력(F_{FP})을 발휘할 수 있는 하중을 식(3)~(11)을 사용하여 산출하였으며, Table 2와 Table 3에 각각의 풍속조건에서 췌기각에 따라 췌기형 레일클램프의 주요 부품에 작용하는 하중을 나타내었다.

췌기각이 변환에 따라 롤러의 z방향(레일에 접선방향) 하중 성분이 변하게 되어 롤러, 췌기, 췌기 프레임에 작용하는 하중은 변하지만, 조, 조 패드, 라커와 인장 봉에 작용하는 하중은 췌기각과는 무관하므로 일정함을 알 수 있다.

4.3 유한요소해석결과 및 고찰

해석을 수행한 후 두 가지 하중조건에서 췌기각에 따라 롤러 핀에 발생하는 x방향 총 변위를 Table 4에 나타내었다.

Table 4를 식(15)에 대입하면 초기압착력을 고려한 췌기각에 따른 주요부의 x방향 총 변위(δ_{TR})를 구할 수 있으며, 또한 레일클램프의 밀림거리(D_S)를 구할 수 있다. 주요부의 x방향

총 변위는 쐐기각이 2°일 때 1.069 mm, 4°일 때 1.064 mm, 6°일 때 1.058 mm, 8°일 때 1.065 mm, 10°일 때 1.091 mm으로 나타났으며, 쐐기각이 증가함에 따라 감소하다가 증가하였으나 변화량은 1.069 mm를 기준으로 미미하였다. 따라서 초기압착력을 고려한 쐐기형 레일클램프의 x방향 총 변위는 쐐기각에 관계없이 1.069 mm라고 두면, 초기압착력을 고려한 50 ton급 컨테이너 크레인용 쐐기형 레일클램프의 밀림거리(D_S)는 식(15)로 부터 쐐기각(θ)에 대한 코탄젠트(cotangent) 함수로 나타낼 수 있다.

Table 4 Total x-axis displacements with respect to the wedge angle [mm]

Response	Wedge angle, θ [°]				
	2	4	6	8	10
$\delta_{TR,w}$	1.139	1.135	1.128	1.136	1.164
$\delta_{TR,i}$	0.071	0.071	0.070	0.071	0.073

$$D_S = 1.069 \cot\theta \quad [\text{mm}] \quad (16)$$

이 식은 풍속증가 시 쐐기형 레일클램프에 발생하는 과부하를 방지하기 위한 지지대 위치 설정을 위한 조건에 응용된다.

5. 결 론

1. 롤러 중심에서 x방향 총 변위는 쐐기각이 2°에서 10°까지 2°간격으로 증가함에 따라 1.069, 1.064, 1.058, 1.065, 1.091 mm으로 감소하다가 증가하였으나 변화량은 1.069 mm를 기준으로 미미하였다.
2. 따라서 초기압착력을 고려한 쐐기형 레일클램프의 밀림거리(D_S)는 쐐기각(θ)에 대한 코탄젠트(cotangent) 함수로써 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_S = 1.069 \cot\theta \quad [\text{mm}]$$

사용조건에 따라 쐐기각과 초기압착력이 결정되면, 이 식을 이용하여 쐐기작용을 위한 롤러의 밀림거리를 산출하고, 더 이상 밀림이 발생하지 않도록 과부하 방지를 위한 지지대의 부착 위치를 결정할 수 있다.

3. 본 연구를 통하여 유도된 설계 식은 다양한 용량의 컨테이너 크레인용 레일클램프의 설계를 위한 기본적인 프로세스를 확립하는데 적용할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 한국과학기술부(MOST)지정 국가지정연구사업(NRL)의 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

- [1] 해양수산부(2005), 항만시설장비검사기준, [별표 4]
- [2] BS 2573(1983), "Rules for the Design of Cranes," British Standards UK
- [3] Lee, J. M., Han, D. S., Han, G. J., Jeon, Y. H.(2005), "A Study on the Wedge Angle of the Rail Clamp according to the Design Wind Speed Criteria Change", Int. J. of KINPR, Vol. 29, No. 7, pp. 641-646.
- [4] Han, G. J., Lee, S. W., and Han, D. S.(2006) "A Study on the Relationship between Clamping Angle of a Locker and Initial Clamping Force in the Wedge Type Rail Clamp for a Container Crane," Key Engineering Materials, Vols. 326-328, pp. 1649-1652.
- [5] Hanjin Heavy Industries & Construction Co., Ltd. Plant Engineering Department(2000), Structural & Mechanical Calculation for 50Ton Container Crane for Busan Port
- [6] Oh, G.(2000), "Effective Clamping Force Measuring System for Spring Clamps," J. of KSPE, Vol. 17, No. 10, pp. 95-101.

원고접수일 : 2006년 12월 28일

원고채택일 : 2007년 2월 27일