

Anti-sway용 암을 가진 겐트리 크레인의 흔들림저감 제어

Oscillation Motion Control of Gantry Crane System with Arm for Anti-Sway

김환성 · 박홍수 · 이동훈 · 박준형 · 김상봉

H. S. Kim, H. S. Park, D. H. Lee, J. H. Park and S. B. Kim

Key Words : Anti-sway Control(흔들림 방지 제어), Gantry Crane(겐트리 크레인), Velocity Pattern (속도선도)

Abstract : In practical fields, the sway of crane systems leads to extra stress to the crane structure during the transporting operation and it is in close connection with its life. Usually, when we operate the cranes with high speed and manual control, the sway motion is irreducible. In this paper, a new type of crane system is proposed to avoid the irreducible sway of the crane systems. The proposed system is composed of mechanical arm with function of anti-sway based on conventional line system. By the anti-sway arm, we can realize to prevent the sway of the container box but cannot avoid the oscillation for the overall body of the crane. So, a controller design method to solve the above stated problem must be considered. The problem is solved by adopting the velocity pattern control methods of trapezoidal and curve types and its effectiveness is proved through experimental results.

1. 서 론

항만에서 화물용 컨테이너들을 적재, 운반하는 트랜스퍼 크레인(transfer crane)의 운전에서 중요하게 고려되어야 할 점은 주어진 시간에 안전하게 많은 수의 컨테이너를 이송·적재하는 것이다. 크레인의 제어를 운전자에게 의존할 경우 컨테이너의 이송량은 숙련도에 따라 좌우되며, 항상 안전사고의 위험이 내재되어 있다. 대부분의 크레인의 경우, 플렉시블 로프를 사용하기 때문에 컨테이너는 단진자 운동을 하게 되어 흔들림에 따른 충돌 사고와 컨테이너의 추락사고 등이 발생되고 있다. 또한, 컨테이너를 운반하는 과정에서 로프에 연결된 컨테이너의 흔들림 현상은 트롤리의 정확한 위치 선정의 어려움과 더불어 작업시간의 지연을 초래한다.

크레인에 관한 대표적인 연구로서 美多¹⁾ 등은 크레인의 로프길이가 일정한 경우의 흔들림 방지를 위한 최단시간 제어법, Auerning²⁾은 로프 길이가 변하는 경우의 최단시간 제어법을 제안하였으며, Sakawa³⁾ 등은 관측기 및 최적레귤레이터 이론을 이용한 컨테이너 크레인의 흔들림 방지 제어법에 대해서, 安信⁴⁾은 퍼지 제어방식에 의한 컨테이너 크레인의 자동운전, 相良⁵⁾ 등은 모델 기준 적응 제어계에 의한 크레인의 적응 제어법 등에 대해 연구를 행해 왔다. 그러나 이러한 연구의 결과가 현장에 적용되기에는 그 안정성과 유효성이 정확하게 증명되지 못하였다.

본 논문에서는 겐트리 크레인의 컨테이너 운송도중의 컨테이너 박스의 움직임을 막기 위해 기구학적 개념을 도입한 새로운 형태의 흔들림 방지 시스템(anti-sway system)을 제안한다. 본 흔들림 방지 시스템은 기존의 로프 시스템과 마름모 형태의 기구학적인 암으로 구성된다. 제안된 흔들림 방지 장치는 화물의 흔들림을 최소화 할 수 있지만 컨테이너 이송시 메카니즘적인 관성력으로 인해 출발점과 착화점 부근에서의 컨테이너 전체의 흔들림 현상은 피할 수 없다. 이와 같은 흔들림 현상

접수일 : 1998년 5월 11일

박홍수, 박준형 : 부경대학교 대학원

김환성 : 부경대학교 해양산업개발연구소

이동훈 : 삼성중공업

김상봉 : 부경대학교 기계·자동차공학부

은 시스템 구조적인 응력을 발생시켜 그 수명에 직접적인 영향을 미친다. 따라서 이와 같은 흔들림 현상을 방지하기 위한 속도 제어 알고리즘이 요구된다. 그 제어법으로써, 본 논문에서는 사다리꼴 속도선도 제어법과 커브형 속도선도 제어법을 적용하였다. 이와 같은 제어법은 일반적으로 컨테이너의 크레인 구조물 전체에서 이송시간을 최소화하는데 널리 사용되고 있다. 본 제어법의 유효성은 실제 크레인의 1/10 크기로 제작된 모형 크레인을 이용하여 확인되었다.

2. 크레인 실험장치의 구성

2.1 크레인의 설계

본 연구에서 사용된 트랜스퍼 크레인의 기본 사양은 Table 1과 같다.

Table 1 Basic specification of transfer crane

Array scale	3 floor, 6 array
Load weight	40.6 [ton] under spreader
Working speed and motor output	21/50 [m/min] hoisting 90[kW]×2[set] 70 [m/min] trolley 10[kW]×4[set] 240 [m/min](no load) 22[kW]×8[set]
Travelling length	300 [m]
Rail span	20 [m]
Lift height	12 [m]
Crane weight	About 100 [ton]

또한 실험용 크레인을 Photo. 1과 같이 실제 크레인의 10분의 1 모형으로 제작하였고, 제작된 크레인의 스프레더와 트롤리 사이에는 운행 중 발생하는 흔들림을 최소화하기 위하여 마름모 형태의 암을 가지고 있는 형태로 흔들림 방지를 실현할 수 있다.



Photo. 1 Gantry crane system

실험에 이용된 크레인은 레일의 길이를 20[m]로 하였고, 동력으로서 AC 유도모터(주행부 : 1.5[kW] 2개, 트롤리부 : 0.75[kW] 2개, 호이스트 구동부 : 2.2[kW] 1개)를 사용하였다. 그리고 주행, 크레인, 호이스트의 위치 센서는 각각에 1회전당 300 [pulse] 엔코더를 사용하였고 흔들림 방지용 암의 흔들림을 측정하기 위하여 각속도 센서를 이용하였다.

흔들림 방지를 위해 설계된 암은 Fig. 1과 같이 마름모형태의 암으로 트롤리와 컨테이너의 중간부에 연결되어 있다. 즉, 두개의 링크로 구성되어 있어서 링크간의 각도의 조절에 의해 컨테이너의 흔들림을 제어 가능하다. 또한 이들 링크 각도를 직접적으로 제어하기 위해서는 링크와 트롤리 사이에 커다란 토크가 요구되므로 스프레더의 모서리에 와이어를 연결하여 트롤리로부터 와이어 로프를 감거나 풀므로 적은 토크로써 스프레더의 권상, 권하를 자유로이 제어 가능하다는 장점을 지니고 있다.

또한, 크레인의 제어를 행하기 위해 산업용으로 널리 이용되고 있는 PLC(LG산전, GLOFA)를 이용하여 제어기를 구성하고 알고리즘은 PLC 전용 프로그램으로 프로그래밍 하였다.

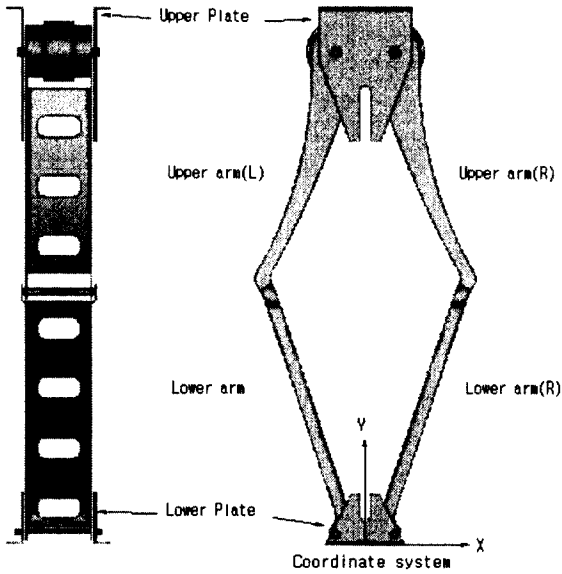


Fig. 1 Plan of the crane arm

2.2 크레인의 모델링

Fig. 2는 크레인의 등가모델을 보이고 있으며, 크레인의 등가질량을 M , 크레인의 등가점성마찰 계수를 D , 컨테이너의 질량이 m , 로프의 길이 l , 크레인의 구동력을 F , 컨테이너의 출발점으로부터 착화점까지의 거리를 L , 출발점으로부터 이동한 크레인까지의 거리를 r , 로프의 흔들림 각을 θ 라고 하여, 시스템의 모델링은 일반적인 크레인 시스템과 등가적으로 생각하여 Lagrange 운동방정식을 이용하면 다음과 같은 크레인계의 운동방정식을 얻을 수 있다.

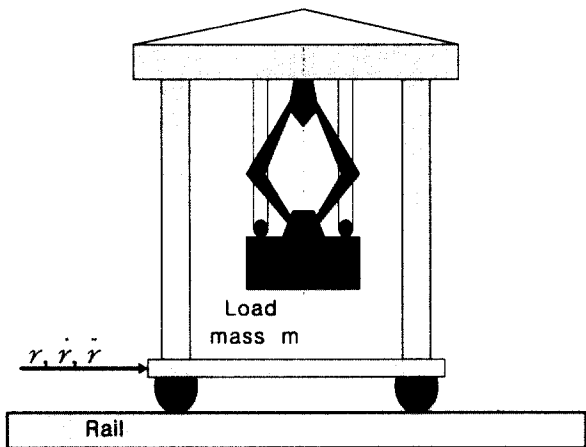


Fig. 2 Coordinate of crane system

$$(M+m)\ddot{r} - ml\ddot{\theta} \cos\theta + ml\dot{\theta}^2 \sin\theta + D\dot{r} = F \tag{1}$$

로프에 대한 마찰을 무시하여, 로프계에 대한 운

동방정식을 세우면

$$ml^2\ddot{\theta} + mgl \sin\theta = ml\dot{r} \cos\theta \tag{2}$$

로 되며, 여기서, $\theta \approx 0$ (컨테이너의 평형점)으로 하여 선형 근사화하면 ($\dot{\theta}^2 \approx 0$, $\cos\theta \approx 1$, $\sin\theta \approx \theta$ 이므로) 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{r} + D\dot{r} = -m(\ddot{r} - l\ddot{\theta}) + F = -mg\theta + F \tag{3a}$$

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l}\theta = \frac{\ddot{r}}{l} \tag{3b}$$

로프계로부터 대차에의 장력을 d 라 정의하면, 식(3a)에서 우변 제 1항이 $d = -m(\ddot{r} - l\ddot{\theta}) = -mg\theta$ 로 되어, 대차계는 $M\ddot{r} + D\dot{r} = d + F$ 로 된다. 여기서 d 를 외란으로 생각하면, \ddot{r} 에 대한 1형 + 고계인의 근사적 2형인 속도 서보계를 만들고, \ddot{r} 를 자유롭게 제어 가능하다고 가정하면, 식(3)을 각각 다음과 같이 된다.

$$\dot{r} = u_a \tag{4a}$$

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l}\theta = \frac{u_a}{l} \tag{4b}$$

로 들 수 있다. 여기서, u_a 는 새로운 입력변수이다. 식(4)을 정리하면, 식(5)과 같이 정리된다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \tag{5a}$$

$$y(t) = Cx(t) \tag{5b}$$

여기서,

$$x(t) = \begin{bmatrix} r(t) \\ \theta(t) \\ \dot{\theta}(t) \end{bmatrix}, \quad u(t) = u_a(t)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & -g/l & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 1/l \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

식(5)에 의해, 대차 및 컨테이너의 질량 M 과 m 에 의존하지 않는 일정한 제어가 가능한 것을 알 수 있다. 그러나, 모터를 이용하여 제어를 하는 경우 모터 구동력의 한계로 인하여, 큰 입력을 가하려고 하면 탈조를 일으키는 수가 발생한다. 따라서, 본 논문에서는 이 한계를 고려하여 모터의 구동력과 최대속도를 결정하였다.

3. 제어 속도 선도

본 논문에서는 크레인을 목표점까지 이동시키기 위해 여러 가지 속도선도로 제어를 행하며, 각 속도선도에 대한 암의 흔들림을 비교하여 본다.

겐트리 크레인의 속도선도 제어법에 있어서 선행되는 제약조건으로는 다음의 조건들이 요구된다.

- (1) 크레인의 구동력이 어떤 값 이하일 것. 즉 가속도가 최대허용치 a_{max} 이하이며,
- (2) 위험방지나 사고 대책을 위해 대차의 최대속도가 v_{max} 이하일 것 등이 있다.

3.1 사다리꼴 속도선도

사다리꼴 속도선도 제어는 가·감속구간에서의 제어입력은 크레인의 가속도로 주어지고, $u(t)$ 은 일정하다고 하면 이때의 식(3b)의 해는 식(6)과 같다.

$$\theta(t) = \frac{C}{g} (\cos \omega t - 1) \quad (6)$$

단, $\omega = \sqrt{g/l}$

본 시스템의 v_{max} 와 a_{max} 는 제어시 크레인 시스템에서 허용되는 범위 이내로 정하였으며, 이때 제어입력은 $u(t) = v_{max}/T_{up}$ 이 됨을 알 수 있다. 또한 가속구간 중 크레인의 이동거리는 식(7)과 같다.

$$r_{travel} = \frac{1}{2} v_{max} T_{up} = \pi v_{max} \sqrt{l/g} \quad (7)$$

위의 사다리꼴 속도선도를 실현하는 경우 크레인의 가속도는 계단형의 불연속점이 생기며, 이러한 불연속점에서는 급격한 움직임이 발생하여 크레인의 구조적 안정성에 영향을 미치게 된다.

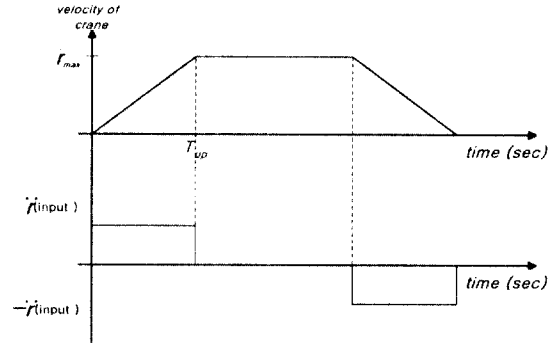


Fig. 3 Trapezoidal velocity pattern.

3.2 커브형 속도선도

커브형 속도선도는 사다리꼴 속도선도의 실현문제와 크레인의 구조적 안정성을 유지하기 위하여 가속도 패턴을 삼각형으로 수정할 때 얻어지는 속도선도를 말한다. 따라서, 본 연구에서는 이러한 급격한 불연속점을 완화 시키고져 다음의 커브형 속도선도를 제안하기로 한다. v_{max} 는 사다리꼴 속도선도와 같은 값을 가지지만 a_{max} 는 2배가 되며, 크기는 사다리꼴 속도선도와 같이 동일한 시간내에 동일한 거리를 이동할 수 있도록 정하도록 하였다. 제어입력 $u(t)$ 은 식(8)과 같다. 가속구간 중 크레인의 이동거리는 식(7)과 동일하게 표현한다.

$$u(t) = a_{max}/(T_{up} t) \quad (8)$$

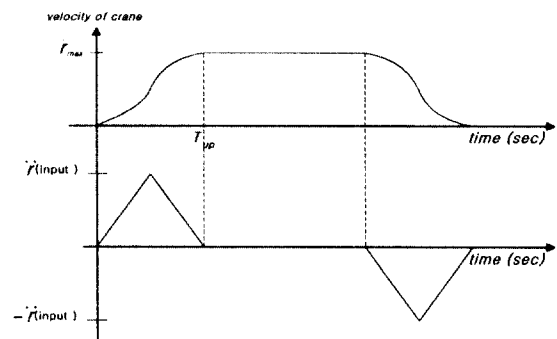


Fig. 4 Curved velocity pattern

3.3 속도선도 제어를 위한 속도 제어계 설계

속도선도 제어를 행하기 위해서는 크레인의 위치와 속도를 동시에 제어해야 하며, 간단한 PID 제어계를 이용하기로 한다. 이때의 블록선도는 Fig. 5와 같다.

제어알고리즘을 향상시키기 위해서 2가지의 조정이 필요하다. 첫째는 상당히 큰 적분상수에 의해서 시간 경과후의 큰 오차를 일으키는 불안정성을

막기 위해 적분항의 크기를 적당한 값으로 고정하는 것이고, 둘째는 시스템의 안정성을 높이기 위해 오차의 부호가 바뀔 때 적분항을 제거하는 것이다.

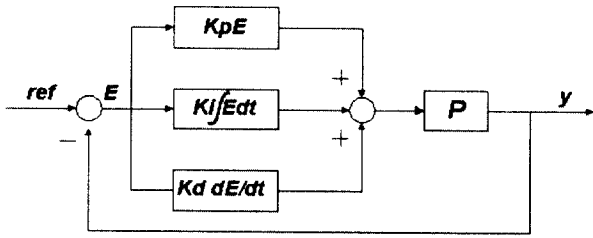


Fig. 5 A basic block diagram of PID controller

4. 실험결과

제어거리를 10[m], 크레인의 최대속도 v_m 은 1.25[m/s], 최대 가속도 a_m 은 사다리꼴 속도선도 제어시 0.5 [m/s²] 커브형 속도선도 제어시 1.0 [m/s²], 암의 길이는 각각 1.5[m], 2.0[m], 2.5[m]으로 실험을 행하였다. 진자의 길이를 2[m]로 선택하였을 경우, 식(5)의 상대방정식 행렬 A, B 는 다음과 같다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -9.8/2 & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 1/2 \end{bmatrix}$$

이때 샘플링시간 50[ms]로 이산화하면, 이산화 상대방정식은 다음과 같이 된다.

$$x(k+1) = \Phi x(k) + \Gamma u(k) \quad (10)$$

여기서,

$$\Phi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0.9939 & 0.0499 \\ 0 & -0.2445 & 0.9939 \end{bmatrix}, \quad \Gamma = \begin{bmatrix} 0.0500 \\ 0.0006 \\ 0.0249 \end{bmatrix}$$

위의 모델을 이용하여 PID 게인을 다음과 같이 $K_p = 50.5$, $K_i = 0.1$, $K_d = 0.02$ 로 구하였으며, 실제 실험은 수동 제어와 사다리꼴 속도선도 및 커브형 속도선도의 3가지 경우로써 실험을 행하였다. 수동운전의 경우에는 운전거리를 10[m]으로 하고, 암의 길이는 각각 1.5[m], 2.0[m], 2.5[m]로 설정하고 운전자가 직접 운전하여 실험을 행하

였다.

실험 결과는 Fig. 6~Fig. 14와 같이 나타내며 수동 제어시에는 Fig. 6~Fig. 8에 나타난 것처럼 불규칙적인 운전으로 인하여 암에 3.0[deg]~2.5[deg]정도의 각변위가 발생하였고 사다리꼴 속도선도 제어는 Fig. 9~Fig. 11에서와 같이 가속시와 감속시에 2.5[deg]~2.0[deg]정도의 암의 각변위가 발생하는 것을 확인 할 수 있었다. 커브형 속도선도는 Fig. 12~Fig. 14에서와 같이 최대 가속도는 증가하지만 암의 각변위가 2.0[deg]~1.5[deg]로 다른 경우보다 암의 각변위가 50~30%정도 감소한 것을 볼 수 있었다. 그러나 커브형 속도선도 역시 가속도의 불연속점에서 과도한 관성력의 발생하는 것을 알 수 있었다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 이런 불연속점이 없는 속도선도나 제어법을 통하여 감소 시킬 필요성이 있다.

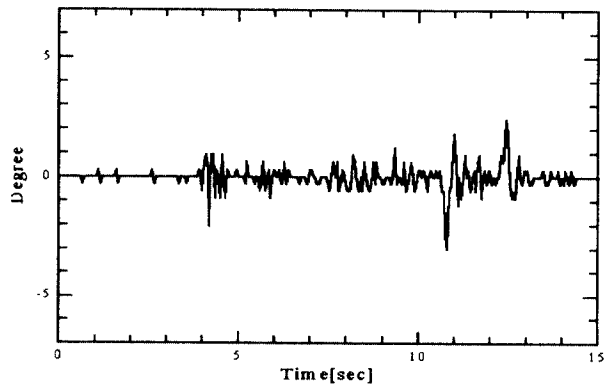


Fig. 6 Arm vibration by manual control ($l = 1.5[m]$)

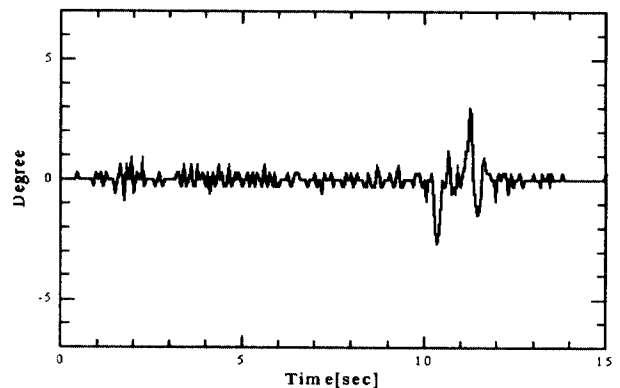


Fig. 7 Arm vibration by manual control ($l = 2.0[m]$)

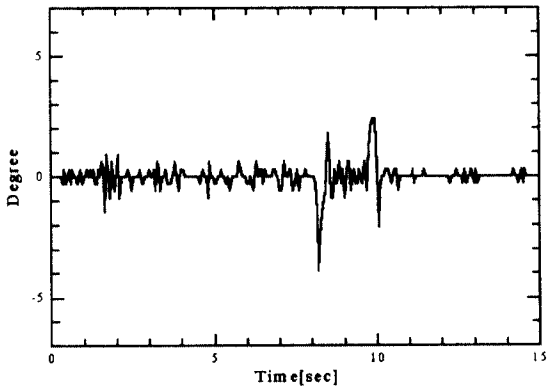


Fig. 8 Arm vibration by manual control($l=2.5[m]$)

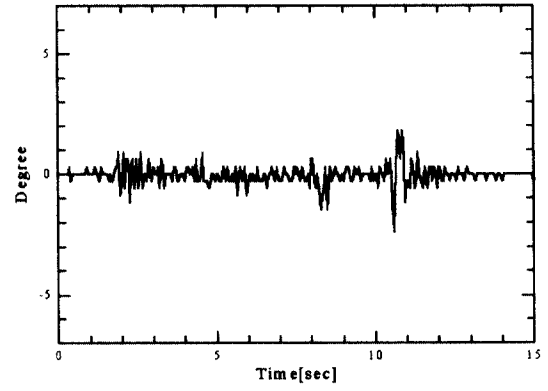


Fig. 11 Arm vibration by trapezoidal velocity pattern($l=2.5[m]$)

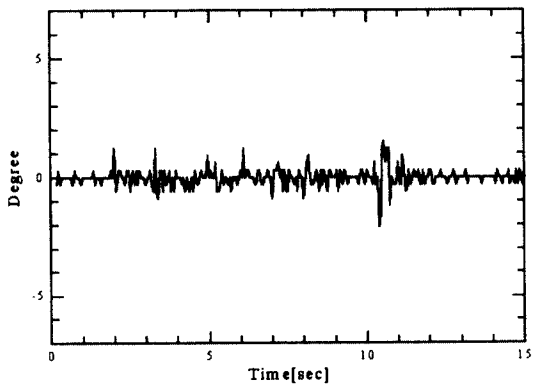


Fig. 9 Arm vibration by trapezoidal velocity pattern($l=1.5[m]$)

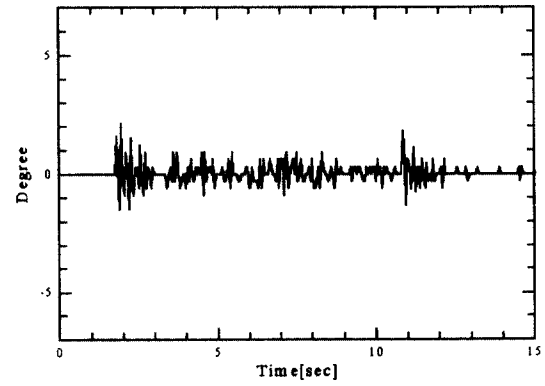


Fig. 12 Arm vibration by curved velocity pattern($l=1.5[m]$)

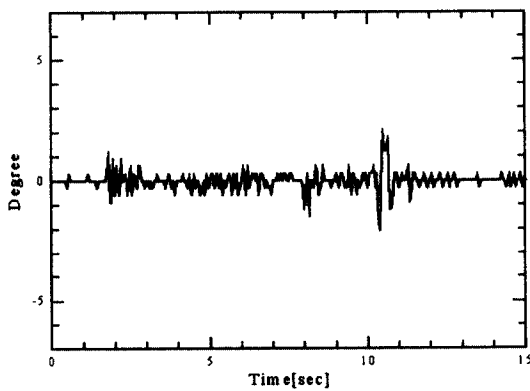


Fig. 10 Arm vibration by trapezoidal velocity pattern($l=2[m]$)

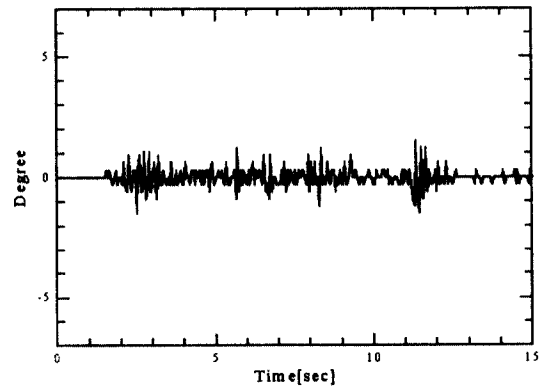


Fig. 13 Arm vibration by curved velocity pattern($l=2[m]$)

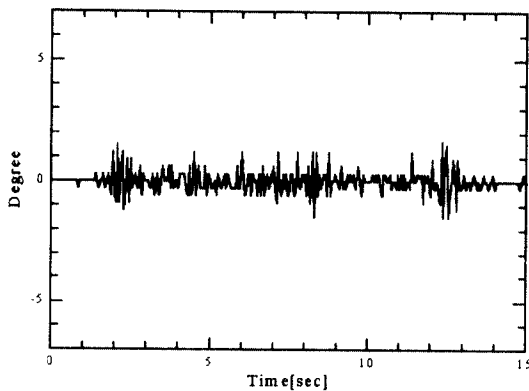


Fig. 14 Arm vibration by curved velocity pattern($l=2.5[m]$)

또한, 크레인 암에 걸리는 모멘트는 크레인의 가속도와 직접 직결되고 있으며, 기어의 백래시에 의해 가속도가 극대화 될 때 발생하는 암과 기어부분의 충격량이 큰 문제로 되고 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 특수기어를 채용하여 백래시를 감소시켜야 될 것으로 사료된다.

5. 결론

본 논문에서는 겐트리 크레인의 컨테이너 운송도중 화물의 흔들림을 막기 위해 기구학적 개념을 도입한 흔들림 방지 시스템을 제안하였다. 또한 크레인과 트롤리의 주행시 크레인 구조물에 발생하는 모멘트나 충격량을 최소화하기 위하여 사다리꼴 속도선도 제어와 커브형 속도선도 제어를 적용하였다. 이 결과 사다리꼴 속도선도는 화물의 흔들림을 수동운전시 보다 최대 15% 정도 억제할 수 있었으며, 특히 커브형 속도선도 제어법은 크레인의 흔들림 방지용 암에 발생하는 흔들림의 크기를 최대 30%정도 감소 시킬 수 있는 양호한 방법임을 보였다. 따라서, 본 논문에서 제안된 크레인 시스템이 자동 이송 시스템이나 물류시스템에 적용될 경우 경제적 측면이나 안정성 면에서 산업에 크게 기여할 것으로 기대된다.

그러나, 사다리꼴 속도선도 제어나 커브형 속도선도 제어법은 가속도의 불연속점을 가지고 있어 이 불연속점에서 과도한 관성력이 발생하는 것을 볼 수 있었다. 본 논문에서는 사다리꼴 속도선도와 커브형 속도선도에 대한 실험만을 행하였지만 보다 더 개선된 효과를 얻기 위해서는 다른 수정 보완된 속도선도의 적용과 암의 흔들림을 제어할 수 있는 새로운 제어계의 설계가 동시에 연구되어

야 할 것이다.

후 기

본 연구는 1997년 삼성중공업과의 공동연구과제에 의해 수행된 연구 결과의 일부임을 밝혀두며, 본 연구를 지원하여 주신 삼성중공업 조선플랜트 연구소에 감사드립니다.

참고문헌

1. 美多, 金井, “トロリーの最大速度に注目したクレーンの最適運轉法”, 計測自動制御學會 論文集, Vol. 15, No. 6, pp. 833~838, 1979
2. J. W. Auering and H. Thoger, “Time Optimal Control of Overhead Cranes with Hosting of Load”, Automatica, Vol. 23, No. 4, pp. 437~447, 1987
3. Y. Sakawa and Y. Shindo, “Optimal Control of Container Cranes”, Automatica, 18-3, pp. 255~266, 1982
4. 安信, “豫見Fuzzy制御方法によるコンテナクレーン自動運轉”, 日本計測自動制御學會論文集, Vol. 22, No. 10, 1991
5. 相良, 等, “クレーンの適應制御”, 日本機械學會論文集, C編, Vol. 56, No. 526, pp. 1494~1498, 1990
6. 신민생, 이동철, 김상봉, “컨테이너 크레인의 자동화에 관한 기초연구”, 한국박용기관학회지, Vol. 18, No. 2, pp. 83~90, 1994
7. 이동철, 신민생, 김상봉, 하주식, “디지털 재설계법에 의한 크레인의 제어”, 대한기계학회논문집, Vol. 16, No. 1, pp. 41~52, 1992
8. 신민생, 이동철, 김상봉, “컨테이너 크레인의 자동화에 관한 기초연구”, 한국박용기관학회지, Vol. 18, No. 2, pp. 83~90, 1994
9. 홍금식, 손성철, 이만형, “컨테이너 크레인의 흔들림 제어 : 모델링, 제어전략, 기준선도를 통한 오차 피드백 제어”, 제어·자동화·시스템공학 논문지, Vol. 3, No. 1, pp. 23~31, 1997