

트럭 캡 틸팅 시스템의 동적 거동 특성에 관한 연구

정상원*(창원대학교 대학원 기계공학과), 김수태(창원대학교 기계공학과), 김진한(창원대학교 대학원 기계공학과), 김규탁(창원대학교 전기공학과), 이호길(동진정공(주))

A Study on the Dynamic Behavior Characteristics of the Truck Cab Tilting System

S. W. Jung(Mech. Eng. Dept., CNU), S. T. Kim(Mech. Eng. Dept., CNU), J. H. Kim(Mech. Eng. Dept., CNU), G. T. Kim(Elec. Eng. Dept., CNU), H. G. Lee(Dongjin Electric&Precision. Ltd)

ABSTRACT

Currently, the marketable truck has the cab tilting system which highly absorb the vibrations and impacts of cab. The cab tilting system is equipped with the hydraulic system for maintenance and inspection of truck. And it is very important to improve the user's feeling of driving and convenience. To have the better performance, it is important to confirm the dynamic characteristics of each parts of the system.

In this study, a mathematical model of the system was derived and the parameters in the model were identified from experimental data. The results of the simulation were compared with those of experiments. These results of the computer simulation and experiments show that the proposed analysis can be applied effectively to design the system. Our results can be utilized for the future research to improve the capability of the truck cab tilting system.

Key Words : 트럭 캡 틸팅 시스템(Truck Cab Tilting System), 차동식 유압 실린더(Bidirectional Hydraulic Actuator), 로스트 모션(Lost Motion), 서스펜션(Suspension)

1. 서론

최근 자동차 산업은 국가 기간산업으로서 선도적인 역할을 하고 있으며, 이 중 신속한 물류의 수송을 담당하는 대형 트럭의 역할 또한 경제규모가 커질수록 증대되고 있다. 아울러 사용자의 요구 조건 역시 증대되고 다양화되고 있다. 이와 같이 사용자들의 요구가 계속 고급화되어지는 추세에 따라 차량 제작사들은 차량에 각종 전자 장비 및 유압 장치를 장착하여 승차감 및 주행 안정성의 향상을 도모하고 있으며, 또 운전자의 편의성 향상을 추구하고 있다.

본 연구의 대상이 되는 트럭 캡 틸팅 시스템은 차량의 정비와 점검을 위하여 캡을 상승 및 하강시키며 편리하게 정비할 수 있는 각도로 캡을 기울이고, 주행시에는 캡으로 전달되는 주행 진동 및 충격을 최대한 흡수하여 운전자의 피로도를 낮추도록

하는 기구이다. 과거 수동식 트럭용 캡 틸팅 시스템은 경사진 곳에서는 캡의 틸팅이 어렵고, 캡의 틸팅 업-다운 및 캡의 록킹(locking)시 운전자가 불편하였으나, 전동 유압식 캡 틸팅 시스템은 간단한 버튼 조작만으로 틸팅 업-다운 및 캡의 록킹이 가능하므로 운전자의 사시 부품 점검 및 일상 점검시 편의성 향상 및 안전성을 확보할 수 있다.¹⁻²

본 연구에서는 대형 트럭에서의 핵심이 되는 전동 유압식 트럭 캡 틸팅 시스템의 동적인 거동을 실험을 통해 파악하고 트럭 캡의 틸팅 업-다운시의 수학적 모델을 제시하고 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 실험 결과와 비교함으로써 트럭 캡 틸팅 시스템의 설계시 필요한 기초자료를 확보하였다.

이를 통해 차후 트럭 캡 틸팅 시스템의 성능을 향상하기 위한 설계를 좀 더 효율적으로 수행할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 실험

2.1 트럭 캡 틸팅 시스템의 구조

트럭 캡 틸팅 시스템은 유압을 발생시키는 DC 모터 구동의 파워 유닛과 비상시에 사용하는 수동 펌프, 캡의 작동 방향을 조절하는 수동 밸브, 캡 틸팅용 액츄에이터와 차량 주행시 서스펜션의 역할을 동시에 하는 편로드 실린더 및 이중 구조의 힌지로 구성된 틸팅 브라켓으로 구성되어 있다. 이 시스템의 특징인 유압 실린더는 로스트 모션(lost motion) 구간을 가진 복동식 차동 회로의 실린더를 채택하고 있다. 이 부분은 전체 차량의 서스펜션(suspension)과 연관되어 운전자의 승차감에 직결되게 된다. 따라서 트럭 캡 틸팅 시스템의 캡 틸팅 업-다운시에 정속으로 움직이지 않는 현상이 나타나고, 상당한 소음을 수반하여 사용자에게 다소 불편한 느낌을 주는 것을 감소시키기 위해서는 서스펜션과 밀접한 관련이 있는 실린더를 원활하게 움직여야 한다. 이를 위해서는 각 단품들 간의 유압 회로 및 전기/전자 회로 상으로 충분한 해석 및 설계 능력을 보유하여야 한다. Fig. 1은 트럭 캡 틸팅 시스템의 구조를 나타낸다.³

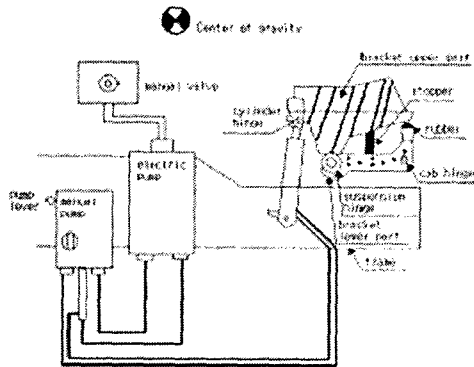


Fig. 1 Schematic diagram of the Truck Cab Tilting System

2.2 유압 회로의 구조 및 제원

유압회로는 Fig. 2와 같이 구성되며 유압회로의 작동은 펌프에서 송출되는 압유가 방향 제어 밸브를 따라 실린더의 헤드측과 로드측으로 동시에 유입되었다가 파스칼의 원리에 의해 단면적이 작은 로드측으로 유입된 유량이 다시 실린더 피스톤 헤드측으로 유입되어 실린더의 상승속도가 빨라지는 차동식 회로로 구성되어져 있다. 캡 틸팅 시스템의 액츄에이터로 사용되는 편로드 실린더는 캡을 틸팅

하지 않는 주행시에 캡으로 전달되는 주행 진동 및 충격을 흡수하는 서스펜션의 역할을 하기 위하여, 블랭크 엔드 포트(blank end port)측을 확장하여 일부의 작동유가 피스톤과 실린더 튜브 사이로 상하 이동이 가능하게 설계되어 있으므로 실린더의 블랭크 엔드 포트 근방에는 로스트 모션이 존재한다.

실린더 헤드측에 압유를 공급하고 실린더 로드측의 기름을 귀환하는 복동 회로로는 서스펜션의 역할을 위한 이러한 로스트 모션 때문에 작동 초기에 캡의 상승이 불가능하다.⁴⁻⁵

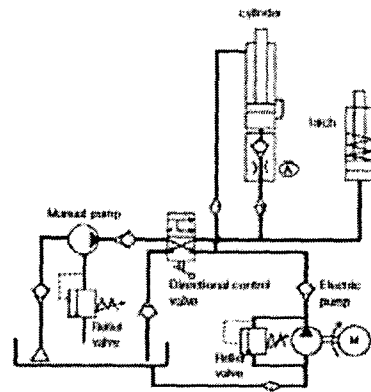


Fig. 2 Hydraulic Circuit of Truck Cab Tilting System

Table 1은 유압 회로의 각부위 제원을 나타낸다.

Table 1 Specification of the Hydraulic Circuit

Instruments	Specifications
Electric Motor	3800±300rpm, 22A
Pump	0.11 cm ³ /rev
Relief Valve	320±30 kgf/cm ²
Hydraulic Cylinder	Double Acting Single Load
Hydraulic Fluid	Tellus oil T15

2.3 실험 장치 및 방법

실제 트럭 캡 틸팅 시스템의 동적인 거동을 살펴 보기 위하여 트럭 캡 틸팅 실험 시스템을 대상으로 실험을 행하였다. 실험 항목은 트럭 캡 상승 시와 하강 시 시간에 따른 캡 틸팅 각도와 실린더의 헤드측과 로드측에 인가되는 압력을 측정하였다. Fig. 3은 캡 틸팅 각도와 실린더의 압력을 측정하기 위

한 장치이다.

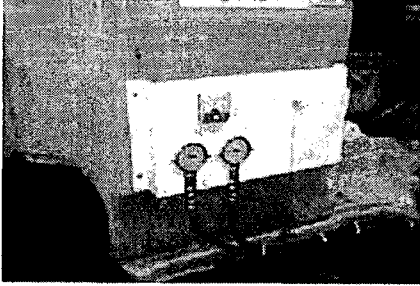


Fig. 3 Photograph of the experimental setup

실험은 트럭 캡을 상승·하강시키며 시간에 따른 각도변 화와 실린더 입구와 출구에 연결된 압력계의 압력값을 측정하였으며 오차를 줄이기 위해 총 20회 실험을 반복하였다.

3. 등가 모델 설계

3.1 동적 거동 수식화

캡 틸팅 시스템의 액추에이터인 복동식 차동회로 실린더의 좌·우 챔버에서 기름의 압축성을 고려하여 연속방정식을 적용하면, 실린더 헤드측 공급 유량 $Q_h(t)$ 와 실린더 로드측 귀환 유량 $Q_r(t)$ 는 각각 식 (1),(2)와 같다.⁶⁻⁸

$$Q_h(t) = C_{ip}(P_h(t) - P_r(t)) + C_{cp}P_h(t) + \frac{dV_h(t)}{dt} + \frac{V_h(t)}{\beta_c} \frac{dP_h(t)}{dt} \quad (1)$$

$$Q_r(t) = C_{ip}(P_h(t) - P_r(t)) - C_{cp}P_r(t) - \frac{dV_r(t)}{dt} - \frac{V_r(t)}{\beta_c} \frac{dP_r(t)}{dt} \quad (2)$$

여기서, C_{ip} 및 C_{cp} 는 각각 내부, 외부 누설 계수 [$cm^3/kgf/s$]이다. β_c 는 작동유의 체적 탄성 계수 [kgf/cm^2]이고, $P_h(t), P_r(t)$ 는 각각 유압 실린더 헤드측과 로드측의 압력 [kgf/cm^2]이며, $V_h(t), V_r(t)$ 는 각각 유압 실린더 헤드측과 로드측의 체적 [cm^3]이다. 파스칼의 법칙으로부터 차동 회로로 작동되는 유압 실린더 헤드측의 압력 $P_h(t)$ 와 유압 실린더 로드측의 압력 $P_r(t)$ 는 식 (3)과 같이 $P(t)$ 로 동일하다.

$$P(t) = P_h(t) = P_r(t) \quad (3)$$

한편, 유압 펌프로부터의 토출 유량 $Q_p(t)$, 유압 실린더 헤드측 공급 유량 $Q_h(t)$ 그리고 유압 실린더 로드측의 귀환 유량 $Q_r(t)$ 의 관계는 식 (4)와 같다.

$$Q_p(t) = Q_h(t) + Q_r(t) \quad (4)$$

유압 실린더 헤드측의 공급 유량 $Q_h(t)$ 가 식 (4)와 같이 표현되는 것은 캡 틸팅 시스템의 유압 시스템은 작동유가 채워져 있는 상태에서 작동되므로 유압 실린더 로드측으로 작동유의 흐름의 발생은 작동유의 압축성에 의하여 일부 극소량을 기대할 수 있으나, 대부분의 작동유의 흐름은 실린더 챔버내의 부피 팽창에 의하여 발생하게 되기 때문이다.

따라서 캡 틸팅 시스템에서 캡이 상승하는 경우, 실린더 로드는 우측으로 진행하며 실린더 로드측 챔버내의 작동유는 실린더 밖으로 배출되어 펌프에서 토출되는 작동유와 합류하여 다시 실린더 헤드측으로 유입되기 때문이다.

식 (1)과 식 (2)를 식 (4)에 대입하고 식 (3)의 관계를 이용하여 차동 회로에서의 유량 방정식을 구하면 식 (5)와 같다.

$$Q_p(t) = Q_h(t) - Q_r(t) = 2C_{cp}P(t) + \frac{dV_h(t)}{dt} + \frac{dV_r(t)}{dt} + \frac{V_h(t) + V_r(t)}{\beta_c} \frac{dP(t)}{dt} \quad (5)$$

유압 실린더 헤드측 체적, 로드측 체적 $V_h(t), V_r(t)$ 는 식 (6)과 같다.⁹⁻¹⁰

$$\begin{cases} V_h(t) = V_{oh} + A_h x_p(t) \\ V_r(t) = V_{or} - (A_h - A_r) x_p(t) \end{cases} \quad (6)$$

여기서, V_{oh} 과 V_{or} 는 캡이 틸팅-업되기 전의, 초기 상태에서의 각 유압 실린더 양측 챔버의 초기 용적이며, A_h 와 A_r 은 각각 유압 실린더의 피스톤 헤드측과 로드측의 유효 단면적이다. 식 (6)을 1차 미분하면 식 (7)과 같다.

$$\begin{cases} \dot{V}_h(t) = A_h \dot{x}_p(t) \\ \dot{V}_r(t) = -(A_h - A_r) \dot{x}_p(t) \end{cases} \quad (7)$$

한편, 유압 실린더의 전체 체적은 식 (8)과 같다.

$$V_t = V_h + V_r \quad (8)$$

식 (6), 식 (7)을 식 (5)에 대입하고 식 (8)의 관계를 이용하여 식 (5)를 정리하면 식 (9)와 같다.

$$Q_p(t) = 2C_{cp}P(t) + A_r \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t}{\beta_c} \frac{dP(t)}{dt} \quad (9)$$

여기서, V_t 는 실린더 전체의 체적[cm^3]이다.

식 (9)로부터 유압 실린더에 인가되는 압력을 계산할 수 있다. 캡이 상승하는 경우, 유압 시스템은 차동 회로로 작동되므로 유압 실린더로부터 출력되는 힘은 식 (9)에서 계산된 압력을 이용하여 식(10)과 같이 계산할 수 있다.

$$F = A_r \cdot P(t) \quad (10)$$

3.2 시뮬레이션 모델 설계

Fig. 4는 동적 거동 시뮬레이션을 위한 등가 모델이다. 등가 모델의 시뮬레이션을 위한 파라미터는 실제 모델의 제원을 그대로 사용하였으며 실제 모델의 실린더 헤드측 하단의 체크밸브와 오리피스 는 가변형 오리피스로 대체하였다.¹¹

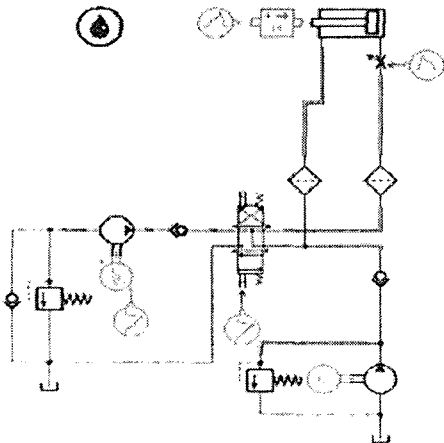


Fig. 4 Simulation Model

이는 트럭 캡 작동시 체크 밸브의 역할이 단지 유사시 자중에 의한 급강하 방지 역할만을 수행하며 단순 유로 on-off 기능만을 수행하기 때문이다. 또한 고정 오리피스로는 캡 하강 종료 직전에 발생하는 자중에 의한 캡의 급강하 현상을 구현 할 수 없으므로 이를 가변형 오리피스로 대체하였다.

4. 결과 및 고찰

등가 모델의 설계 타당성을 검토하기 위해 트럭 캡의 동적 거동시 실험 결과와 등가 모델의 시뮬레이션 결과를 제시하고 이를 비교해 보았다. 결과 비교는 동적 거동시 시간에 따른 실린더의 헤드측과 로드측의 압력의 거동을 상호 비교하여 등가 모델의 시뮬레이션 결과가 실험 결과와 유사한 경향을 나타내는지를 살펴보았다.

4.1 트럭 캡 동적 거동 실험 결과

Fig. 5는 상승 동작중의 틸팅 각도 값을 나타낸다. 실험 결과 캡은 상승 시 시간에 따라 그 변화가 거의 일정하게 변화였다.

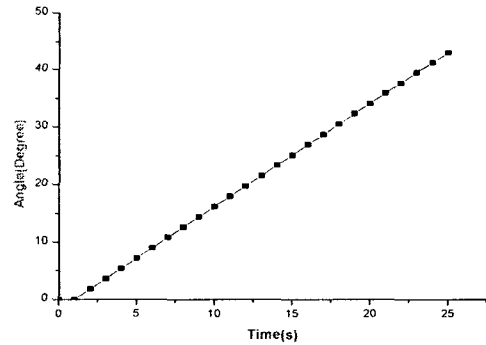


Fig. 5 Tilting angle with course of time for Tilting up motion

실험 결과 그래프를 살펴보면 상승 동작 초기 약간의 지연이 발생하는데 이는 실린더에 인가되는 압력이 실제 캡 부하를 들어 올릴 수 있는 압력에 도달하기까지 약간의 시간이 요구됨을 나타낸다. 이는 서스펜션 역할을 위해 블랭크 앤드 포트측 근방이 확보되어있기 때문이다.

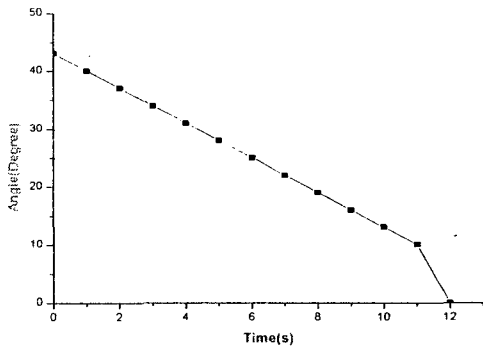


Fig. 6 Tilting angle with course of time for Tilting down motion

Fig. 6은 하강 동작중의 틸팅 각도 값을 나타낸다. 캡의 하강 동작은 거의 선형으로 일정한 각도로 이루어지다 하강 종료 점 도달 직전에 급격하게 하강을 하게 되며 이는 트럭 캡이 하강 중 확관 부위 로스트 모션 구간에 들어서면서 자중에 의해 하강하기 때문이다.

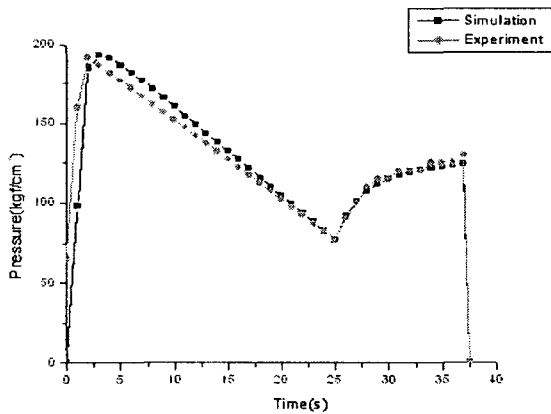


Fig. 7 Comparison of Head Pressure with course of time

Fig. 7은 트럭 캡의 틸팅 업 다운 거동시 시간에 따른 실린더 헤드측의 압력 변화의 실험 결과와 수치해석 결과를 비교한 것이다. 실린더 입구측 압력을 살펴보면 시간 0초에서 25초 사이의 구간은 트럭 캡이 상승하는 구간으로 트럭 캡이 상승할 때 실린더를 거동시키기 위해 필요한 압력인 190kgf/cm^2 까지 토출압이 상승하는데 약 4초간의 지연이 발생함을 알 수 있다. 이는 실린더의 단면

적이 확대되는 부분이 존재하기 때문이다. 최고압에 도달한 4초 이후부터 트럭 캡이 최고점에 도달하는 25초까지의 구간에서는 입구측의 압력이 거의 선형으로 감소하여 최고점에 도달하였을 때는 그 압력 값이 75kgf/cm^2 에서 상승 동작이 완료된다. 하강 동작이 시작되는 25초 이후부터 자중에 의한 캡의 급강하가 일어나는 37초 직전 구간까지는 약 12초간 그 압력이 완만한 곡선을 그리며 상승한다. 이는 실린더의 입구측에 연결된 오리피스 영향으로 관로 저항에 의해 배압이 형성되기 때문이다. 이 후 자중에 의해 캡이 급강하하는 로스트 모션 구간에서 캡이 거의 수직으로 하강해 헤드측 압력이 0kgf/cm^2 이 되면서 하강 동작이 완료된다.

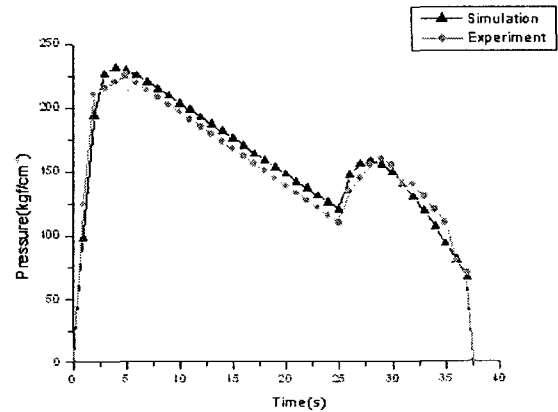


Fig. 8 Comparison of Rod Pressure with course of time

Fig. 8은 트럭 캡의 틸팅 업 다운 거동시 시간에 따른 실린더 로드측의 압력 변화의 실험 결과와 수치해석 결과를 비교한 것이다. 실린더 로드측의 압력의 경우 전체적으로 실린더 헤드측 압력보다 약 30kgf/cm^2 정도 그 압력 값이 크게 나타나는데 이는 실린더 헤드측에 설치된 오리피스의 압력 강하 현상으로 인한 것이다. 비교 결과 캡 상승시에는 실린더 헤드측 압력과 거의 유사한 경향을 보인다. 이후 하강 동작을 시작하면서 캡을 하강시키기 위해 그 값이 약 3초간 상승하다가 이후 거의 일정한 기울기로 하강한다.

Fig. 9는 캡의 상승, 하강 시 실린더의 변위를 수치 해석 한 결과를 나타낸다. 캡 상승 동작 초기 캡을 거동시키는 데 필요한 압이 생성되는 구간인 0~2초 사이에는 실린더의 변위가 나타나지 않다가 2~3초 구간에서 완만한 곡선을 그리며 캡 상승 동

작이 시작되어 이후 트럭 캡 상승 동작이 완료되는 25초 구간까지 거의 선형으로 그 값이 증가한다. 이는 트럭 캡의 거동이 일정한 속도로 일정한 각도로 상승함을 나타낸다. 이후 하강 동작이 완료되는 37초 직전까지 실린더 변위는 선형으로 감소하다가 로스트 모션이 발생하는 37초에서 자중에 의한 급강하로 하강 동작이 완료됨을 확인할 수 있다.



Fig. 9 Cylinder Displacement with cours of time

캡 틸팅 시 상승 속도는 0.0125m/s이며 로스트 모션 구간을 제외한 하강 시 속도는 0.02m/s로 거의 정속으로 안정적으로 거동한다.

5. 결론

본 연구는 대형 트럭용 전동 유압식 캡 틸팅 시스템의 동적 거동을 분석하고 설계기술의 확보를 위한 것으로 캡 틸팅·업 다운시 시간에 따른 실린더 부위의 압력 변화 및 변위를 측정하는 실험을 수행하였다. 또한 수학적 등가 모델을 구성하고 상용 프로그램을 사용하여 트럭 캡의 동적 거동을 수치해석한 결과를 실험 결과와 비교·분석하였다. 본 연구의 결론은 다음과 같다.

(1) 트럭 캡은 정속적이고 안정적으로 상승하고 하강하였으며 트럭 캡의 상승속도는 0.0125m/s이고 하강 속도는 0.02m/s이다.

(2) 트럭 캡 틸팅 시스템에 사용된 유압 실린더는 로스트 모션 구간을 가진 복동식 차동 회로의 실린더로 주행시 캡으로 전달되는 주행 진동 및 충격을 흡수하는 서스펜션의 역할을 하기 위하여, 블랭크 앤드 포트측을 확관하였으며 이로 인해 실린더의 블랭크 앤드 포트 근방에는 로스트 모션이 존재한다. 확관 부위의 존재로 인해 캡 상승 초기 실린더

가 거동을 시작하는데 약간의 시간 지연이 발생함을 확인하였고 캡 하강 동작시 자중에 의한 급강하 현상이 발생함을 확인하였다.

(3) 트럭 캡 거동시 실린더 헤드측과 로드측에는 약 30kgf/cm²의 압력차가 발생하며 이는 실린더 헤드측에 설치된 오리피스에 의한 압력 강하 현상 때문이다.

(4) 트럭 캡 틸팅 시스템의 동적 거동 연구 결과 실험과 수치 해석값의 경향이 일치함을 확인할 수 있다.

후 기

본 연구는 창원대학교 공작기계기술 연구 센터의 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

1. C. S. Oh, "A Study on the Principle Trend of Super Crago Truck", ASIA Technical Review, Vol 14, 1992.
2. G. J. Lee, "An introduction of 8x4 super cargo truck", ASIA Technical Review, Vol 18, 1993.
3. 임범수, "승차감 개선을 위한 트럭 cab 현가 장치의 최적 설계", 경북대 석사 논문, 1985
4. K. J. Waldron, "Theory of Mechanism", Peason Education Korea, 2000.
5. S. H. Park, J. G. Lee, 2001, "The Developmen of Exclusive Control Valve for Improving the Performance of Truck Cab Tilting System", Journal of the KSPE, vol.018, No.003,pp.90-98, 2001.
6. Y. K. Seo, "Fluid Power Control Engineering", Kyeongmunsa, 2001.
7. E. C. Fitch, I. T. Hong, "Hydraulic Component Design and Selection", BarDyne, 1998.
8. J. S. Lee, "Hydraulic Control System", Bomundang, 2000
9. H.R. Martin, "Control of Fluid Power", John Wiley & Sons, 1980
10. J. Watton, "Fluid Power Systems", Prentice Hall. 1989
11. 임태형, "AMESim을 이용한 유압 굴삭기용 Main Control Valve의 해석에 관한 연구". 울산대 석사 논문, 2002