

리치트럭의 3단 마스트 흔들림 능동 제어 Active Vibration Control of Three-Stage Mast of Reach Truck

문현모¹ · 유광선³ · 안영철² · 마평호¹ · 이철희^{1*}

Hyeon Mo Moon, Kwang-Seon Yoo, Young-Chul Ahn, Pyeong-Ho Mah
and Chul-Hee Lee

Received: 19 Apr. 2019, Revised: 30 May 2019, Accepted: 23 Jun. 2019

Key Words : Reach Truck(리치트럭), PID Control(PID 제어), Three-stage High-mast(3단 마스트), Multi-body Dynamics(다물체 동역학), Similar Experiment(모형 모사 실험)

Abstract: The reach truck, which is mainly used in warehouses, is required to have high-mast to improve its working efficiency and space utilization. The high-mast takes advantage of more vertical space but severe vibrations are easily generated at the end of the high-mast. These vibrations may cause a collision or misplacement of loading location at work. In this study, the vibration characteristics of a three-stage high-mast of a reach truck are analyzed, and an active vibration controller verified through a similar experiment is designed to reduce this vibration. A similar experiment for reach truck mast verifies the performance of the active vibration controller. By applying an active vibration controller designed for a real reach truck, the operations of the reach truck are made more efficient through the reduction of the vibration amplitude.

1. 서 론

지게차는 화물을 움직이거나 들어 올리는데 사용되는 일종의 산업차량이다. 주로 물류창고와 같은 데 많이 이용되고 있으며, 적재와 하역 작업을 수행하여 작업 시간과 노동력을 줄일 수 있다. 지게차의 일종인 리치트럭(Reach Truck)의 전반부 구조는 크게 마스트(Mast), 포크(Fork), 캐리어(Carrier), 레일(Rail)으로 구성되어 있다. 화물은 포크에 적재되며 포크는 마스트 끝단에 부착되어 높이가 조절된다. 캐리어는 마스트 하단에 고정되어 유압 실린

더에 의해 레일을 따라 전진(Reach Out) 또는 후진(Reach In)된다.

리치트럭의 작동 속도 및 마스트의 높이가 높을수록 화물 창고의 공간 이용률은 향상되어 진다. 하지만 작동 속도가 크거나 마스트의 높이가 높을수록 마스트 끝단에서의 진동이 심해지기 때문에 작업 시 화물 간의 충돌 또는 구조물과의 충돌을 야기될 수 있다. 이러한 작업 시 발생하는 문제를 방지하기 위해 마스트의 흔들림을 예측하고, 이를 저감시킬 수 있는 기술이 필요하다¹⁻²⁾. 마스트의 진동 특성은 포크의 높이, 화물의 중량, 캐리어의 감/가속도, 마스트 간 틈새(Clearance) 등과 같은 여러 요소에 따라 달라진다.

마스트 끝단에서의 진동은 수동(Passive) 진동 제어 기술과 능동(Active) 진동 제어 기술을 통해 감소시킬 수 있다. 수동 진동 제어 기술에는 마스트의 강성을 향상시키는 방법과 캐리어의 감/가속도를 제어하는 방법 등이 있다³⁻⁵⁾. 이외에도 마스트 제어를 위한 수학적 모델 및 제어기술이 연구되고 있다⁶⁻¹⁰⁾.

기존에 연구된 제어기는 제어 로직이 복잡하고

* Corresponding author: chulhee@inha.ac.kr

1 Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea

2 Department of Construction Machinery Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea

3 Doosan Corporation Industrial Vehicle BG., Incheon 22502, Korea

Copyright © 2019, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

리치트럭에 적용이 어렵다는 단점이 있다. 이러한 문제점을 개선하기 위해 제어 로직이 단점을 보완하기 위해 제어 로직이 단순한 PID를 사용해 마스트 진동 제어에 대한 연구를 진행하였다.

본 연구에서는 리치트럭의 마스트와 캐리어 부분의 모형 모사 실험(Similar experiment)장비를 설계 및 제작하고 마스트의 진동 분석을 진행한다. 리치트럭의 캐리어를 움직이는 구동 시스템이 전동 시스템으로 많아 지고 있음에 따라 모형 모사 실험에서는 전동 시스템 환경을 구축하고 PID 기반의 제어를 설계 및 실험, 검증을 수행한다. 마스트 진동 제어의 결과와 제어기 검증은 제어 유무에 따라 진동의 진폭과 시간이 얼마나 감소하였가를 통해 확인한다. 또한 현재 연구 대상의 리치트럭은 유압에 의하여 캐리어가 구동되고 있다. 이에 따라 모형 모사 실험의 전동 시스템 실험에서 마스트의 이동 속도, 가속도를 실차의 구동조건을 반영하고 제어 결과를 확인하여 유압 시스템으로 구성된 리치트럭에서 마스트에 대한 진동 제어의 가능성을 확인한다.



Fig. 1 Reach truck of Doosan(BR16JW-7)

2. 실험 장비 설계 및 검증

2.1 마스트 간 연결 구조

리치트럭의 3단 마스트 구조는 유압 실린더, 베어링, 마스트, 체인 등으로 구성되어 있으며, 유압 실린더에 의해 높이가 조절되며 지지되어 있다. Fig.2 (a) 마스트 간 구조를 나타내고 있으며, 2개의 베어링으로 구성되어 있다. Fig. 2 (b)는 마스트의 회전 축을 나타내고 있으며, 틈새에 의해 2개의 베

어링 중심으로 회전하게 된다. 여기서 베어링과 각 마스트 사이에 틈새가 있어 마스트 진동에 영향을 주게 된다. 보통 틈새에는 패드(Pad)가 설치되어 간격을 줄여 진동을 감소시킨다.

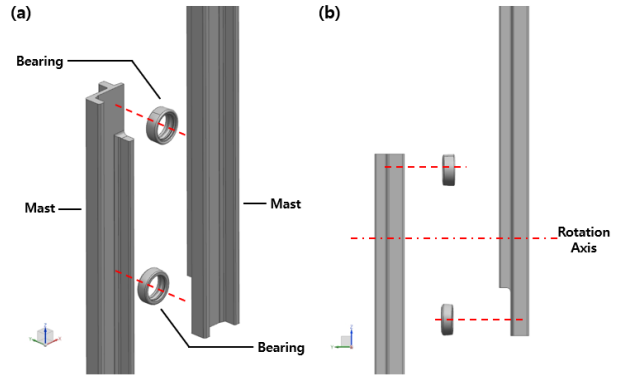


Fig. 2 Connection structure between mast of reach truck: (a) ISO View, (b) Front View

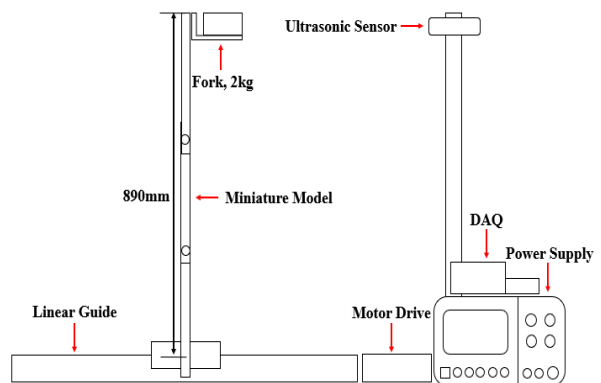
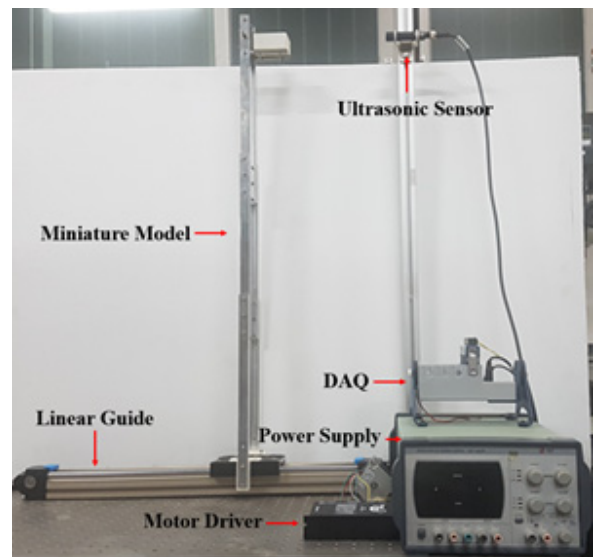


Fig. 3 Schematic of experiment setup

모형 모사 실험을 통해 마스트 사이의 틈새가 마스트 진동에 미치는 영향을 확인하기 위하여, 틈새

를 설정할 수 있도록 설계를 진행하였다. 마스트 간 연결을 베어링과 더미(dummy)로 구성하였으며, 더미와 나사의 체결에 따라 틈새 조건을 설정 할 수 있도록 설계하였다.

두산 지게차(BR16JW)를 참고하여, 3단 마스트와 1:50의 비율의 모형 모사 실험 장비를 제작하였다. 각 마스트의 길이는 350mm이며 최대 높이는 890mm이다. 틈새가 진동의 진폭, 주기에 미치는 영향과 제어가 가능한지 확인하기 위하여 축소 비율과 상관없이, 실제 리치트럭과 동일하게 틈새를 5mm로 하였다. 모형 모사 실험 장비의 하중을 낮추고, 축소된 길이 및 마스트 끝단에서의 무게에 의해서도 처짐이 발생되기 위해서 마스트의 재질은 알루미늄(Aluminum Alloy)으로 선정하였다.

마스트 끝단에서의 진동은 초음파 센서를 통하여 측정하였으며, Fig. 3는 모형 모사 실험 장비 나타낸다. 실험 장비의 마스트는 리치트럭과 동일한 구조로 캐리어 부분에 부착되어 있다.

2.3 모형 모사 실험 장비 검증

리치트럭의 캐리어 작동 속도는 Table. 1에 정리되어 있으며, 캐리어의 전진 속도와 후진 속도 조건이 다른 것을 확인할 수 있다.

Table 1 Velocity of carriage

Condition	Velocity
Reach In	200 mm/s
Reach Out	240 mm/s

캐리어의 전진 및 급정지 조건에서 리치트럭과 모형 모사 실험 장비 각각의 마스트 끝단에서 발생하는 진동을 측정하고 비교하였다. 이를 통하여 제작된 모형 모사 실험 장비가 리치트럭의 진동 특성을 반영하여 설계되었는지 검증하였다.

Fig. 4 (a)와 (b)는 각각 틈새 조건에서 캐리어가 전진 구동 중 급정지 시 발생한 모형 모사 실험 장비와 리치트럭의 진동 결과를 나타내고 있다. 여기서 마스트의 진동은 마스트의 처짐, 틈새, 차량의 흔들림 등에 의해 발생하였다. 최대 진폭과 주기에서 약간의 차이가 있으나, 진동 형상이 유사한 것을 확인할 수 있다. 따라서 모형 모사 실험 장비가 리치트럭의 마스트 구조 및 진동 특성을 반영하도록 제작된 것을 알 수 있다.

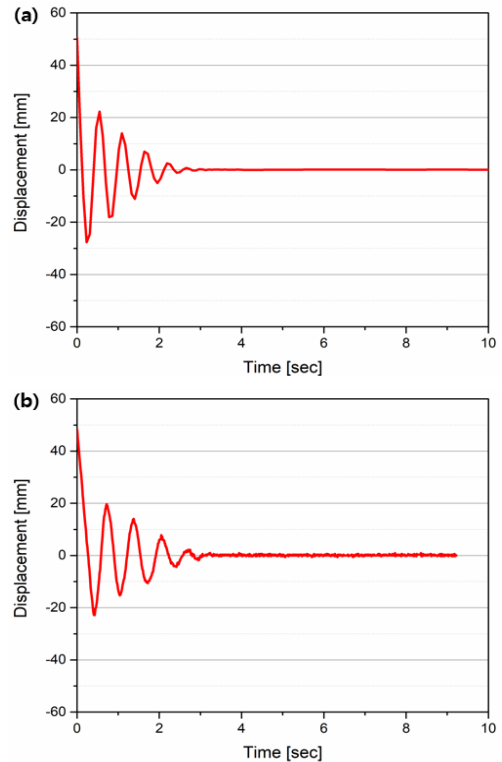


Fig. 4 Results of oscillation in reach out and clearance conditions:

(a)Experiment of Lab, (b)Experiment of actual reach truck

3. PID 제어 로직 설계

3.1 다물체 동역학 모델링 경계조건

PID제어기를 설계하는데 있어 시간이 많이 소요된다. 이러한 튜닝 시간을 단축하기 위하여 모형 모사 실험 장비에 대한 동역학 모델링을 진행하

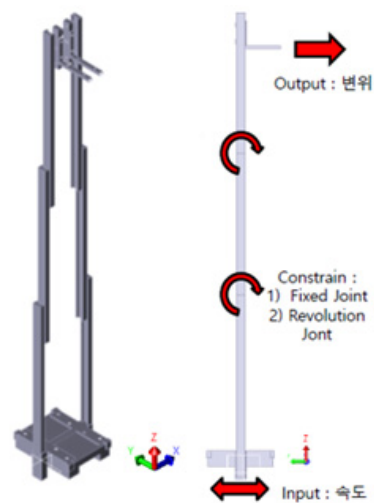


Fig. 5 Dynamic model and boundary conditions

였다. 모형 모사 실험 장비의 마스트 간 연결 구조는 동역학 모델의 마스트 간 구속 조건으로 설정하여 모델링 하였으며 Fig. 5에 나타나있다. 모든 축의 자유도를 구속한 고정 조인트(Fixed joint)와 x축 방향의 회전자유도만을 준 회전 조인트(Rolute joint)를 통해 마스트 간 틈새 여부를 설정할 수 있게 하였다.

아래 Fig. 6은 화살표 방향으로 캐리어가 움직다가 정지할 때 틈새 설정 조건에 따른 더미와 마스트의 움직임을 나타내고 있다. Fig. 6(a)는 더미와 나사를 통해 마스트 간 고정되어 틈새가 없는 조건으로 정지 시, 더미가 움직이지 않는다. Fig. 6(b)는 더미와 마스트가 고정되어 있지 않아서 캐리어가 정지 시, 더미가 움직여 틈새를 구현한다.

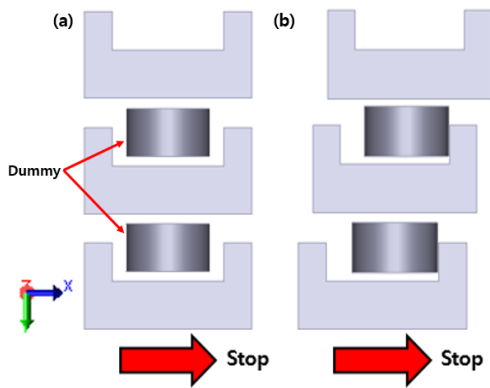


Fig. 6 Mast connection conditions :
(a)Without clearance, (b)With clearance

3.2 다물체 동역학 모델링 검증

동일한 경계 조건에서 동역학 모델링의 시뮬레이션 결과와 모형 모사 실험 장비의 진동 결과를 비교하여, 동역학 모델링을 검증하였다. 경계 조건은 캐리어가 움직이다가 감속도 $-1,000mm/s$ 으로 급정지 할 때이며, 마스트 간 틈새가 있는 조건 및 틈새가 없는 조건으로 진행하였다.

시뮬레이션 진동 결과 고정 조건에서 시뮬레이션 결과 진동의 진폭은 27mm, 주기는 0.7sec이며, 회전 조건에서의 시뮬레이션 결과 진동의 진폭은 42mm, 주기는 1.1sec이다. Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)는 각각 틈새가 없는 조건, 틈새가 있는 조건에서의 마스트 끝단의 진동 결과를 비교한 그래프이다. 모형 모사 실험 결과와 유사한 것을 확인할 수 있다.

두 진동 결과 그래프 비교를 통해 다물체 동역학 모델링이 모형 모사 실험 장치에 대하여 유사하게 진행된 것을 알 수 있다.

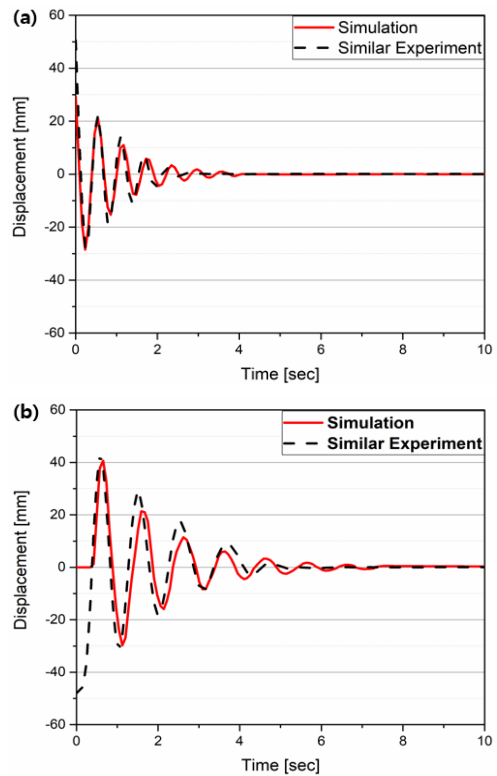


Fig. 7 Comparison graph of vibration results:
(a)Without clearance, (b)With clearance

3.3 제어기 설계

다물체 동역학 모델과 Simulink의 Co-simulation 기능을 통하여 PID제어 블록선도를 설계하였다. 제어 로직은 Fig. 8에서 확인할 수 있으며, Fig.8의 다물체 동역학 모델 Block의 출력 값은 다물체 동역학 모델링 끝단의 변위, 각속도이며 입력 값은 캐리어의 속도이다.

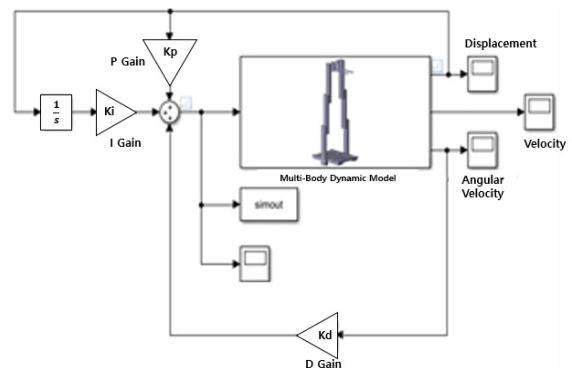


Fig. 8 PID control block diagram

모형 모사 실험장치 또한 위와 동일한 제어로직으로 구성하였으며, 아래 Fig. 9는 동일한 조건에서 시뮬레이션의 캐리어 제어 신호와 모형 모사 실험 장치의 모터 드라이버에서 나오는 캐리어 제어 신

호를 비교한 것이다. 모형 모사 실험에서 제어를 위해 필요한 속도가 빠른 경우 최대 피크에서 시뮬레이션 결과와 10%의 오차가 발생하였으나 속도가 낮은 부분에서는 일치하였다. 오차는 마찰과 같은 요소 때문인 것으로 생각되며, 이를 통해 모형 모사 실험에서 PID 제어가 이루어지는 것을 확인하였다.

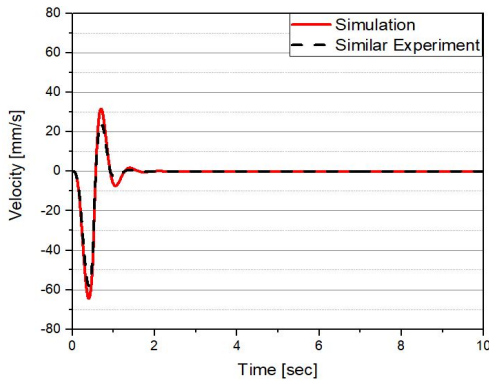


Fig. 9 Comparison graph of input signal in simulation and experiment

4. 마스트 진동 실험 및 제어 결과

일반적으로 능동 진동 제어는 응답성이 빠를수록 제어의 효과는 향상되어진다. 따라서 모형 모사 실험 장비의 진동 제어 가능성 및 성능을 분석하기 위하여 전동 모터 시스템 기반으로 진동 제어를 진행하였다. 한편, 실차의 캐리어 구동은 유압 시스템으로 이루어지기 때문에, 캐리어의 속도, 가속도 조건이 전동 모터 시스템과 다르다. 이에 따라 전동 모터 시스템의 속도, 가속도 조건을 실차의 유압 시스템에 의한 캐리어 구동 조건을 반영하여, 진동 제어 실험을 진행하였다. 이를 통해 실차의 유압 시스템에서 진동 제어의 가능성을 확인하였다.

4.1 전동 모터 시스템 실험

전동 모터의 최대 속도는 1500mm/s 이며 가속도는 400mm/s^2 으로 캐리어를 구동시켰으며, 구동 중 감속도 $-1,000\text{mm/s}^2$ 으로 급정지 시 마스트 끝단에서 발생하는 진동을 측정하였다. Fig. 9(a)와 (b)는 각각 마스트 간 틈새가 없는 조건과 있는 조건에서의 실험 결과이다.

틈새가 없는 조건인 Fig. 9(a)의 경우, 초기 진폭을 제외하고 87% 감소하였으며, 진동 시간은 55% 감소하였다. 틈새가 있는 조건인 Fig. 9(b)의 경우,

초기 진폭을 제외하고 50% 감소하였으며, 진동 시간은 42% 감소하였다. 이를 통해 마스트 간 틈새는 제어의 성능을 저하시키는 것을 확인할 수 있으나, 동일한 제어를 사용하여도 효과적으로 제어가 가능한 것을 확인할 수 있다.

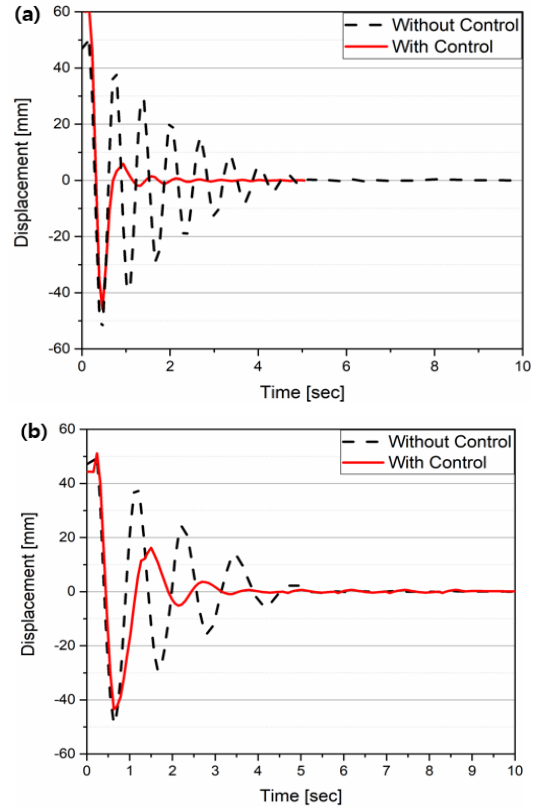


Fig. 10 Comparison graph of vibration control results in electric system:

(a)Without clearance, (b)With clearance

4.2 실차의 유압 시스템 구동 조건 실험

실차의 유압 시스템에서 캐리어 구동 조건을 반영하여 모터의 최대 속도 및 가속도를 각각 240mm/s , 400mm/s^2 로 제한하였다. 그 외 실험의 경계 조건은 동일하게 하였으며, 제어 결과는 Fig. 10에 나타나 있다. Fig. 10(a)와 (b)는 각각 마스트 간 틈새가 없는 조건 및 틈새가 있는 조건에서의 진동 제어 결과이다.

틈새가 없는 조건인 Fig. 10(a)의 경우, 진폭은 60% 감소하였으며, 진동 시간은 40% 감소하였다. 틈새가 있는 조건인 Fig. 10(b)은 진폭이 67% 감소하였고 진동 시간은 57% 감소하였다. 이를 통하여 실차의 유압 시스템에서도 능동 제어를 통해 마스트 끝 단의 진동을 제어할 수 있을 것으로 판단된다.

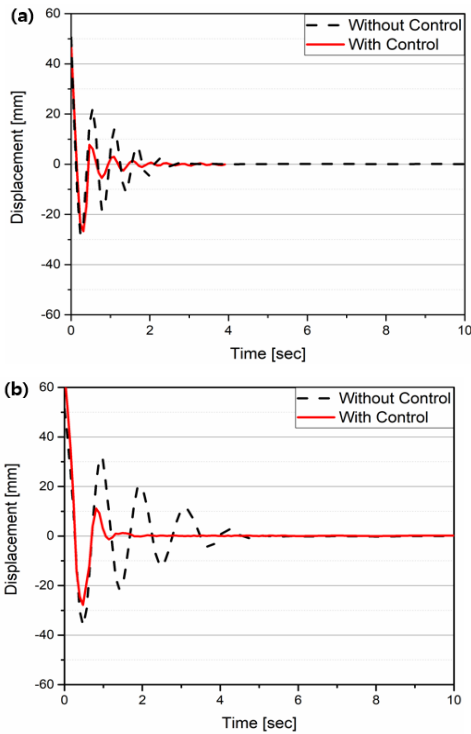


Fig. 11 Comparison graph of vibration control results in hydraulic system:
 (a)Without clearance, (b)With clearance

4.3 각 시스템에서의 진동 실험 결과 비교

전동 모터 시스템에서의 캐리어 이동속도가 실차 유압 시스템에서의 이동속도보다 빠르기 때문에 전동 모터 시스템에서 캐리어가 정지 시 마스트 끝단에서 관성력이 더 크게 발생한다. 따라서 전동 모터 시스템에서 최대 진폭이 53mm로 실차의 유압 시스템 조건 실험의 최대 진폭 30mm보다 큰 것을 확인 할 수 있다. 각 구동 조건의 실험 모두 틱새에 의하여 진동의 진폭과 주기가 증가하는 결과를 얻었으며, 이를 통해 마스트의 틱새가 진동의 진폭과 주기에 영향을 준다는 것을 알 수 있다.

틱새가 없는 조건에서는 전동 모터 조건 실험에서의 진폭 감소율이 실차의 유압시스템 구동 조건 실험보다 27% 높은 결과를 얻을 수 있었다. 이는 전동 모터 시스템의 가속도와 속도가 실차 구동 조건에서 보다 더 크기 때문에 진동 제어 신호에 대한 응답이 우수하여 얻은 결과로 분석된다. 한편 틱새가 있는 조건에서는 실차의 유압시스템 구동 조건 실험에서의 진폭 감소율이 17% 높은 것을 확인 할 수 있다. 이는 틱새로 인해 진동의 주기가 커짐으로써, 낮은 가속도 조건에서도 진동 제어 신호에 대한 응답이 가능하게 되었기 때문인 것으로 분석되어진다.

5. 결 론

이 연구의 목적은 리치트릭 마스트의 진동 원인과 영향을 분석하고 마스트 끝 단에서의 진동을 제어하는 것이다. 이를 위하여 모형 모사 실험 장비를 제작하였다. 이 후, 다물체 동역학 해석 소프트웨어를 통해 모형 모사 실험 장비에 대한 다물체 동역학 모델링을 진행하여 PID제어를 사용하여 마스트의 진동을 제어할 수 있는지 확인하였다. 또한 Simulink와 연동하여 제어 로직을 설계 및 튜닝을 수행하여 실험 시간을 단축시켰다. 이렇게 설계된 능동 진동 제어기의 성능은 모형 모사 실험을 통해 검증하였다.

마스트 연결 간 틱새는 진동의 진폭과 시간을 증가시키지만 틱새 유무와 관계없이 동일한 제어를 통하여 제어할 수 있는 것을 확인하였다. PID제어를 사용하여 마스트 끝 단에서의 진동을 제어하였으며. 모든 실험 조건에서 진동이 50%이상 제어되었다. 전동 모터 시스템에서 PID 제어기의 성능을 확인하였으며, 실차의 유압 시스템의 구동 조건을 고려하여 모터의 속도 및 가속도를 제한하고 진행한 실험을 진행하였다. 이를 통해 실차의 유압 시스템에 PID제어를 적용하였을 때, 마스트의 진동 제어 가능성을 확인하였다.

전동 모터 시스템에서는 틱새가 있을 경우보다 없는 경우에서 제어 결과가 더 우수하며, 실차의 유압시스템 구동 조건 실험에서는 이와 반대의 실험 결과를 얻을 수 있었다.

2가지 조건의 실험에서의 모형 모사 실험에서 능동 제어를 진동의 진폭, 시간이 감소되는 것을 알 수 있으며, 동일한 제어 로직을 사용하여 마스트의 진동을 제어할 수 있는 것을 확인하였다.

마스트 진동에 대한 능동 제어를 사용함으로써, 마스트의 형상이나 재질의 변경과 같은 수동적 제어를 사용하지 않고, 지게차의 작업 효율을 증가시킬 수 있을 것으로 기대되며 마스트의 길이 또한 증가시킬 수 있을 것이다. 이는 생산 공정의 수정의 추가 비용 없이 지게차의 작업 효율의 향상을 가져올 수 있다.

후 기

이 성과는 (주)두산 산업차량의 지원을 받아 수행되었으며, 또한 건설기계 R&D 전문인력양성사업

의 지원을 받아 연구가 수행되었음.

References

- 1) V. Šetka, R. Čečil and M. Schlegel, “Triple Inverted Pendulum System Implementation Using a New ARM/FPGA Control Platform”, Proceedings of 2017 18th International Carpathian Control Conference (ICCC), 2017.
- 2) M. L. Tran, “Rigid-Body Modelling of Forklift Masts and Mast Sway Simulations”, Master Thesis, Linköping University, 2016.
- 3) Y. Matsuzaki, T. Ikeda and C. Boller, “New technological development of passive and active vibration control: analysis and test”, Smart Materials and Structures, Vol.14, No.2, pp.343-348, 2005.
- 4) M. Staudecker, K. Schlacher and R. Hansl, “Passivity Based Control and Time Optimal Trajectory Planning of a Single Mast Stacker Crane”, IFAC Proceedings Volumes, Vol.41, No.2, pp.875-880, 2008.
- 5) S. Mohammadi, S. Hatam and A. Khodayari, “Modeling of a hybrid semi-active/passive vibration control technique”, Journal of Vibration and Control, Vol.21, No.1, pp.21-28, 2015.
- 6) A. Jnifene, “Active vibration control of flexible structures using delayed position feedback”, Systems & Control Letters, Vol.56, No.3, pp.215-222, 2007.
- 7) N. Zimmert and O. Sawodny, “Active damping control for bending oscillations of a forklift mast using flatness based techniques”, Proceedings of the 2010 American Control Conference, 2010.
- 8) M. Zeitz, “Differential Flatness: A Useful Method also for Linear SISO Systems”, Automatisierungstechnik, Vol.58, No.1, pp.5-13, 2010.
- 9) Y. Sakawa and Z. H. Luo, “Modeling and control of coupled bending and torsional vibrations of flexible beams”, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.34, No.9, pp.970-977, 1989.
- 10) D. Oetinger, K. L. Knierim and O. Sawodny, “Parameter identification and controller design for high-rack feeder systems and fork lifts”, Proceedings of 2016 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering (CASE), 2016.
- 11) K. H. Ang, G. Chong and Y. Li, “PID control system analysis, design, and technology”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.13, No.4, pp.559-576, 2005.
- 12) D. Bista, "Understanding and Design of an Arduino-based PID Controller", Master Thesis, Virginia Commonwealth University, 2016.
- 13) T. W. Ha et al., "Position Control of an Electro-Hydrostatic Rotary Actuator using Adaptive PID Control", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.37-44, 2017.
- 14) S. H. Park, E. I. Jeong and D. G. Shin, "Identification of the Relationship Between the Discrete TDCIM and the Discrete PID Controller", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.23-28, 2017.