creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

공학석사 학위논문

# 어큐뮬레이터 유압회로 개선에 의한 농용 프론트 로더의 요철 진동 저감 연구

# Reduction of Bump Vibration of an Agricultural Front-End Loader by an Improved Hydraulic Circuit of Accumulator

2014년 8월

서울대학교 대학원
바이오시스템·소재학부 바이오시스템공학전공
안 성 욱

# 어큐뮬레이터 유압회로 개선에 의한 농용 프론트 로더의 요철 진동 저감 연구

# Reduction of Bump Vibration of an Agricultural Front-End Loader by an Improved Hydraulic Circuit of Accumulator

안 성 욱

## 국 문 초 록

프론트 로더의 버켓에 무거운 하중을 적재하면 트랙터의 무게중심이 이동하면서 피치진동이 발생하게 된다. 이는 안전성 및 조작성에 문제를 야기할 수 있으며, 서스펜션을 이용하여 주행 안전성 및 편안함을 높이는 것이 필요하다. 선진사의 프론트 로더의 경우, 이미 붐 서스펜션 시스템이 갖추어져 판매가 되고 있으나, 국내 프론트 로더는 어큐뮬레이터를 장착하여 충격을 저감하도록 되어 있으나 선진사 대비 충격 저감 정도가

낮아 개선이 필요하다. 본 논문에서는 유압 회로 시뮬레이션과 실험적 분석을 통하여 국내 프론트 로더의 유압회로를 개선하고자 하였다. 현 국내 프론트 로더의 요철 주행 시험 결과, 어큐뮬레이터 미장착시, 붐 실린더의 압력 RMS는 29.3 bar, 버켓의 수직 가속도 RMS는 0.04 $/s$ 였으며, 어큐뮬레이터 장착 시 붐 실린더의 압력 RMS는 13.8 bar로 감소하였으나 수직 가속도 RMS는 0.13 $m/s^2$로 증가하는 모습을 보였다. 증가된 가속도를 줄이기 위하여, 유압 회로에 유량제어밸브를 추가하고 서스펜션 동작이 원활히 되도록 설계T하였다. 개선된 서스펜션 유압회로를 시뮬레이션을 이용하여 분석하였으며, 그 결과, 다양한 주파수와 진폭을 가진 사인파에 대하여 감쇠력을 보여주었고 측정된 압력 값을 이용한 회로의 민감도를 분석하여, 압력과 가속도가 개선됨을 보였다. 이를 바탕으로 제작한 개선된 서스펜션 회로는 기존과 같은 프론트 로더에 장착하여 요철 충격 시험을 하였다. 새로 개선된 서스펜션 유압회로의 미적용 시, 붐 실린더의 압력 RMS는 31.1 bar, 버켓의 수직 가속도 RMS는 0.06 $m/s^2$이었으며, 적용 시에는 붐 실린더의 압력 RMS는 16.5 bar, 버켓의 수직 가속도 RMS는 0.04 $m/s^2$으로 압력과 수직 가속도가 감소되었다. 이는 개선된 서스펜션 유압회로가 요철 진동의 감소에 효과가 있는 것으로 나타났다.

---

주요어 : 프론트 로더, 붐 서스펜션, 진동, 유압 회로, 어큐뮬레이터
학 번 : 2012-23358

# 목 차

List of Tables ····· iii
List of Figures ····· iv

1. 서론 ····· 1

2. 연구목적 ····· 3

3. 연구사 ····· 4

4. 관련 이론 ····· 7
 4.1 스프링 특성 ····· 7
 4.2 감쇠 특성 ····· 13

5. 재료 및 방법 ····· 18
 5.1 기존 프론트 로더 장착 트랙터 주행 충격 요인 실험 ····· 18
  5.1.1 실험 조건 ····· 18
  5.1.2 평가 방법 ····· 21
 5.2 시뮬레이션에 의한 프론트 로더 유압시스템 요인 해석 ····· 22
  5.2.1 단품 모델 해석 ····· 23
  5.2.2 요인해석 방법 ····· 25
 5.3 붐 서스펜션 유압회로 설계 ····· 27
 5.4 시뮬레이션에 의한 붐 서스펜션 회로 검증 ····· 29
  5.4.1 단품 모델 해석 ····· 29
  5.4.2 붐 서스펜션 회로의 검증 ····· 35
 5.5 붐 서스펜션 시스템 장착 트랙터 주행 충격 시험 ····· 40

6. 결과 및 고찰 ····· 45
6.1 기존 프론트 로더 장착 프랙터 주행 충격 실험 결과 ····· 45
6.2 시뮬레이션에 의한 유압시스템 요인 해석 결과 ····· 57
6.3 시뮬레이션에 의한 붐 서스펜션 회로 검증 결과 ····· 61
6.4 붐 서스펜션 시스템 장착 트랙터 주행 충격 시험 결과 ····· 66

7. 요약 및 결론 ····· 76

8. 참고문헌 ····· 77

Abstract ····· 78

# List of Tables

Table 1 Velocity levels and the bucket load conditions used in the study ····· 18
Table 2 Flow control valve and accumulator conditions used in the study ····· 43

# List of Figures

Fig. 1 Graph between static spring load and spring rate. ····· 13
Fig. 2 Schematic figures of the throttle (left) and the orifice (right) from Bauer's work(2011). ····· 16
Fig. 3 Feature of a diaphragm accumulator used in experiment. ····· 19
Fig. 4 Features of experimental tractor(PX1000) equipped with a front loader(KL901) and locations of pressure and acceleration sensors mounted on the tractor. ····· 20
Fig. 5 Schematic design of the bump used in experiment. ····· 20
Fig. 6 Brock diagram for collecting signals from various sensors using LabVIEW. ····· 21
Fig. 7 Parameters and setting values of the accumulator. ····· 23
Fig. 8 Simulation results of the accumulator modelling. ····· 23
Fig. 9 Parameters and setting values of the cylinder. ····· 24
Fig. 10 Parameters and setting values of the hose. ····· 25
Fig. 11 Basic circuit diagram with an accumulator. ····· 26
Fig. 12 Basic circuit diagram with an accumulator and an orifice. ··· 26
Fig. 13 Feature of the improved circuit for the boom suspension. ···· 28
Fig. 14 Performance curve of the check valve in the catalog. ····· 30
Fig. 15 Simulation model of the check valve(left) and the result of simulation (right). ····· 30
Fig. 16 Performance of the solenoid valve(SV1) in the catalog. ····· 31
Fig. 17 Simulation model of the solenoid valve(SV1, left) and the result of simulation (right). ····· 31
Fig. 18 Performance curve of the solenoid valve(SV2) in the catalog. ····· 32

Fig. 19 Simulation model of the solenoid valve(SV2, left) and the result of simulation (right). ····· 32
Fig. 20 Performance graphs of the pressure drop by flow rate(up) and the flow rate by valve turns(down). ····· 33
Fig. 21 Simulation results of the pressure drop by flow rate(up) and the flow rate by valve turns(down). ····· 36
Fig. 22 Simulation model of the pump(left) and the result of the simulation (right). ····· 35
Fig. 23 Boom suspension circuit(a) for the front-end loader using SimulationX. ····· 36
Fig. 24 Basic circuits for the front-end loader with/without the accumulator using SimulationX. ····· 37
Fig. 25 Boom suspension circuit(b) for the front-end loader using SimulationX. ····· 39
Fig. 26 Converted force as the input signal measured at experiment. ·· 40
Fig. 27 Feature of equipments mounted on the front-end loader. ····· 41
Fig. 28 Feature of accumulators equipped with shut-off valves. ····· 42
Fig. 29 Feature of the flow control screw on the flow control valve. ·· 43
Fig. 30 Modified block diagram by adding signal ports of the sensors in the LabVIEW program. ····· 44
Fig. 31 Cylinder pressure changes by the bucket weight levels when the test speed was 2 km/h. ····· 45
Fig. 32 Cylinder pressure changes by traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0, 780 kg). ····· 46
Fig. 33 RMS results of cylinder pressure by the traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0, 780 kg). ····· 47
Fig. 34 Acceleration changes of the bucket by traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0, 780 kg). ····· 48
Fig. 35 RMS results of bucket acceleration by the traveling

velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0, 780 kg). ····· 49
Fig. 36 Cylinder pressure changes with/without accumulator when the traveling velocity was 6 km/h and the bucket weight was 780 kg. ····· 50
Fig. 37 RMS results of cylinder pressure with/without the accumulator by the traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(780 kg). ····· 51
Fig. 38 RMS results of cylinder pressure with/without the accumulator by the traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0 kg). ····· 51
Fig. 39 Horizontal acceleration changes at different locations with/without the accumulator when the traveling velocity was 6 km/h and the bucket weight was 780 kg. ····· 52
Fig. 40 Heave acceleration changes at different locations with/without the accumulator when the traveling velocity was 6 km/h and the bucket weight was 780 kg. ····· 53
Fig. 41 RMS results of horizontal acceleration at different locations with/without the accumulator. ····· 54
Fig. 42 RMS results of heave acceleration at different locations with/without the accumulator. ····· 54
Fig. 43 FFT analysis of horizontal acceleration of the bucket when the accumulator connected and disconnected. ····· 56
Fig. 44 FFT analysis of heave acceleration of the bucket when the accumulator connected and disconnected. ····· 56
Fig. 45 Cylinder pressure graphs according to the accumulator volume. ····· 57
Fig. 46 Cylinder acceleration graphs according to the accumulator volume. ····· 58
Fig. 47 Cylinder displacement graphs according to the accumulator

volume. ····· 58
Fig. 48 Cylinder pressure graphs according to the orifice diameter. ···· 59
Fig. 49 Cylinder acceleration graphs according to the orifice diameter. ····· 60
Fig. 50 Cylinder displacement graphs according to the orifice diameter. ····· 60
Fig. 51 Force-stroke curve without the accumulator at 2 Hz frequency. ····· 61
Fig. 52 Force-stroke curve with the accumulator at 2 Hz frequency. ·· 62
Fig. 53 Force-stroke curve the boom suspension at 2 Hz frequency. ·· 63
Fig. 54 Force-stroke curve without the accumulator at 2, 4, 8 Hz frequency. ····· 63
Fig. 55 Force-stroke curve with the accumulator at 2, 4, 8 Hz frequency. ····· 64
Fig. 56 Force-stroke curve with the boom suspension circuit at 2, 4, 8 Hz frequency. ····· 64
Fig. 57 Characteristics of boom suspension circuit at various frequency. ····· 65
Fig. 58 Cylinder acceleration changes with various orifice diameter. ·· 66
Fig. 59 Cylinder pressure changes with various orifice diameter. ····· 66
Fig. 60 Cylinder pressure changes by the accumulator volume (1.5 L, 3 L, 4.5 L). ····· 67
Fig. 61 RMS results of cylinder pressure by the accumulator volume(1.5 L, 3 L, 4.5 L). ····· 67
Fig. 62 Heave acceleration changes of the bucket by the accumulator volume(1.5 L, 3 L, 4.5 L). ····· 68
Fig. 63 RMS results of heave acceleration changes of the bucket by the accumulator volume(1.5 L, 3 L, 4.5 L). ····· 68
Fig. 64 Cylinder pressure changes by the flow control valve and the

suspension off. ····· 69
Fig. 65 RMS results of cylinder pressure by the flow control valve and the suspension off. ····· 70
Fig. 66 Acceleration changes(left) and RMS results of acceleration (right) at the bucket and the seat by the flow control valve and the suspension off. ····· 71
Fig. 67 FFT analysis of the horizontal acceleration at the bucket. ··· 72
Fig. 68 FFT analysis of the heave acceleration at the bucket. ····· 72
Fig. 69 Comparison of RMS results of cylinder pressure in the standard circuit and the suspension circuit. ····· 73
Fig. 70 Comparison of RMS results of horizontal & heave pressure at the bucket in the standard circuit and the suspension circuit. ····· 74
Fig. 71 Comparison of RMS results of horizontal & heave acceleration at the seat in the standard circuit and the suspension circuit. ····· 74

# 1. 서론

농용 트랙터는 비포장도로에서 작업하는 빈도가 높고, 여러 가지 작업기를 장착하면서 작업을 하게 된다. 또한 작업하는 시즌이 정해져 있으며 지속적으로 오랜 시간 일을 하게 된다. 따라서 농용 트랙터의 사용자는 장시간 높은 수준의 진동을 받게 되며, 이러한 진동은 사용자에게 피로감을 더하고, 질병을 유발시키기도 한다. 또한 오늘날 작업에 대한 효율, 빠른 운송이 요구가 되고, 농용 트랙터의 운전속도를 빠르게 하면서 승차감과 안전성에 대한 요구가 높아지고 있다.

농용 트랙터에 탈부착 가능한 작업기중 하나인 프론트 로더는 트랙터의 앞부분에 부착하는 작업기이다. 특히 대형 트랙터에 부착되는 프론트 로더는 1 ton 가량의 하중을 버켓에 적재가능하다. 이러한 하중을 싣게 되면 트랙터의 무게중심은 기존의 무게중심보다 앞으로 이동하게 된다. 무게중심이 앞으로 이동하게 되면 트랙터에서 pitch 진동이 발생하게 되며, 안전성 및 조작성에 문제를 야기할 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 프론트 로더에도 붐 서스펜션을 장착하여 운전자에게 편안함을 주고 주행 안전성을 높이는 것이 필요하다.

국외 선진사의 프론트 로더에는 어큐뮬레이터를 이용한 유공압 서스펜션이 이미 장착되어 있어 주행 시 충격 저감에 대한 시스템에 갖춰져 있다. 이러한 서스펜션은 전자제어를 통하여 on/off가 가능하여 주행 중이 아닌 프론트 로더의 상승&하강 작업 시에나, 사용자가 필요 없다고 판단 될 때는 간편하게 기능을 끌 수 있다. 프론트 로더의 서스펜션은 버켓 끝단의 진동을 잡아주어 트랙터가 받는 진동을 감소시켜 사용자에게 편안한 승차감을 선사해 줄 수 있으며, 버켓의 흔들림을 잡아줌으로써 적재물의 낙하를 방지하게 된다. 또한 같은 안정성으로 더 빠른 속력을 낼 수 있어 작업율 및 생산성의 향상에도 기여를 하게 된다.

국내의 프론트 로더도 점점 대형화가 되면서 적재 가능한 하중이 늘어남에 따라 서스펜션의 기능을 필요로 하고 있다. 현 국내 프론트 로더는 어큐뮬레이터만을 유압라인에 설치하여 작업과 주행 시 구분 없이 항상

사용하고 있다. 어큐뮬레이터를 상승&하강의 작업 시에도 사용하게 되면, 실린더의 압력이 가장 크게 걸리는 하중을 처음 들어 올리는 순간 어큐뮬레이터에 저장되었다가, 프론트 로더가 상승할 때, 저장되었던 압력이 실린더로 보충되면서 예기치 않은 동작을 유발 할 수 있어 바람직하지 못하다. 또한 현 유압회로의 구조는 주행 시에는 방향 제어밸브가 중립상태로, 어큐뮬레이터가 연결된 반대쪽의 실린더의 로드 부가 막혀있어 올바르게 동작하기 어려운 구조로 되어있다. 따라서 현 국내 프론트 로더의 어큐뮬레이터를 이용한 서스펜션 시스템은 개선이 필요하다.

## 2. 연구 목적

현 국내 프론트 로더는 어큐뮬레이터만 단순 장착하고 있어, 주행 및 작업의 구분 없이 사용하고 있다. 어큐뮬레이터를 작업 시에 사용시 또한 현 유압회로는 어큐뮬레이터가 실린더의 피스톤 부에 연결되어 있고, 반대편인 로드 부는 막혀있는 상태가 된다(방향제어밸브 중립). 따라서 어큐뮬레이터가 작동 시, 유압 회로의 구조상 올바르게 작동을 할 수 없는 상태이다. 따라서 현 시스템에 대해서, 트랙터가 주행 시 어큐뮬레이터가 현 국내 프론트 로더 시스템에 끼치는 영향을 먼저 분석하여 적합한 붐 서스펜션 시스템을 개발하는 것이 최종 목표이다.

세부적인 목표로 1) 현 국내 프론트 로더의 요인 실험을 통한 어큐뮬레이터의 영향성을 분석하여 개선방향을 도출 2) 개선 방향을 토대로 현 국내 프론트 로더에 적합한 충격저감 시스템을 개발 및 적용 시험을 주요 연구 목표로 설정하였다.

# 3. 연구사

어큐뮬레이터를 이용한 유압 서스펜션 시스템의 경우 건설기기나 해외의 농기계용 프론트 로더에는 이미 적용이 되어 시중 판매중인 제품들도 있다. 하지만 국내의 프론트 로더의 경우 단순 어큐뮬레이터만 장착되고 있으며 댐핑을 위한 유압회로가 전혀 구현되고 있지 않고 있다. 유압 서스펜션 시스템에는 passive, semi-active, active 서스펜션 등으로 구분이 되며, 사용되는 곳마다 적절한 선택 및 적용이 필요하다. Active 서스펜션은 진동 억제 효과는 가장 뛰어나지만 전용 동력원을 필요로 하여 소비에너지가 크고 시스템의 크기도 커지게 된다. 또한 구조가 복잡하고 비용이 높아진다. Semi-active 서스펜션은 active 서스펜션보다 비교적 간단하면서 passive 서스펜션보다 뛰어난 성능을 이끌어낸다. 따라서 프론트 로더의 시스템에 적절한 유압 서스펜션 시스템을 구축하고자 어큐뮬레이터를 이용한 유압 서스펜션 시스템에 관한 문헌을 조사하였다.

Giliomee 등 (1998)에서는 Semi-active 공유압 스프링 댐퍼에 관한 연구로 서스펜션의 스프링 계수(어큐뮬레이터)를 고, 저로 변경 가능하여 승차감 및 핸들링에 최적화가 가능하다고 하였다. 스텝 신호와 랜덤 신호에 대한 스프링 및 댐핑의 효능을 보여주었으며 semi-active 서스펜션 시스템을 이용하여 자동차의 높낮이를 조절 가능하다고 하였다.

Ali (2007)에서는 두 개의 어큐뮬레이터를 장착한 semi-active suspension 예측 제어시스템 연구로 passive, active, semi-active 그리고 예측 제어가 없는 모델을 비교하였으며, active 예측제어가 가장 좋은 결과를 보여주었으며 semi-active 예측 제어는 active 제어와 비슷한 결과를 보여주고 이는 semi-active 제어보다 14-17%, passive 제어보다 30-38% 개선되었다고 하였다.

Baozhan 등 (2010)에서는 유체역학, 이상 기체 방정식을 기초로 하여 유공압 서스펜션 시스템의 수학적 모델을 확립하고 유공압 서스펜션의 스프링 특성을 분석하였다. 또한 비선형 댐핑 특성을 Matlab/Simulink를 이용하여 어큐뮬레이터의 초기압력과 용량, 피스톤의 직경, 댐핑 밸브의

직경, 입력 신호의 진동수와 진폭 등을 바꾸어 가면서 시뮬레이션 하였다.

Westhuizen 등 (2013)에서는 차량 전복 방지를 위한 느린 액티브 서스펜션 컨트롤에 관한 연구로 SUV차량이 60km/h로 달릴 때 유압 서스펜션의 오일 양을 조절함으로써 바디 롤 각도 개선이 상당함을 시뮬레이션을 통해 보여주었다. 두 개의 라인을 이용한 오일충전 방식(DLC)을 이용하였으며 정확한 오일 양의 조절은 서스펜션 기능을 더욱 개선시키며 이러한 개선은 더 큰 변위에서도 사용 가능하다고 하였다.

Bertmanis 등 (2012)에서는 트랙터 작업기를 위한 유공압 서스펜션에 관한 연구로 어큐뮬레이터의 압력 설정에 따라 피크 압력 값의 감소를 보여주었으며 속도 11.2 km/h, 타이어압 0.12 MPa 일 때 8.76 %의 감소율을, 속도가 7.8 km/h 일 때는 8.17 % 감소율을 보여주었다.

Deprez 등(2005)에서는 필드 테스트에서 측정된 진동을 이용하여 비선형 서스펜션 시스템의 최적화에 사용될 수 있는 방법을 연구하였다. 서스펜션 모델을 확립하고, 글로벌 최적화 기법인 DIRECT를 사용하여 최적화 하였다. 현장 측정 데이터를 사용하는 방법은 실제로 제작품을 제작하기 전에 실제와 유사한 조건에서 비선형 서스펜션 시스템의 동작을 예측할 수 있으며 실행 가능성을 평가할 수도 있다고 하였다.

Rehnberg 등(2007)에서는 프론트 엔드 로더의 차량의 유압 서스펜션에 대한 pitching 역학을 이론적 분석을 기반한 절반 모델과 멀티바디 시뮬레이션을 이용하여 연구하였다. 프론트 엔드 로더에 하중이 실릴 때와 없을 때, 질량과 관성을 분석하고 서스펜션 요소의 설정 값들이 시스템에 끼치는 영향에 대해서 연구하였다.

Shashriar (2009)에서는 트랙터의 풀 서스펜션 모델을 semi-active 방식을 적용하여 개발하였다. 트랙터의 후면 축에 semi-active 서스펜션을 적용하였으며, semi-active 서스펜션을 시뮬레이션 모델과 실차 테스트를 병행하여 성능을 평가하였다. 시뮬레이션을 통한 passive 서스펜션과 semi-active 서스펜션 비교를 통하여 semi-active의 우수성을 검증하였다. 수직방향, 피치, 롤 가속도를 평가하였으며, 시뮬레이션에서 각각

9.4%, 10.7% 13.3% 개선되었으며 실차 테스트에서는 각각 6.4%, 8.2%, 9.7% 개선되었다고 하였다.

Shamshiri 등 (2013)에서는 프랙터의 active 서스펜션에 대한 시뮬레이션 연구를 하였다. active 서스펜션을 이용하여 시스템에 스텝 파형 및 사인 파형의 입력신호를 주어 passive 서스펜션 대비 active 서스펜션의 진동의 저감 효과를 보았다. Active 서스펜션이 12 %의 오버 슛과 4.37 초의 안정화 시간을 가지면서, passive 서스펜션의 8.47 초보다 뛰어난 성능의 결과를 얻었다고 하였다.

Hammes 등 (2010)에서는 트랙터의 semi-active 서스펜션을 개발하여 passive 서스펜션과 성능을 비교하였다. 수직가속도, 피치가속도, 롤 가속도를 비교하였으며 semi-active 서스펜션이 passive 서스펜션 보다 각각 6.4 %, 8.2 %, 9.7 % 향상되었다고 하였다.

# 4. 관련 이론

일반적인 서스펜션 시스템은 스프링과 댐퍼가 병렬로 연결되어 있어, 노면 충격을 단절 시키면서 대상의 무게를 지탱해주는 역할을 한다. 유공압 서스펜션은 스프링과 댐퍼 대신 유압실린더가 위치하며, 이 유압실린더는 어큐뮬레이터와 연결된다. 유압실린더의 변위가 바뀔 때, 어큐뮬레이터의 압력을 형성하면서 탄성력을 나타내게 된다. 또한 실린더와 어큐뮬레이터 사이에 유량 제어기를 위치하여, 마찰을 이용한 압력강하를 통해 감쇠력을 나타내게 된다. 이 장에서는 유압 시스템에서 스프링 특성과 댐퍼 특성에 대한 이론을 습득하고 그 원리를 이해하고자 한다.(이론 출처-Hydropnematic Suspension Systems, Bauer)

## 4.1 스프링 특성

유공압 서스펜션의 스프링 계수는 유량제어밸브가 없을 때, 실린더로부터 측정되는 순수 스프링 힘-변위 선도로 결정되어진다. 이 때, 어큐뮬레이터, 유압 호스 그리고 유압 유체 등의 3요소는 각각 스프링 계수에 영향을 끼치며 식 4.1과 같이 표현된다.

$$_{otal} = \frac{c_A c_L c_F}{c\ \ c_L + c_A c_F + c_L c_F} \tag{4.1}$$

하지만 여기서 유압호스의 강성과 유압 유체의 압축계수는 매우 높아 전체 스프링 계수는 $_{otal}$에 끼치는 영향은 작은 편이다. 따라서 유공압 서스펜션에서 어큐뮬레이터의 내부 가스가 주로 스프링 계수에 영향을 주며 이는 전체 서스펜션 시스템의 동작에 큰 영향을 준다.

어큐뮬레이터의 공정 시, 압력이 가해지지 않은 초기상태에서 내부 가

스 질량 $_{as}$, 초기부피를 $_{0}$, 초기충전 압력을 $P_0$ 로 정한다. 이 때, 초기 충전 압력은 방 온도인 20 를 기준으로 하며, 이상기체 방정식에 따라 식 4.2와 같다.

$$V_0 \quad m_{gas}RT \tag{4.2}$$

어큐뮬레이터가 서스펜션 시스템에 적용되기 전에 제작 및 배송 시에 온도가 변하게 되면, 초기 충전 압력은 등체적변화를 통하여 새로운 초기압력이 설정된다. 따라서 시스템에 적용할 때 온도에 따라 초기 충전 압력을 고려해 주어야 하며 식 4.3과 같다.

$$P \ = P_0 \frac{T}{T_0} \tag{4.3}$$

어큐뮬레이터가 서스펜션 시스템에 적용되면 시스템 내의 압력이 어큐뮬레이터의 초기 압력보다 같아지기 전까지 작동을 하지 않는다. 시스템 내의 압력이 어큐뮬레이터의 초기 압력보다 높아지면 어큐뮬레이터 내부 가스가 압축이 되며 시스템 압력과 평형을 이루게 된다. 이 경우, 압축은 천천히 이루어지며 압축된 가스는 오랫동안 유지하게 된다. 그러므로 Boyle-Mariotte의 법칙에 따라 등온변화로 가정할 수 있으며, 온도는 일정하게 유지된다.

$$P_0 V_0 = P_1 V_1, \qquad V_1 = V_0 \frac{P_0}{P_1} \tag{4.4}$$

서스펜션이 외부의 충격을 흡수하며 빠르게 움직일 때, 대체적으로 1 Hz에서 10 Hz 범위의 진동수를 흡수하게 된다. 이러한 빠른 변화 단계에서는 온도가 변하게 되며, 외부와의 열 교환이 없다고 가정하면 단열 변화로 설명이 가능하다.

$$V_1^n \quad P_2 V_2^n \tag{4.5}$$

여기서 n은 단열 지수로 어큐뮬레이터에 사용되는 질소가스의 경우 1.4의 유사 값을 가지게 된다.

스프링 계수를 보다 자세히 계산하기 위하여 다음과 같은 조건을 가정하여 계산한다. 첫째로 대기압은 무시한다. 이는 실린더가 통상적으로 작동하는 압력은 대기압 보다 훨씬 크며 특수한 유공압 서스펜션이 아닌 경우 시스템에 영향이 매우 작기 때문이다. 둘째로 모든 계산은 절대온도 293.15 K를 기준으로 한다. 앞에서도 설명했지만 온도는 중요한 영향인자로 293.15 K를 기준으로 할 경우, 명시된 어큐뮬레이터의 초기 압력을 계산에 바로 이용할 수 있다. 셋째로, 폴리트로픽 지수는 1.3을 사용한다. 넷째로, 질량(suspended mass)은 실린더에 직접 작용하는 것으로 본다. 다섯째로, 서스펜션의 실린더를 중립 위치(디자인 포지션)로 놓고 계산한다. 여섯째로, 댐핑은 스프링 계수를 계산할 때 제외한다.

유공압 서스펜션의 스프링 계수를 계산하기 위하여 어큐뮬레이터의 장착에 따라 3단계로 구분을 한다. 그 3단계는 다음과 같다.

1단계는 서스펜션 시스템에 작용하는 힘 0일 때이며, 이 경우, 어큐뮬레이터의 내부 압력은 초기 압력인 $P_0$이며, 이 때의 어큐뮬레이터 내부 부피는 $V_0$이다.

2단계는 정적인 힘 $F_1$이 서스펜션에 작용 할 경우이다. 이 정적인 힘은 시스템에 적용 시, 느리게 가해지므로 어큐뮬레이터 내부 가스는 등온변화로 압축되는 것으로 가정이 가능하며, $P_1$, $V_1$으로 변화시킨다.

3단계는 동적인 힘 $F_2$가 서스펜션에 작용 할 경우이다. 이 동적인 힘은 시스템에 빠르게 작용하며, 폴리트로픽(단열) 변화로 설명이 가능하다. $P_1$, $V_1$에서 폴리트로픽(단열) 변화로 압축 및 팽창을 하여 $P_2$, $V_2$가 된

다.

피스톤에 가해지는 힘 과 피스톤 챔버의 압력 $P_R$의 연관식으로부터 식 4.6과 같다.

$$s) = P_R(s)A_R \tag{4.6}$$

폴리트로픽(단열) 변화의 방정식을 이용하면 식 4.7과 같다.

$$P\ V_1^n = P_2 V_2^n \tag{4.7}$$

이제 실린더의 변위 s에 따른 가스의 압축을 정의하면, 식 4.8과 같다.

$$V_2 = V_1 - A_R s \tag{4.8}$$

식 4.7에 식 4.8을 대입하면 식 4.9식이 된다.

$$P_2 = \frac{P_1 V_1^n}{(V_1 - A_R s)^2} \tag{4.9}$$

1단계에서 2단계로 등온 변화 시 앞의 식 4.4와 동일하며, 식 4.10과 같다.

$$P_0 V_0 = P_1 V_1, \qquad V_1 = V_0 \frac{P_0}{P_1} \tag{4.10}$$

또한 피스톤의 힘의 평형에 따라 압력은 식 4.11과 같다.

$$\frac{F_1}{A} \tag{4.11}$$

그리고 동적 힘이 작용할 때의 압력 는 $P$ $s$)와 같다고 할 수 있다. 따라서 식 4.9, 4.10, 4.11을 하나로 정리하면 식 4.12와 같다.

$$F_R(s) = \frac{\frac{F_1}{A_R}\left(\frac{P_0 V_0}{\frac{F_1}{A_R}}\right)^n}{\left(\frac{P_0 V_0}{\frac{F_1}{A_R}} - A_R s\right)^n} A_R \tag{4.12}$$

식 4.12에서 단면적 $A_R$을 제거하고 $H_0 = P_0 V_0 / F_1$으로 치환하면 식 4.13과 같이 나온다.

$$F_R(s) = F_1 \frac{H_0^n}{(H_0 - s)^n} \tag{4.13}$$

여기서 $H_0$는 힘 $F_1$이 위에서 작용하는 $P_0$와 $V_0$로 구성된 원기둥의 높이로 표현될 수 있다. 이는 유공압 서스펜션의 주요한 특징을 묘사하는데, 더 큰 정적 스프링 힘이 적용하면, $H_0$의 높이는 작아지고 피스톤의 변위 s가 변함에 따른 가스의 압축 힘의 변화가 더 중요해짐을 나타낸다. 그로 인해 $F_1$이 클수록 스프링 계수가 높아짐을 의미한다.

정적 스프링 하중에 따라 스프링 계수가 의존적으로 변하므로 하중에 따른 특성 커브를 구하고자 한다. 기계적 스프링 계수의 표현은 식 4.14와 같다.

$$= \frac{d}{ds} = \frac{d(PA\ )}{ds} = A_R \frac{dP}{ds} \tag{4.14}$$

식 4.9을 체인 룰로 미분하면 식 4.15와 같이 나온다.

$$\frac{dP}{ds} = P\ V_1^n(-n)(V_1 - A_R s)^{-n-1}(-A_R) \tag{4.15}$$

이를 식 4.10과 식 4.11을 대입하여 방정식을 풀면 식 4.16이 되며,

$$k = A_R \frac{F_1}{A_R} \quad \frac{P_0 A_R V_0}{F_1}\Bigg)^n (-n)\left(\frac{P_0 A_R V_0}{F_1} - A_R s\right)^{-n-1}(-A_R) \tag{4.16}$$

이를 로 치환하면 식 4.17이 된다.

$$k(s) = F_1 n \frac{H_0^n}{(H_0 - s)^{n+1}} \tag{4.17}$$

이로써 $H_0$가 스프링 계수에 명백하게 영향을 끼치는 것을 알 수 있다. 또한 중립 위치에서의 스프링 계수를 구하기 위하여 변위 s=0으로 넣고 계산하면 식 4.18이 된다.

$$k = n \frac{F_1^2}{P_0 V_0} \tag{4.18}$$

식 4.18은 유공압 서스펜션 시스템에서 스프링 계수의 기본적인 공식이다. 이 식에 따르면 유공압 서스펜션 시스템의 스프링 계수는 실린더

의 형상에 영향을 받지 않으며, 오로지 작용 힘과 어큐뮬레이터 안의 가스의 압력과 부피가 영향을 끼치는 것을 알 수 있다. 이는 기계적 스프링 계수와 다른 특성을 보여준다. 그림 1은 유공압 스프링과 기계적 스프링의 특성을 비교한 그래프이다. 기계적 스프링 계수는 정적 하중이 증가하여도 일정하므로 일직선을 유지하지만, 유공압 서스펜션의 스프링 계수는 하중의 제곱에 비례하면서 곡선으로 나오는 것을 볼 수 있다.

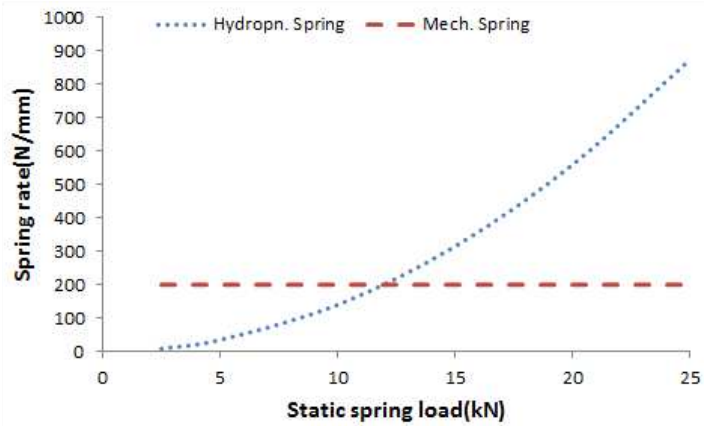


Fig. 1 Graph between static spring load and spring rate.

## 4.2 감쇠 특성

외부의 충격을 통해 서스펜션에 전달된 운동 에너지는 서스펜션의 동작 중에 열로 변환되어 감소하게 된다. 일반적으로 유공압 서스펜션 시스템에서는 경계 마찰과 유체 마찰의 두 가지 방법으로 감쇠를 하게 되며 각 마찰의 특성을 보고자 한다.

1) 경계마찰

경계마찰은 수직으로 작용하는 힘에 의하여 서로 가압되는 두 고체 사이의 면에서 생기는 저항력을 의미한다. 이 경계 마찰에는 정적 마찰과 동적 마찰이 있다. 정적마찰은 작용하는 힘이 최대 정적 마찰력보다 작

을 때 작용하며 최대 정적 마찰력보다 커지는 순간 움직이게 되며 동적 마찰이 적용하게 된다. 정적 마찰력 는 수직으로 작용하는 힘 $F$ 에 정적마찰계수 $_s$를 곱한 값으로 식 4.19와 같다.

$$\mu_s F \tag{4.19}$$

정적 마찰력은 서스펜션 시스템에서 중요한 역할을 한다. 서스펜션 시스템이 가속도를 흡수 또는 감소시키기 위한 최소한의 외부자극을 정하게 되며, 이 외부자극이 최대정적 마찰력 전까지는 입력 측과 출력 측 사이가 움직이는 것이 불가능하다. 따라서 정적 마찰의 정도는 서스펜션 시스템의 초기응답특성에 큰 영향을 끼친다. 하지만 정적 마찰은 움직이기 전까지의 마찰로 시스템의 감쇠 특성에는 전혀 영향을 주지 않는다.

정적 마찰력 이상의 힘이 작용 시 두 물체가 미끄러지면서 작용하는 마찰을 동적 마찰이라고 한다. 동적 마찰은 정적 마찰보다 그 값이 현저히 작으며, 동적 마찰력은 동적 마찰계수 $\mu_m$에 수직력 $F_V$을 곱한 값으로 식 4.20과 같다.

$$F_m = \mu_m F_V \tag{4.20}$$

운동 에너지는 동적 마찰력과 반작용 등으로 인해 열로 변환되어 서스펜션 시스템 밖으로 나오게 된다. 서스펜션 시스템 내부에 저장된 에너지의 양이 많을수록 진동과 진폭이 커지고 변위가 증가하게 된다. 각 진동이 증가할수록 더 많은 에너지는 마찰에 의해 시스템 밖으로 나오게 된다. 이러한 마찰의 원리로 생기는 감쇠력은 시스템에 따라 어느 정도 스스로 적응하게 된다.

2) 유체 마찰

유압 유체는 유공압 서스펜션 시스템에서 실린더와 어큐뮬레이터 사이의 압력을 전달하는 매체로 사용된다. 따라서 서스펜션이 움직이면, 유압 유체는 실린더와 어큐뮬레이터 사이를 방향을 바꾸며 계속 흐르게 된다. 이러한 유압 유체의 흐름 사이에 유량제어기를 연결하면, 유체 내부의 전단흐름 때문에 유체의 운동에너지가 열로 변환하게 되고, 압력 손실을 일으켜 피스톤의 움직임을 억제하게 된다. 이 힘이 진동의 에너지를 시스템 밖으로 내보내는 감쇠력이 되며 다음과 같다.

$$\Delta PA \tag{4.21}$$

$$P_H = F_H v = \Delta P \dot{V} \tag{4.22}$$

압력 손실은 유량저항기(Flow resistor)를 통과하는 유체 흐름의 양에 따라 크게 좌우된다. 이는 유체 마찰 감쇠력이 서스펜션 동작의 속도에 크게 영향을 받는 것을 의미한다. 이로 인하여 유체 마찰 댐퍼는 진동에 의하여 저장된 에너지의 양에 두 번이나 적응하게 된다. 첫째는 진동의 진폭 크기에 적응하고, 둘째는 진동의 속도에 적응하게 된다. 이로써 유체 마찰이 경계 마찰보다 시스템 적응력이 더 뛰어난 반응을 할 수 가 있다.

유량 저항기는 기본적으로 스로틀과 오리피스로 나뉘게 된다. 그림 2와 같이 스로틀은 비교적 긴 통로를 가지는 반면 오리피스는 짧은 길이를 가진다.

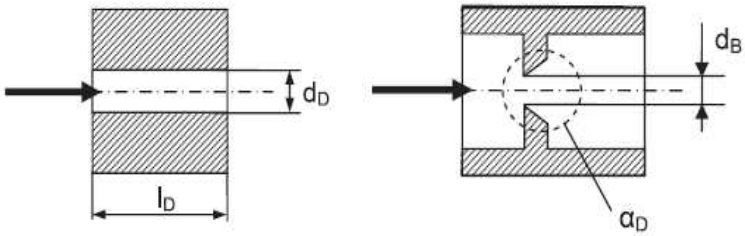


Fig. 2 Schematic figures of the throttle (left) and the orifice (right) from Bauer's work(2011).

스로틀의 작은 단면은 유압 유체를 빠르게 흐르게 하여 높은 압력 손실을 발생시키며 식 4.23과 같이 계산된다.

$$= \dot{V}\ \nu\rho K \tag{4.23}$$

압력손실은 유량, 점성, 밀도, 형상 계수 등에 영향을 받으며, 특히 점성은 온도에 따라 달라지는 특성이 있으므로 결과적으로 압력손실이 온도에도 영향을 받게 됨을 알 수 있다. 여기서 형상계수 는 식 4.24와 같이 구해진다.

$$K_D = \frac{128 l_D}{\pi d_D} \tag{4.24}$$

스로틀의 특성을 가지는 전형적인 유압 요소로는 굴곡이 없는 튜브, 호스, 호스 피팅 등이 있으며, 제어 블록안의 일정한 직경의 구멍 또는 일정한 직경을 가진 직선의 파이프도 스로틀의 특성으로 볼 수 있다.

오리피스는 스로틀에 비하여 좁아지는 구간이 매우 짧은 형태를 가지는데, 이는 유체가 흐르면서 갑자기 좁아지거나 넓어지면 강한 난류가 형성되면서 유체마찰을 일으켜 유체의 에너지가 열로 변환하여 감쇠를

하게 된다. 오리피스의 압력 손실은 유량의 제곱에 비례하며 식 4.25와 같이 구해진다.

$$= \dot{V}\ K \tag{4.25}$$

오리피스의 압력손실은 유량의 제곱 값과 형상계수에 영향을 받으며 형상계수를 구하는 식은 식 4.26과 같다.

$$K_B = \frac{8\rho}{\alpha_D^2 \pi^2 d_B^4} \tag{4.26}$$

오리피스의 가장 큰 특징은, 스로틀은 점성 및 온도에 영향을 받는 반면, 오리피스는 유량이 표면적과 접촉하는 면적이 매우작고, 빠른 속도로 통과하기 때문에 점성에 영향을 받지 않는다. 따라서 온도의 변화에도 영향이 없으며 유량이 빨라질수록 더 강한 감쇠력을 얻게 된다.

# 5. 재료 및 방법

## 5.1 기존 프론트 로더 장착 트랙터 주행 충격 요인실험

### 5.1.1 실험 조건

본 실험에서는 100마력급 트랙터인 PX1000(대동공업)과 그에 장착되는 프론트 로더 KL901모델(태성공업)을 사용하였다. 실험에 사용된 작동유는 대동공업의 UTF-55(동점도 55 $m/s$)이었으며, 외부 온도는 0~4 ℃였다. 트랙터가 주행 시 요철을 넘어가면서 충격을 주었으며 그 충격을 측정하기 위한 방법으로 프론트 로더의 압력 및 진동을 측정하였다. 다양한 조건에서 트랙터가 주행 시에 받는 충격 영향성을 분석하기 위하여, 트랙터의 주행속도, 프론트 로더의 하중, 어큐뮬레이터의 장착 및 미 장착 등의 조건을 변동해주었다. 변동 조건은 표 1과 같다.

Table. 1 Velocity levels and the bucket load conditions used in the study

| Factor | Level |
|---|---|
| Velocity | 2, 4, 6 km/h |
| Bucket load | 0 kg, 780 kg |
| Accumulator | Equipped, Unequipped |

트랙터의 속도는 2200RPM으로 고정하여 L1단, L3단, M1단을 사용하여, 각각 약 2 km/h, 4 km/h, 6 km/h등 세단계의 속도로 구분하였으며, 버켓의 적재하중은 무 하중인 0 kg과 상용인양하중인 780 kg으로 기준을 정하였다. 그리고 실험에 사용된 어큐뮬레이터는 그림 3과 같이 다이어프램 형으로 기존 국내에서 판매 시 장착되고 있는 방식을 그대로 적용하여, 프론트 로더 좌우에 하나씩 붐 실린더의 헤드 부에 연결하였다. 커플러를 이용하여 어큐뮬레이터는 실험 중 탈부착을 가능하도록 하였

다. 어큐뮬레이터의 초기 설정 압력은 30 bar이며, 용량은 0.75 L를 사용하였다.

Fig. 3 Feature of a diaphragm accumulator used in experiment.

가속도와 압력을 측정하기 위한 센서는 그림 4와 같이 장착하였다. 사용된 가속도 센서는 3축이 측정 가능한 센서로, 3273A1T (DYTRAN)와 Type 8766A(KISTLER) 등 2가지를 사용하였다. 가속도의 측정 방향은 앞뒤인 수평방향(x axis)과 위아래의 수직방향(z axis)을 측정하였으며, 위치는 버켓과 붐대가 연결되는 조인트 부근, 트랙터와 프론트 로더가 고정되는 마운팅, 시트의 바닥, 캐빈의 후면부에 장착하여 가속도를 측정하였다. 압력센서는 VPRQ-A4- 35MPa-4C(발콤코리아, 0 - 350 bar)를 사용하였으며, 어큐뮬레이터가 연결되어있는 실린더 헤드 부에 장착하여 압력 변화를 측정하였다.

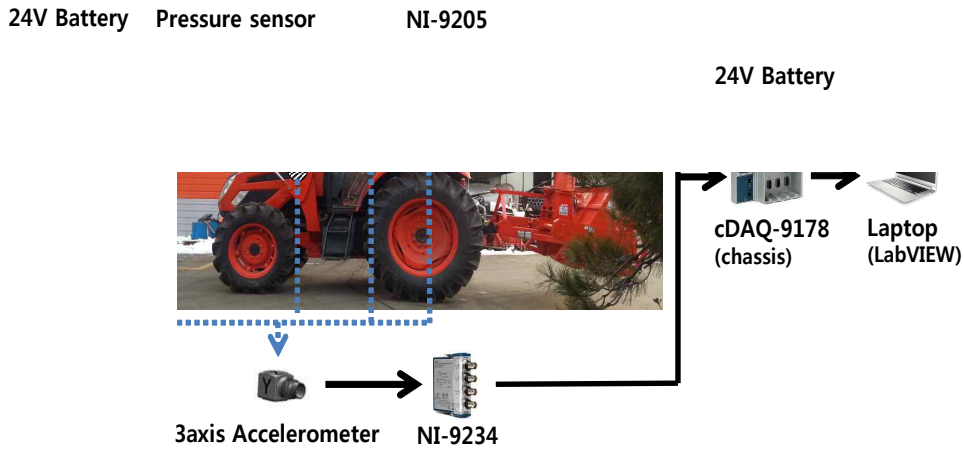


Fig. 4 Features of experimental tractor(PX1000) equipped with a front loader(KL901) and locations of pressure and acceleration sensors mounted on the tractor.

주행 중 충격을 주기 위하여 그림 5와 같이 높이 15 cm의 요철을 제작하였다. 요철의 제작은 (주)태성공업에서 도와주었으며, 트랙터가 요철을 넘어 갈 때 요철이 움직이지 않도록 넓은 판(1500 x 2500 mm) 위에 제작하여 요철이 고정되도록 하였다.

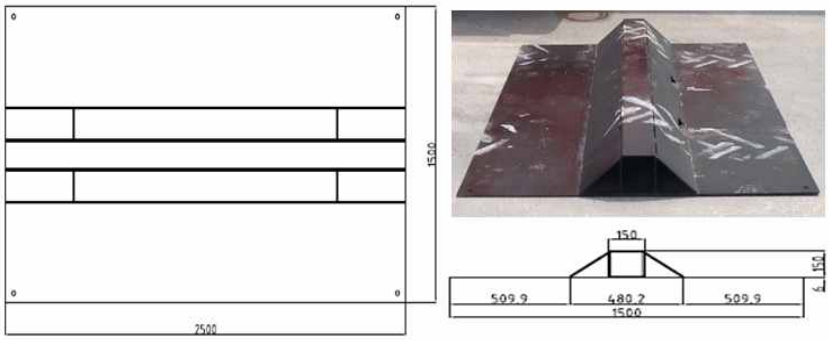


Fig. 5 Schematic design of the bump used in experiment.

센서로부터 측정된 신호는 NI-9178 섀시를 비롯하여 아날로그 입출력 모듈인 NI-9205와 가속도 전용 측정 모듈인 NI-9234를 사용하였다. 측정된 신호를 수집하기 위하여 컴퓨터에서 그림 6과 같이 LabVIEW 프로그램을 구성하였다.

LabVIEW 프로그램은 구성은 크게 두 부분으로 나뉘는데, 하나는 모듈로부터 데이터를 수집하는 부분이며, 하나는 수집한 데이터를 컴퓨터에 텍스트 파일로 저장하는 부분이다. 센서의 신호는 10 Hz로 수집하였으며 저장도 마찬가지로 10 Hz 저장하였다.

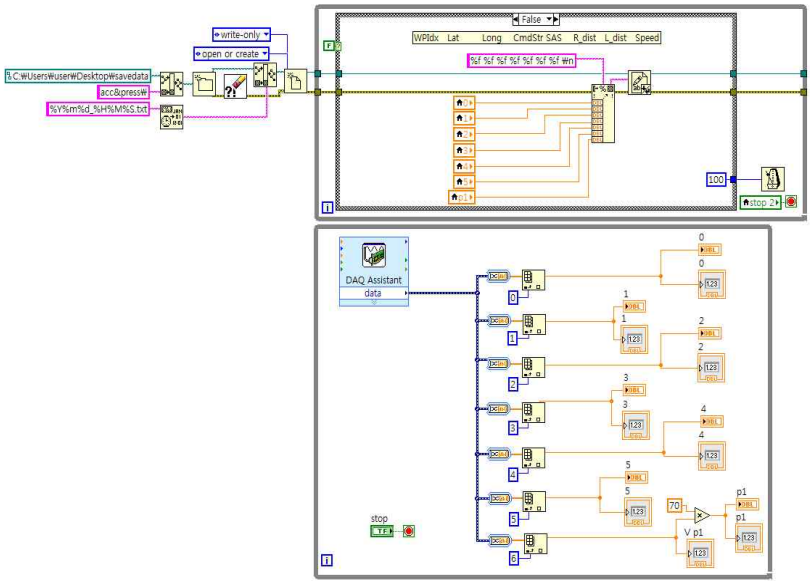


Fig. 6 Brock diagram for collecting signals from various sensors using LabVIEW.

### 5.1.2 평가 방법

다양한 조건에서 프론트 로더의 압력과 가속도의 변화를 평가하기 위하여 raw data 비교, RMS(Root Mean Square), FFT(Fast Fourier

transform) 분석 등을 사용하였다. 가속도 RMS는 식 4.1로 구해지며, 가속도의 평균값은 0이기 때문에 오차를 구할 필요이 바로 계산이 가능하다.

$$MS\ a) = \left[ \frac{1}{N} \sum_{=1}^{n=} a^2 \right]^{1/2} \tag{4.1}$$

식 4.2는 압력 RMS를 구하는 식이며, P는 측정 압력, $_{vg}$는 충격을 받기 전까지 정적상태의 평균압력이다.

$$RMS(P) = \left[ \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{n=N} (P - P_{avg})^2 \right]^{1/2} \tag{4.2}$$

FFT 분석은 시간 영역의 데이터를 주파수 영역으로 변환하여, 진동을 분석할 때, 시간영역에서 관찰되지 않는 점이 주파수 영역을 통해 분석이 가능하다. FFT 분석을 통하여 특정 주파수에서 발생하는 가속도가 서스펜션 시스템을 통해 감소되는 것을 확인하고자 하였다.

## 5.2 시뮬레이션에 의한 프론트 로더 유압시스템 요인해석

시뮬레이션으로 기존 시스템의 유압회로를 구성하여 실험을 통하여 얻은 데이터와 비교분석하고, 각 요인에 대한 해석을 하고자 하였다. 시뮬레이션 프로그램은 SimulationX를 사용하였다. 기존 시스템은 어큐뮬레이터만 사용하고 있으나, 시뮬레이션에서 오리피스에 의한 감쇠 특성도 분석하고자 하였다. 유압회로를 구성하기에 앞서 실린더, 어큐뮬레이터 그리고 유압호스는 실험에 사용된 것과 동일하게 모델링하였으며 단품 모델 해석을 먼저 실시하였다.

### 5.2.1 단품 모델 해석

1) 어큐뮬레이터

실험에 사용한 어큐뮬레이터는 다이어프램 형식으로 초기 설정 압력은 30bar, 용량은 0.75 L이다. 어큐뮬레이터의 초기 온도는 20  로 설정하였으며, Dead volume은 50 $cm$ 으로 모델링 하였다. 시뮬레이션에서 설정 입력은 그림 7과 같이 하였으며, 그 결과는 그림 8과 같다. 그림 8를 통하여 어큐뮬레이터가 30 bar부터 압축이 시작됨을 확인 할 수 있다.

Fig. 7 Parameters and setting values of the accumulator.

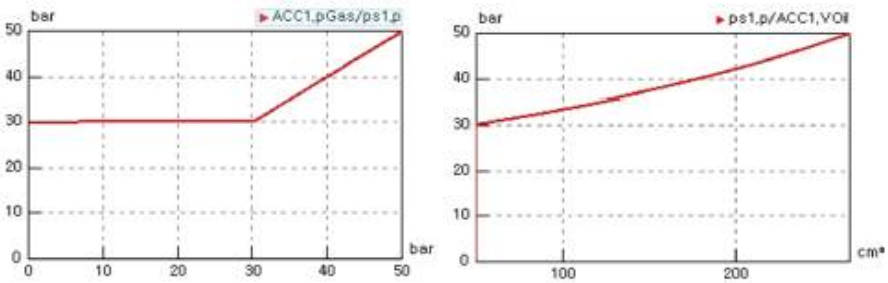


Fig. 8 Simulation results of the accumulator modelling.

2) 실린더

프론트 로더의 붐 실린더는 복동 실린더로 피스톤 부의 직경은 80 mm, 로드 부의 직경은 40 mm이다. 이 실린더의 최대 이동거리는 525 mm이며, 초기 위치는 최대 이동거리의 절반에 위치하도록 설정하였다.

설정된 값은 그림 9와 같다.

Fig. 9 Parameters and setting values of the cylinder.

3) 유압호스

실린더와 어큐뮬레이터 사이에는 유압호스로 연결되어 있다. 호스의 시험 성적서를 이용하여 모델링을 하였다. 호스를 모델링하기 위하여, 등가체적탄성계수를 이용한 압력대비 부피 변화율을 구하였으며 식 5.1과 같다.

$$V\frac{\Delta P}{\Delta V} \tag{5.1}$$

시험 성적서에 따라 시험 압력은 560 bar일 때, 유압호스의 부피변화율은 13.9%이다. 식에 따라 계산하면 부피 변화율은 4028.78 %이며 그림 10과 같이 모델링 하였다.

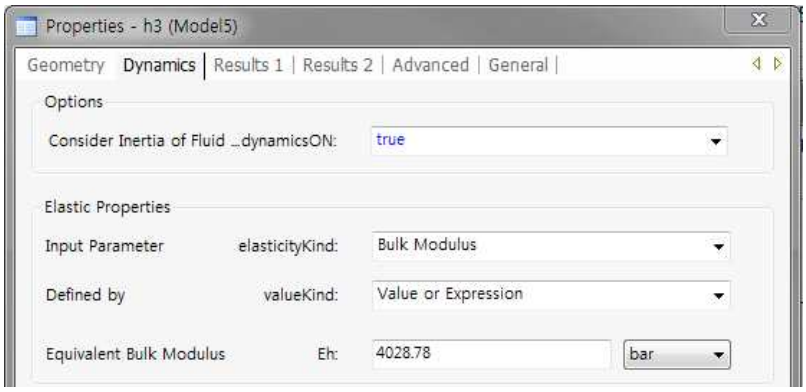


Fig. 10 Parameters and setting values of the hose.

### 5.2.2 요인해석 방법

시뮬레이션의 이용한 기존 시스템의 유압회로의 요인해석에서 어큐뮬레이터의 용량과 오리피스가 추가되었을 경우, 영향을 보기 위하여 회로를 구성하였다. 그림 11은 기존 회로와 어큐뮬레이터를 추가한 회로의 모습이다. 시뮬레이션에서 사용한 유압유는 HLP 46(동점도 46 $m/s$)이며, 온도는 40℃에서 해석하였다. 실린더와 어큐뮬레이터사이의 호스의 길이는 1 m로 설정하였다. 실린더 피스톤 내부의 초기 압력은 80 bar로 설정하였으며, 평형을 유지하기위하여 질량 4100 kg에 중력가속도를 가하여 주었다. 어큐뮬레이터의 초기압력은 30 bar로 유지하였으며, 용량은 0.325 L, 0.75 L, 1.5 L로 변경하면서 충격 압력과 가속도를 미치는 영향을 관찰하였다. 그림 12는 앞의 회로에서 오리피스를 추가하여 오리피스가 시스템에 감쇠력을 주는 영향을 보고자 하였다. 오리피스의 직경은 1.5 mm, 3 mm로 변경하면서 마찬가지로 충격 압력과 가속도를 관찰하였다. 충격을 주기위한 입력신호는 impulse 파형을 0.1초 동안 30000 N의 힘을 적용해 주었다.

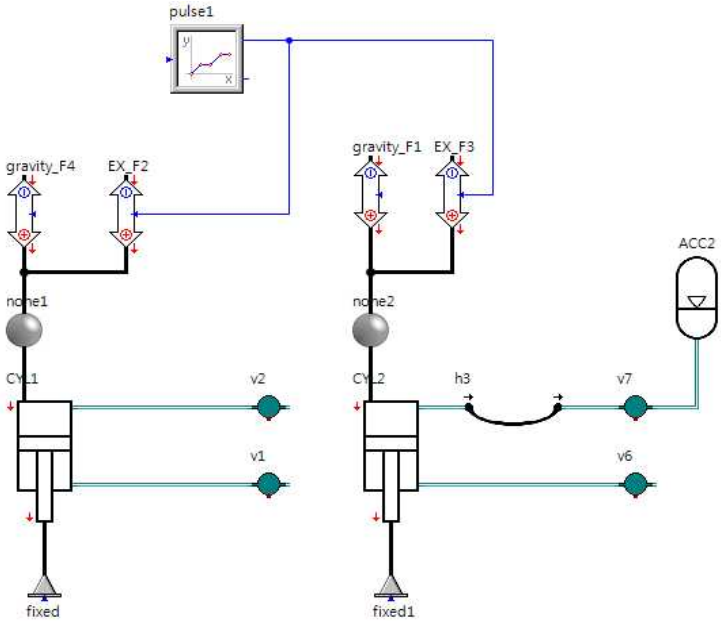


Fig. 11 Basic circuit diagram with an accumulator.

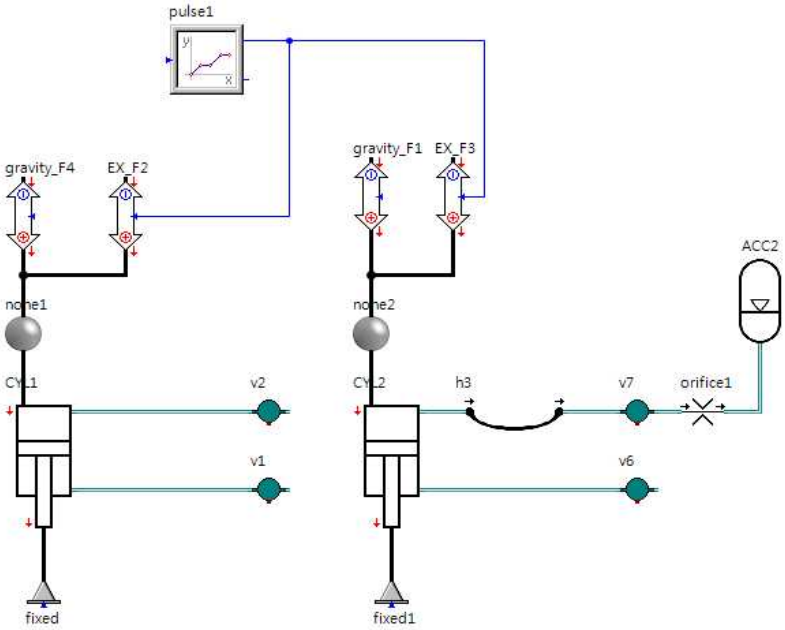


Fig. 12 Basic circuit diagram with an accumulator and an orifice.

## 5.3 붐 서스펜션 유압회로 설계

일반적으로 유공압 서스펜션은 서스펜션을 위한 실린더가 따로 있다. 하지만 프론트 로더의 경우 붐 실린더와 버켓 실린더로만 구성이 되어 있으며 서스펜션을 위한 실린더를 추가하기 어려운 구조이다. 따라서 기존의 프론트 로더 시스템에서 유압회로의 구조를 달리하여 붐 실린더가 서스펜션 역할을 할 수 있도록 하여야 한다. 또한 기존 프론트 로더의 유압회로는 실린더의 피스톤 헤드부에 어큐뮬레이터가 연결되어 있으나 반대편이 막혀있어 이론적으로는 어큐뮬레이터가 동작 할 수 없는 조건이다. 하지만 6.1장의 결과를 보면 어큐뮬레이터가 작동하면서 압력이 저감되는 모습을 볼 수 있다. 이는 실린더의 로드 부가 막혀 있음에도 동작하는 것으로 내부에서 캐비테이션 현상이 발생하고 있음을 알 수 있다. 이러한 캐비테이션 현상은 유압이 감소할 경우, 오일 속에 포함되어 있는 기체가 빠져나와 빈 공간을 만드는 현상이며, 압력이 높아지면서 소음 및 진동을 발생시키는 원인이 되기도 한다. 따라서 새로 설계하는 서스펜션 회로는 기존의 회로에 로드 부를 열어주고 오리피스를 추가하여, 캐비테이션 현상을 방지하고 효과적으로 감쇠가 일어나도록 하였다. 붐 서스펜션을 위한 유압회로는 한국HPC의 전문가 도움을 받아 제작하였으며 그림 13과 같다.

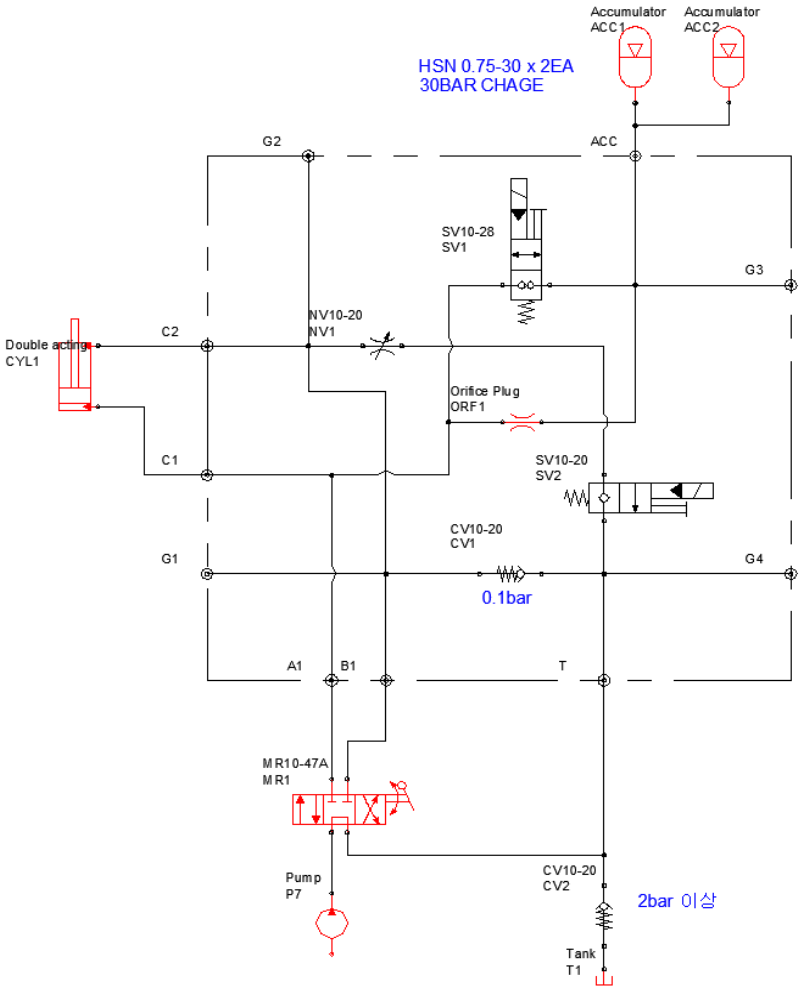


Fig. 13 Feature of the improved circuit for the boom suspension.

어큐뮬레이터는 기존 시스템과 동일한 위치인 유압 실린더의 피스톤 헤드부에 연결을 하였다. 어큐뮬레이터와 실린더 사이에는 서스펜션 기능을 on/off 할 수 있는 솔레노이드 밸브(SV1)가 위치 있어 어큐뮬레이터와 실린더 사이를 개폐하는 역할을 하도록 하였다. 오리피스(ORF1)는 솔레노이드 밸브가 off 상태로 막혀있을 경우, 실린더와 어큐뮬레이터의 압력 평형을 맞춰주는 역할을 하여, on 상태가 되어 열리게 되었을 때 압력 불균형으로 인한 실린더의 위치 변화가 일어나지 않도록 하였다.

피스톤의 로드 부에도 마찬가지로 서스펜션 기능을 on/off 가능한 솔레노이드 밸브(SV2)가 탱크와 연결된 사이에 위치하고 있으며, 탱크와 연결을 차단하는 역할을 하도록 하였다. 감쇠를 위한 가변형 유량제어밸브(NV1) 또한 실린더와 탱크 사이에 위치하도록 하였다. 체크밸브(CV1, CV2)는 배압 발생 및 실린더에서 발생되는 캐비테이션 현상을 방지하여 감쇠기능이 원활히 되도록 설계하였다. 이러한 구조는 실린더에 처음 충격이 가해져 압축될 시, 체크밸브를 통해 유량이 흐르게 하여 충격이 어큐뮬레이터로 빠르게 흡수되고 다시 배출 시에는 유량제어밸브로 통하게 하여 감쇠력을 얻도록 설계하였다.

## 5.4 시뮬레이션에 의한 붐 서스펜션 회로 검증

붐 서스펜션 회로를 제작하기 전에 시뮬레이션을 통하여 그 유효성을 검증하고자 하였다. 시뮬레이션 해석을 위하여 회로를 구성하기에 앞서 4.1.2장에서와 같이 단품 모델 해석을 먼저 실시하였다.

### 5.4.1 단품 모델 해석

기존 시스템과 동일한 모델을 사용하는 실린더, 어큐뮬레이터, 유압호스는 그대로 사용하였으며, 나머지 요소에 대한 단품 모델 해석을 실시하였다. 단품 모델 해석은 체크 밸브, 솔레노이드 밸브, 가변형 유량제어밸브, 펌프 등에 대하여 실시하였으며, 카탈로그 기반으로 모델링하여 각 부품별 검증을 하였다.

1) 체크밸브 CV1, CV2

체크밸브는 HydroForce사의 CV10-20 모델을 사용하였다. 체크밸브의 카달로그 상 스펙은 그림 14와 같다. 체크밸브는 cv1과 cv2가 있으며, cv1(0.1 bar)은 최소한의 크래킹 압력이 걸리는 0.34 bar로 모델링 하였다. 탱크 쪽의 체크밸브 cv2는 2 bar 이상으로 카탈로그의 크래킹압력 2.1 bar로 모델링을 하였다.

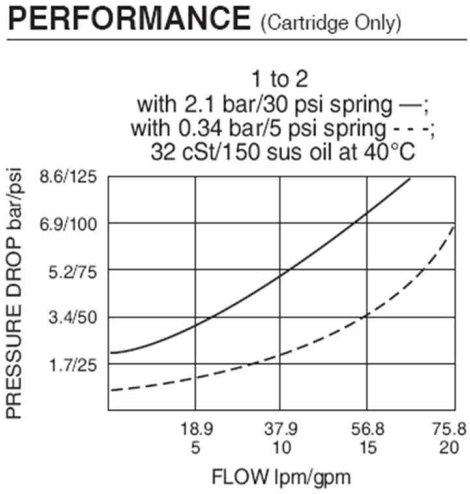


Fig. 14 Performance curve of the check valve in the catalog.

모델링된 체크밸브는 압력을 선형적으로 증가시키면서 압력과 유량변화를 카탈로그와 비교하였으며 그림 15와 같다. 시뮬레이션 결과와 카탈로그의 그래프가 일치하여 모델링이 올바르게 되었음을 확인하였다.

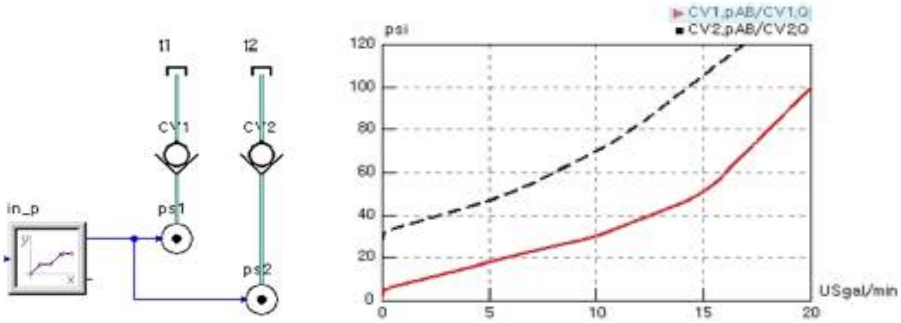


Fig. 15 Simulation model of the check valve(left) and the result of simulation (right).

2) 솔레노이드 밸브 SV1

솔레노이드 밸브 SV1은 실린더와 어큐뮬레이터 사이에서 유량을 개폐하

는 밸브로, HydroForce사의 SV10-28 모델을 사용하였다. SV1밸브의 카탈로그 실험데이터는 그림 16과 같다. 그림 17은 밸브를 시뮬레이션에서 구성하여, 압력을 선형적으로 증가시키면서 얻은 결과이다. 카탈로그의 실험데이터와 시뮬레이션의 결과가 일치하면서 모델링이 올바르게 되었음을 확인하였다.

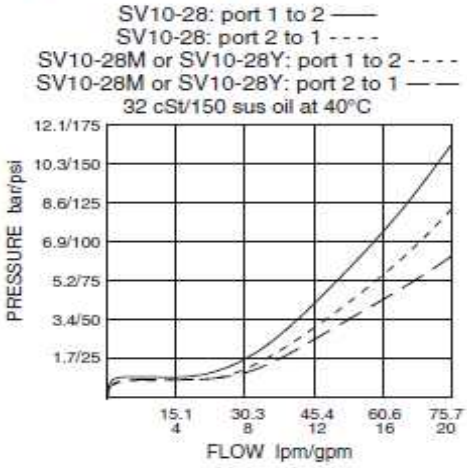


Fig. 16 Performance of the solenoid valve(SV1) in the catalog.

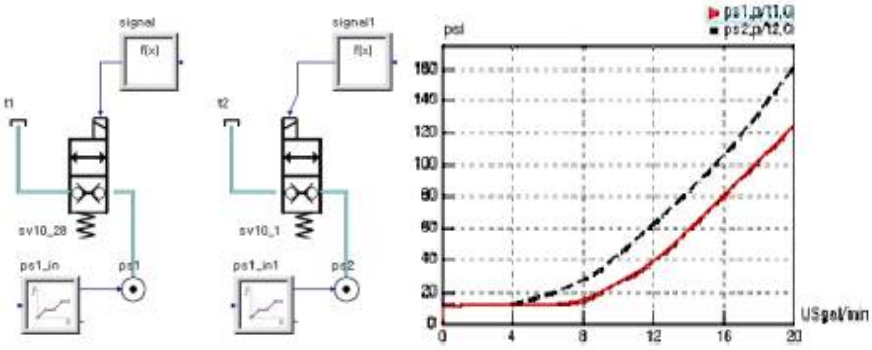


Fig. 17 Simulation model of the solenoid valve(SV1, left) and the result of simulation (right).

3) 솔레노이드 밸브 SV2

솔레노이드 밸브 SV2는 실린더와 탱크 사이에서 유량을 개폐하는 밸브로, HydroForce사의 SV10-20 모델을 사용하였다. SV2밸브의 카탈로그 실험 데이터는 그림 18과 같다. 이를 시뮬레이션에서 모델링 하였으며, 그 결과는 그림 19와 같이 나왔다. 카탈로그의 실험데이터와 시뮬레이션의 결과가 일치하여 올바르게 모델링 된 것을 확인하였다.

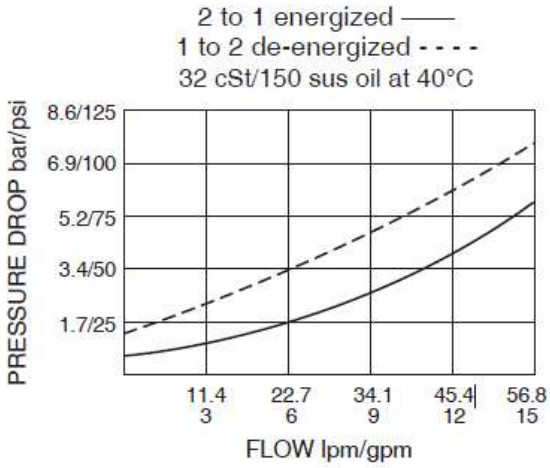


Fig. 18 Performance curve of the solenoid valve(SV2) in the catalog.

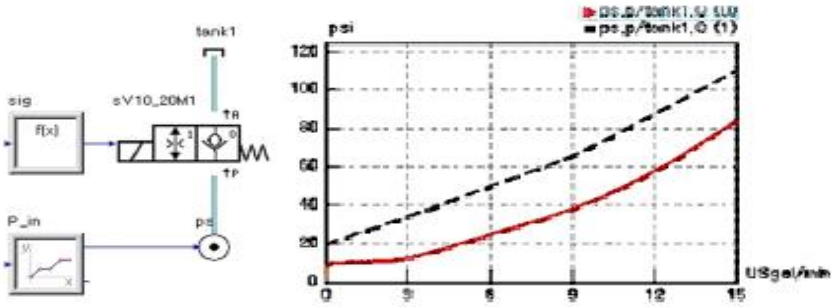


Fig. 19 Simulation model of the solenoid valve(SV2, left) and the result of simulation (right).

4) 가변형 유량제어밸브 NV1

가변형 유량제어밸브는 HydroForce사의 NV10-20 모델을 사용하였다. 이 모델은 나사를 돌리는 바퀴 수에 따라 오리피스를 변경하여 유량을 제어할 수 있다. 카탈로그의 실험 데이터는 그림 20과 같다. 실험 데이터 기반으로 시뮬레이션 결과는 그림 21과 같다. 시뮬레이션 결과는 카탈로그의 실험데이터와 일치하게 나오며 올바르게 모델링이 되었음은 확인하였다.

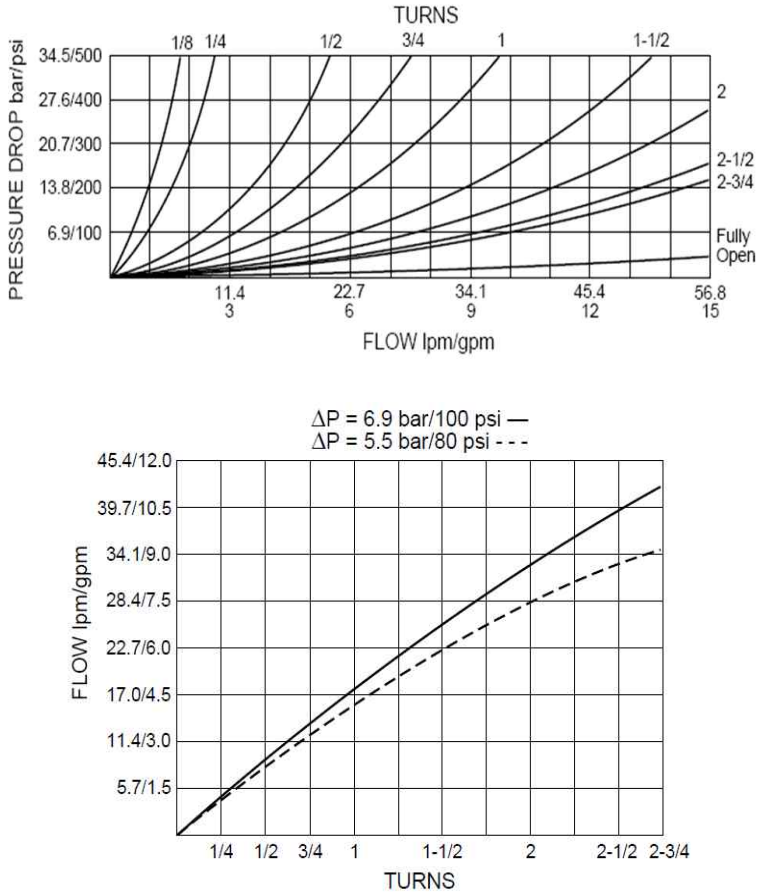


Fig. 20 Performance graphs of the pressure drop by flow rate(up) and the flow rate by valve turns(down).

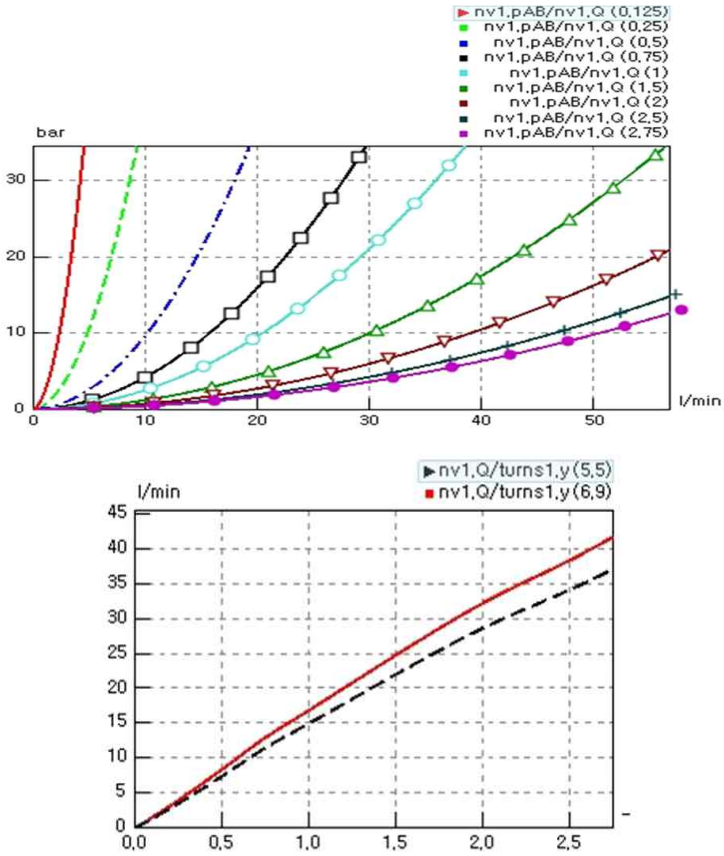


Fig. 21 Simulation results of the pressure drop by flow rate(up) and the flow rate by valve turns(down).

5) 펌프

펌프의 용량은 22 cc/rev로 모델링 하였으며, 그림 22 같이 펌프의 회전수 증가에 따른 토출량을 보았다. 실험에서 사용된 속도는 2200 RPM으로 이때의 유량을 계산하면 48.4 L이며, 시뮬레이션 결과도 일치하게 나오는 것을 확인하였다.

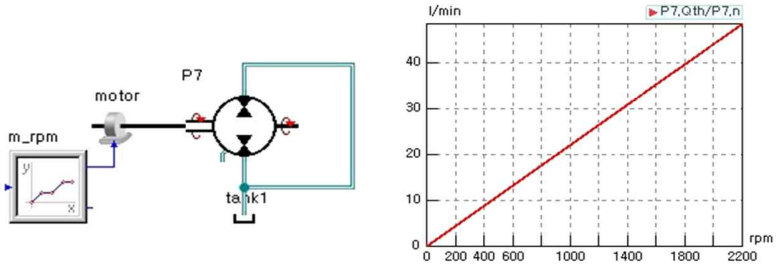


Fig. 22 Simulation model of the pump(left) and the result of the simulation (right).

### 5.4.2 붐 서스펜션 회로의 검증

붐 서스펜션 회로의 유효성 검증을 위하여 댐퍼 성능을 평가하는 가장 기본적인 방법인 F-s 선도와 F-v 선도를 이용하여 감쇠특성을 보고자 하였다. 앞에서 해석한 단품 모델을 이용하여 전체 붐 서스펜션 회로(a)를 그림 23과 같이 구성하였다.

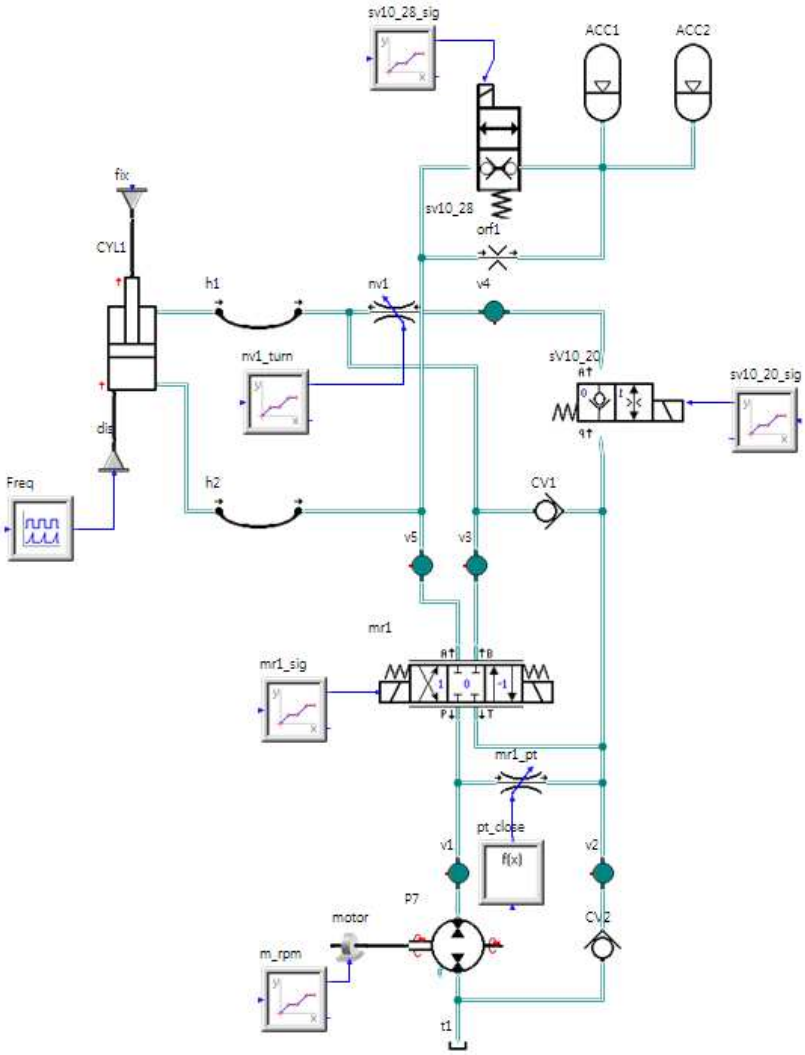


Fig. 23 Boom suspension circuit(a) for the front-end loader using SimulationX.

시뮬레이션의 초기 설정은 실린더와 어큐뮬레이터 사이에 0 bar의 압력을 설정해 주었으며, 어큐뮬레이터와 유량제어밸브로 유량이 흐를 수 있도록 솔레노이드 밸브는 on으로 하였다. 유량제어밸브의 열림량은 0.5 바퀴로 하였다. 실린더의 로드 부는 고정을 시킨 채, 반대쪽에서 가진을 하도록 하였다. 또한 기존 시스템과 비교를 하기위하여 어큐뮬레이터만

있는 회로와 없는 회로도 그림 24와 같이 구성하여 붐 서스펜션 회로와 비교하고자 하였다.

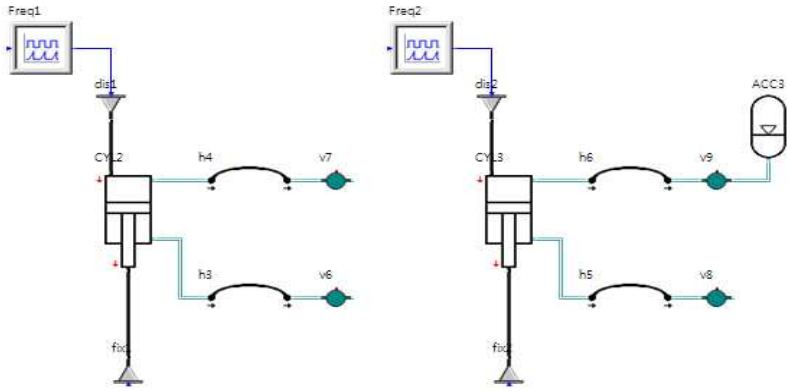


Fig. 24 Basic circuits for the front-end loader with/without the accumulator using SimulationX.

어큐뮬레이터가 있는 회로와 없는 회로도 마찬가지로 0 bar의 압력을 설정하였다. 각 회로의 감쇠특성 비교를 위하여 신호생성기를 이용하여 사인파형을 생성하였으며 다양한 조건의 진동수과 진폭을 생성하였다. 먼저 진동수를 2 Hz로 고정한 상태에서 진폭을 5 mm, ±10 mm, ±15 mm로 변화시켜가면서 감쇠특성을 비교하였으며, 진동수 2 Hz에 진폭 ±10 mm, 진동수 4 Hz에 진폭 ±5 mm, 진동수 8 Hz에 진폭 ±2.5 mm를 입력해가면서 각 회로별로 감쇠특성을 비교하였다. F-v선도는 실린더와 어큐뮬레이터가 연결된 사이에 50 bar로 설정하였으며, 이는 프론트 로더에 하중이 적재 될 경우 항상 압력이 걸려있는 상태가 되며, 실린더 제원상 50 bar의 압력이 걸릴시, 힘은 약 25 kN이 걸리도록 하였다. 진폭은 ±10 mm에서 고정하고, 진동수를 0.5 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz, 2 Hz로 변화시키면서 그 특성을 비교하였다.

다양한 입력 신호를 이용한 감쇠 특성을 확인하고, 유량제어밸브의 유량에 따른 감쇠 특성의 민감도를 보기위하여 유량제어밸브의 개도량을 변화시키면서 감쇠력을 보고자 하였다. 프론트 로더의 구조는 버켓에 하중이 실린 경우, 실린더의 피스톤 부에 압력이 가해지며 반대편인 로드부에는 실린더 내부에 압력 거의 생성되지 않는다. 이는 서스펜션 회로에서도 마찬가지로 실린더 로드 부는 유압 탱크와 연결이 되어 있기 때문에 압력이 매우 낮다. 하지만 시뮬레이션을 실행하기 위해서는 초기조건이 맞아야 하며, 실린더 피스톤 부에 압력을 형성하면, 반대편인 실린더 로드부에는 그에 상응하는 압력을 주어야한다. 하지만 실린더의 로드 부는 탱크와 연결이 되어있어 피스톤 부에 압력을 줄 경우 시뮬레이션을 실행하자마자 실린더가 최대 변위까지 이동해 버린다. 따라서 실린더의 피스톤 부에 압력을 형성하기 위하여 로드에 연결되어 있는 질량에 4100 kg으로 설정하고 중력을 가해주어 실린더의 피스톤 부에 약 80 bar의 압력이 형성되도록 하여 실린더가 중간위치에서 유지되도록 하였다. 서스펜션 기능을 on/off 하는 솔레노이드 밸브는 모두 on으로 하여 어큐뮬레이터와 유량제어밸브로 유량이 흐를 수 있도록 하였다. 그림 25는 설명한 조건대로 시뮬레이션을 구성한 모습이다.

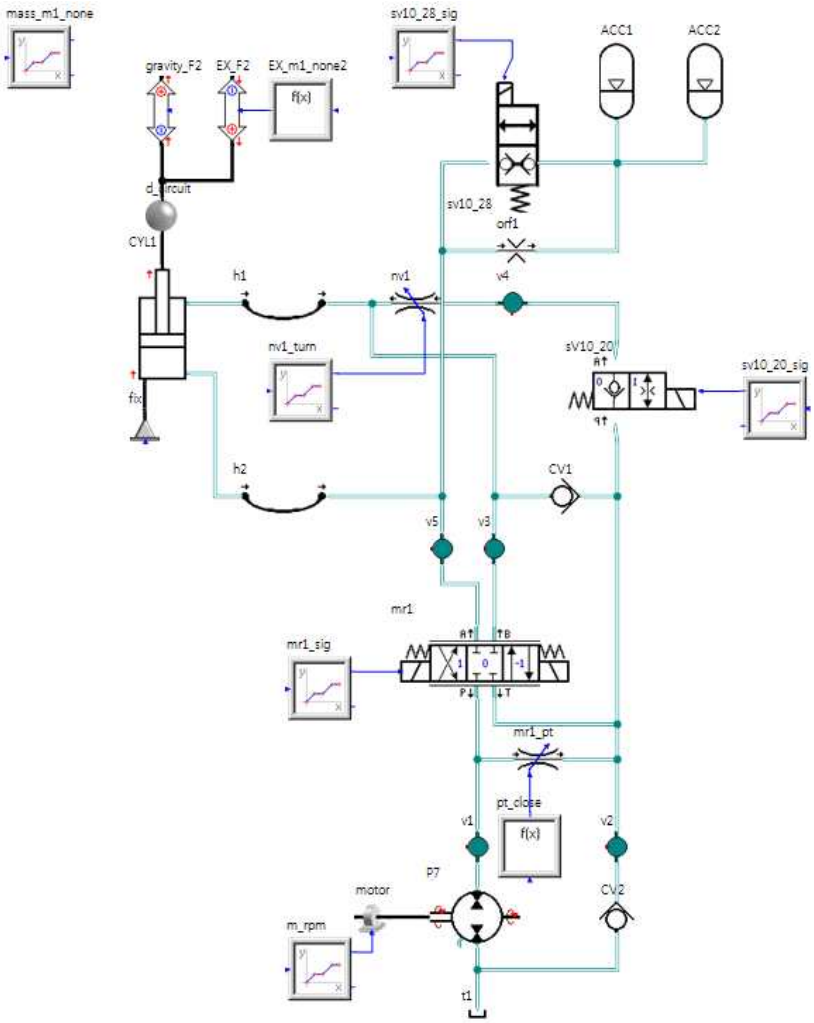


Fig. 25 Boom suspension circuit(b) for the front-end loader using SimulationX.

실린더에 작용하는 힘의 조건을 실제 프론트 로더가 받는 힘과 같은 조건을 주어야하지만 현재는 유압회로만 구성되어 있으며 트랙터의 타이어 특성 및 프론트 로더의 동역학적 요소를 전부 반영할 수가 없다. 따라서 기존 시스템 실험에서 측정한 실린더의 압력을 힘으로 변환하여 실제 실린더가 받는 힘과 유사한 조건이 되도록 하였다. 실린더의 압력 데이터는 실험조건 6 km/h에서 어큐뮬레이터가 없을 때의 압력데이터를

사용하였다. 이 압력 데이터는 평균 85 bar에서 진동을 하였으므로 가진 조건으로 주기 위하여 평균을 0으로 이동시키고, 실린더의 면적을 곱해 주어 힘으로 변환하였다. 가진 조건으로 변환된 힘은 그림 26과 같다.

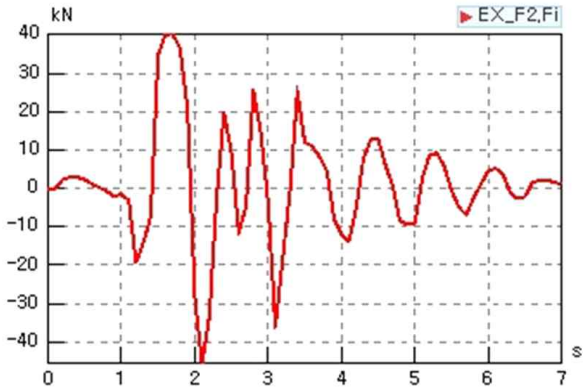


Fig. 26 Converted force as the input signal measured at experiment.

유량제어밸브의 유량은 밸브의 회전수에 따라 정해지며, 총 5단계로 조절하였다. 회전수는 0.25, 0.5, 1, 1.5, 2 바퀴로 설정하였다. 각 회전수에 따라 실린더 피스톤 부의 압력 변화, 가속도 변화, 실린더의 변위를 비교하여 민감도를 보고자 하였다.

## 5.5 붐 서스펜션 시스템 장착 트랙터 주행 충격 시험

시뮬레이션을 이용한 검증 및 분석을 하고 난 후, 실제로 제작한 붐 서스펜션 회로를 프론트 로더에 장착하여 실험을 하였다. 실험에 사용된 프론트 로더와 트랙터는 기존 시스템 실험과 같은 기종을 사용하였다. 충격을 위한 요철도 똑같은 요철을 사용하여 기존 시스템과 새로 개발한 붐 서스펜션의 효용성을 보고자 하였다.

실험에 사용된 트랙터와 프론트 로더는 앞에서와 동일한 PX1000과 KL901을 사용하였다. 제작한 붐 서스펜션 블록은 그림 27과 같이 운전석 기준으로 프론트 로더의 오른편에 장착하였다. 기존 시스템 실험과 동일하게 압력과 가속도를 측정하였으며, 추가로 실린더의 변위를 측정하였다.

Fig. 27 Feature of equipments mounted on the front-end loader.

압력센서는 기존 시스템 실험과 동일한 모델을 사용하였으며, 측정 위치는 실린더의 피스톤 부만 측정을 하였으나, 본 실험에서는 측정 포인트를 실린더 로드 부, 어큐뮬레이터, 배출구 등 추가하였다. 가속도는 기존 시스템 실험에서 버켓, 마운팅, 시트, 캐빈 후면 부를 측정하였지만, 본 실험에서는 버켓과 시트만 측정하였다. 그 이유는 마운팅과 캐빈의 후면 부에서는 큰 영향성이 없는 것으로 판단되었으며 기존 시스템 실험 결과에 자세히 서술되어 있다. 가속도 센서는 3273A1T모델을 사용하였다. 지면의 요철로 인하여 충격을 받으면, 붐 실린더가 움직이게 된다. 이러한 움직임을 측정하기 위하여 포텐셔미터(LVT-700)을 붐 실린더와 나란히 장착하였다. 유량과 온도를 측정하기 위하여 압력, 온도, 유량을 통합적으로 측정 가능한 Flo-Check(Flo-tech사) 센서를 사용하였다.

Flo-Check센서는 유량제어밸브가 설치된 배출구 쪽에 연결하였다. 이 센서를 통해 측정된 신호는 사측에서 제공해주는 전용 소프트웨어인 Flo-tech Analyzer를 사용하였으며, 데이터 저장 주기는 1Hz로 저장하였다. 어큐뮬레이터는 기존 실험과 동일한 모델인 초기압력 30 bar, 용량 0.75 L를 양쪽에 각각 3개씩 직렬로 설치하였으며, 그림 28와 같이 호스와 연결 사이에 각각 차단밸브를 설치하여 개수를 변경하면서 실험이 가능하도록 하였다.

Fig. 28 Feature of accumulators equipped with shut-off valves.

유량제어밸브는 그림 29와 같이 서스펜션 블록의 전면에 조절 나사를 통해 유량을 조절하였다. 회전수를 정확히 조절하기 위하여 나사를 4등분하여 표시하였다.

Fig. 29 Feature of the flow control screw on the flow control valve.

본 실험에서는 붐 서스펜션의 효용성을 최대한 이끌어 내기 위하여 기존 시스템에서 실험했던 속도 중 가장 빨랐던 6 km/h를 고정하였다. 같은 이유로 하중도 780 kg으로 고정하여 충격을 최대화 하고자 하였다. 요철은 기존 시스템 실험과 동일한 15 cm 요철을 사용하였다. 앞의 조건을 고정시키고, 유량제어밸브의 유량과 어큐뮬레이터의 개수(용량)를 변경하면서 실험을 하였다. 실험에 사용된 조건은 표 2와 같다.

Table 2 Flow control valve and accumulator conditions used in the study

| Factor | Level |
|---|---|
| Flow control valve | 0.25, 0.5, 1 turn |
| Accumulator | 1, 2, 3 ea (one side) |

각 실험은 3반복으로 진행하였으며, 앞의 실험들은 서스펜션 기능이 작동할 때이며, 서스펜션 기능을 끈 경우와 비교하기 위하여 솔레노이드 밸브를 모두 끈 경우도 3반복으로 실험을 하였다. 측정된 센서신호를 수집하기 위해 기존 시스템 실험에서 사용했던 NI 모듈을 그대로 사용하였다. LabVIEW 프로그램은 기존과 동일한 상태에서 센서가 추가된 부분을 그림 30과 같이 추가하여 데이터를 수집하였다. 데이터의 저장 주

기도 앞에서와 마찬가지로 10Hz로 하였다.

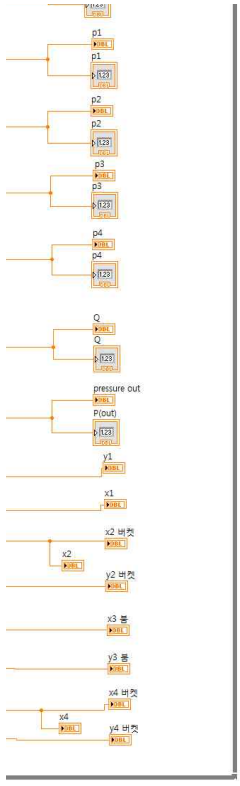


Fig. 30 Modified block diagram by adding signal ports of the sensors in the LabVIEW program.

# 6. 결과 및 고찰

## 6.1 기존 프론트 로더 실험 결과

어큐뮬레이터가 시스템에 끼치는 영향성을 보기 전, 각 조건에 따라 충격이 압력과 가속도에 주는 영향을 보았다. 프론트 로더의 버켓에 적용된 하중은 붐 실린더의 압력에 중대한 영향을 끼친다. 실험에서 하중을 0 kg과 780 kg 을 주었으며, 평균 압력의 차이가 나는 것을 볼 수 있었다. 그림 31은 트랙터의 속도가 2 km/h일 때, 버켓 하중 780 kg과 0 kg의 압력을 비교한 것이다. 버켓의 하중이 780 kg 일 때 충격을 받기 전까지의 평균 압력은 85 bar로 실린더가 받는 정적 힘은 약 43000 N이다. 최대 피크압력의 경우 130 bar로 평균에서 45 bar 증가하였다. 반면 0 kg 인 경우, 충격 받기 전까지의 평균 압력은 32 bar로 실린더가 받는 정적 힘은 16000 N이다. 최대 피크압력은 55 bar로 평균보다 23 bar 증가함을 볼 수 있었다. 따라서 하중이 크면 높은 평균 압력과 함께 외부 충격 시 내부의 압력 진동이 더 커짐을 볼 수 있었다.

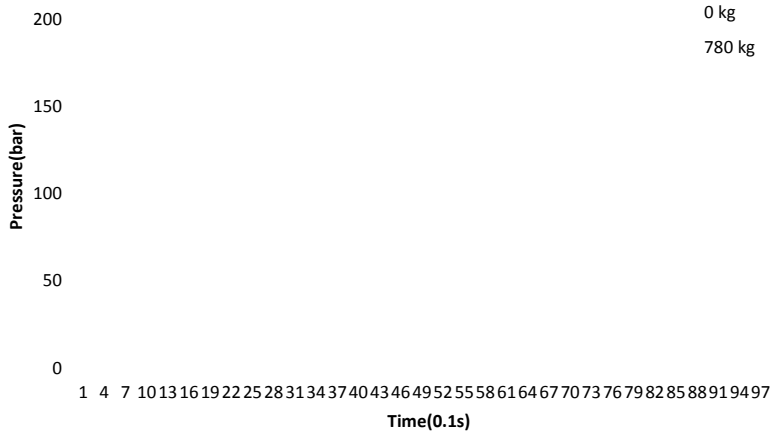


Fig. 31 Cylinder pressure changes by the bucket weight levels when the test speed was 2 km/h.

실험에서 트랙터의 속도는 2, 4, 6 km/h 등, 3단계로 실험을 하였다. 트랙터의 속도에 따른 영향성은 하중이 있을 때 더 크게 나타났으며, 속도가 빠를수록 충격이 커지는 경향을 나타내었다. 다음 그림 32는 780 kg 과 0 kg일 때, 속도에 따른 압력 변화를 나타낸 것이다.

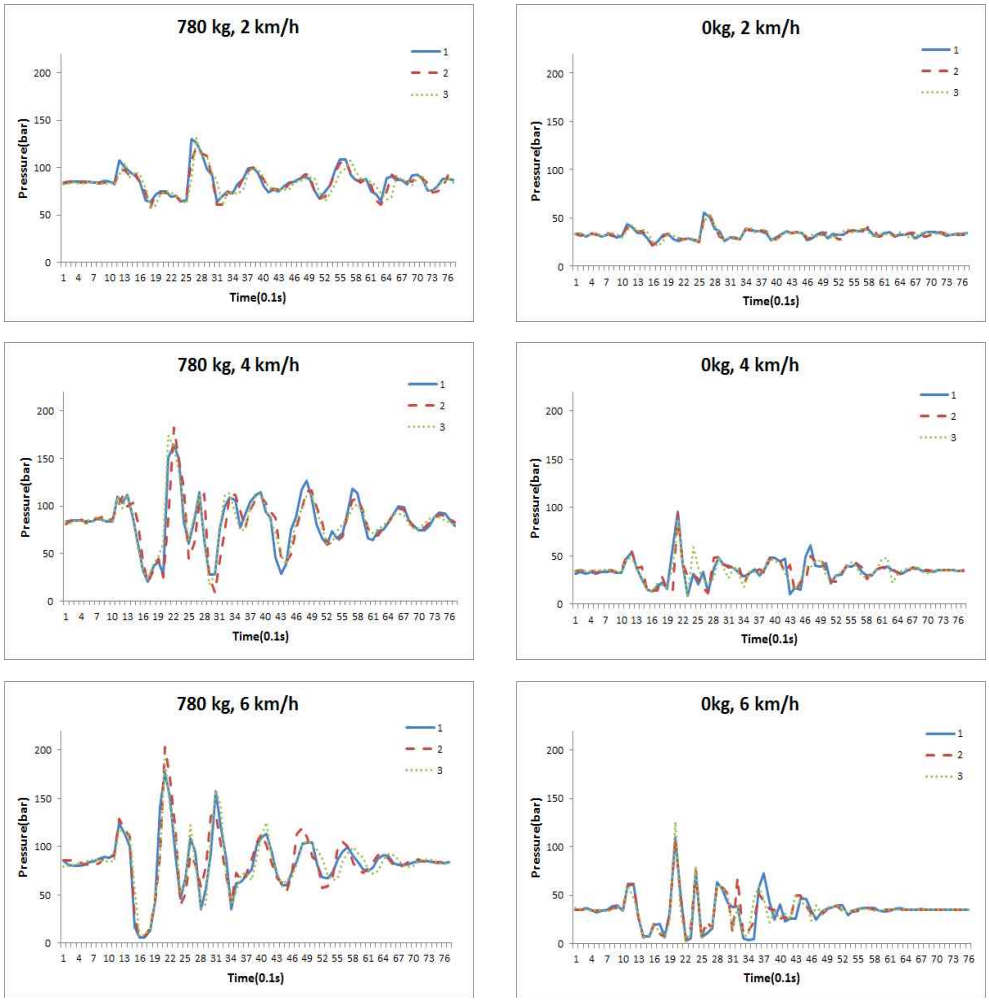


Fig. 32 Cylinder pressure changes by traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0, 780 kg).

하중이 780 kg 작용 시, 속도에 따른 최대 피크압력은 2 km/h에서 130 bar, 4 km/h에서 183 ba, 6 km/h에서 203 bar의 증가를 보였으며, 무 하중 시, 속도에 따른 최대 피크압력은 2 km/h에서 55 bar, 4 km/h에서 94 bar, 6 km/h에서 125 bar 증가하였다. 속도가 빨라짐에 따라 피크 압력의 값은 같이 커졌다. 그림 33은 압력 RMS 또한 속도가 증가함에 따라 같이 증가하는 경향을 보여주었다.

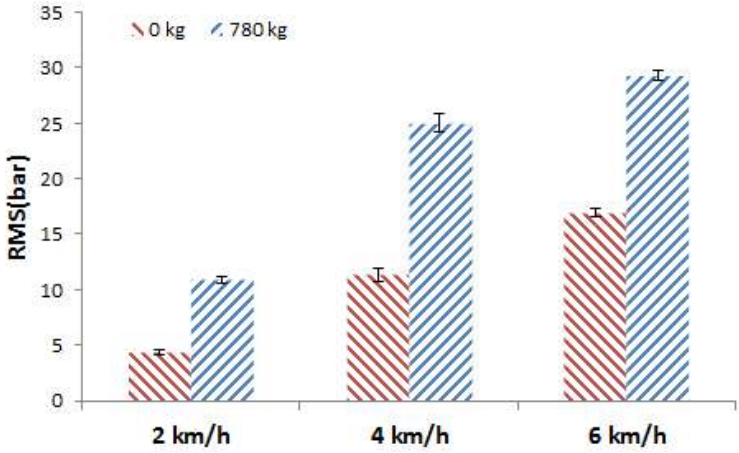


Fig. 33 RMS results of cylinder pressure by the traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0, 780 kg).

압력 RMS는 2 km/h에서 4.3 bar와 10.9 bar, 4 km/h에서 11.3 bar와 25 bar, 6 km/h에서 16.9 bar와 29.3 bar로 2배에 가까운 차이를 보여주며 속도에 따라 같이 증가하였다. 따라서 속도가 빨라질수록 충격 압력의 저감이 더욱 필요한 것으로 나타났다.

속도와 하중에 따른 가속도의 경향을 보기위하여 버켓의 수직 방향인 z축의 가속도를 그림 34와 같이 비교하였다. 가속도의 경우도 마찬가지로 속도가 증가함에 따라 가속도가 증가하는 모습을 보였다. 하중이 780 kg 작용 시, 속도에 따라 최대 피크 값이 0.1 $/s$ , 0.11 $m/s^2$ 0.13 $m/s^2$ 으로 증가하였으며, 0 kg 작용 시, 속도에 따른 최대 피크 값이 0.11

$/s$ , 0.19 $m/s^2$, 0.38 $m/s^2$ 으로 증가하였다. 이는 압력과는 달리 오히려 하중이 0 kg 일 때 더 큰 가속도의 증가를 보였다. 이는 질량이 감소하면서 시스템의 자연 진동수는 증가하게 되며($\omega_n = k/m$), 대역폭 BW( $W = \omega_n[(1-2\zeta^2) + 4\zeta^4 - 4\zeta^2 + 2]^{1/2}$, $\zeta$=감쇠비)도 자연 진동수에 비례하여 증가하기 때문이다. 따라서 하중이 없는 경우 대역폭 BW가 하중이 있는 경우보다 증가하면서 가속도가 증가하는 모습을 보였다.

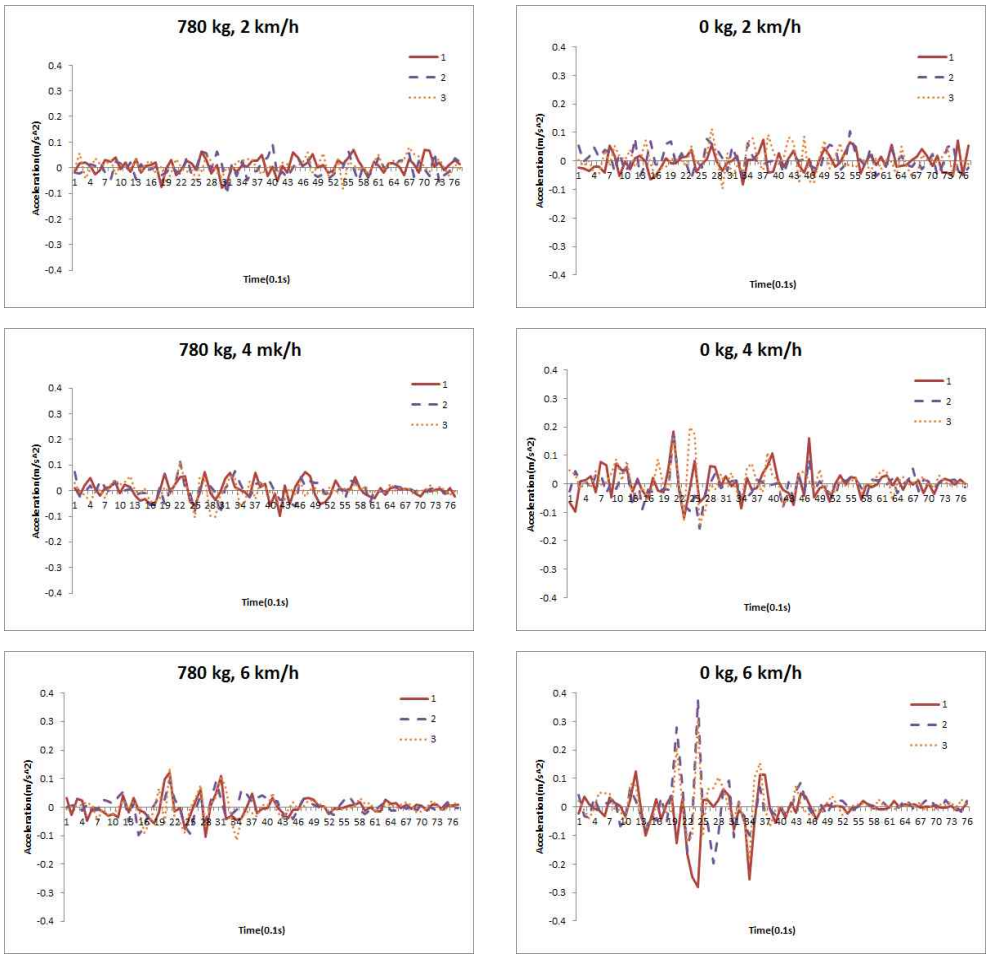


Fig. 34 Acceleration changes of the bucket by traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0, 780 kg).

그림 35는 가속도 RMS를 비교한 것이다. 가속도 RMS도 마찬가지로 속도가 빨라짐에 따라 780 kg일 때는 0.08 $/s$ , 0.10 $m/s^2$, 0.11 $m/s^2$로 증가하였으며, 0 kg일 때는 0.11 $m/s^2$, 0.15 $m/s^2$, 0.22 $m/s^2$로 증가하였다. 하중이 0 kg일 때, 비교적 가속도의 값이 크게 나왔지만, 본 연구에서는 버켓에 적재물을 싣고 주행 시, 충격 저감이 목표이므로 이후 분석에서는 780 kg일 경우 중점적으로 분석하였다.

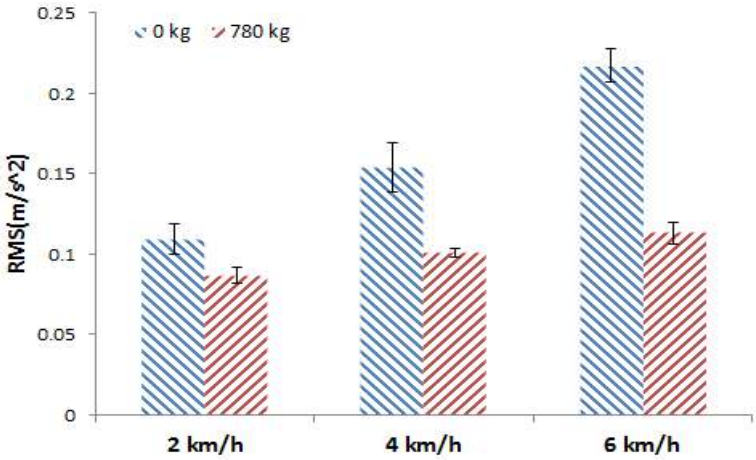


Fig. 35 RMS results of bucket acceleration by the traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0, 780 kg).

그림 36은 트랙터의 속도가 6 km/h, 버켓의 하중이 780 kg 일 때, 어큐뮬레이터를 연결 했을 때와 연결 안했을 때의 압력을 비교한 그래프이다. 어큐뮬레이터를 적용 시, 상당한 피크압력의 감소율을 보였다. 어큐뮬레이터 미적용 시 203 bar 피크압력이 적용 시, 130 bar로 감소하였다. 이는 평균압력 85 bar에서 238% 증가율과 154% 증가율을 보였으며, 어큐뮬레이터가 충격 압력의 흡수를 상당히 하는 것으로 나타났다.

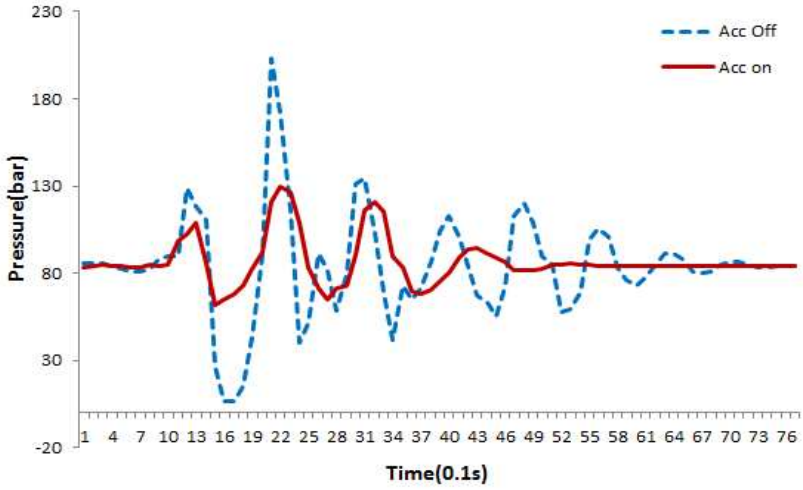


Fig. 36 Cylinder pressure changes with/without accumulator when the traveling velocity was 6 km/h and the bucket weight was 780 kg.

그림 37과 38은 780 kg 과 0 kg의 압력 RMS를 비교한 것이다. 어큐뮬레이터 장착 시, 2, 4, 6의 속도와 780 kg, 0 kg, 모든 경우에서 압력 RMS가 줄어드는 모습을 보여주었다. 780 kg에서 2km/h일 때, 10.6 bar에서 6.3 bar로, 4 km/h일 때, 23.8 bar에서 11.8 bar로, 6 km/h일 때, 29.3 bar에서 13.8bar로 감소하였다. 0 kg 에서는 2 km/h일 때, 4.3 bar에서 1.0 bar로, 4 km/h에서 11.3 bar에서 3.5 bar로, 6 km/h에서 16.9 bar에서 8.6 bar로 감소하였다. 최소 41%부터 77%의 감소율을 보이며 충격 압력을 감소시켰다.

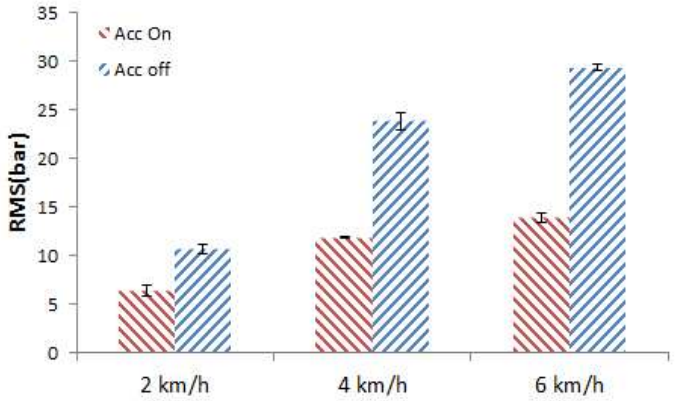


Fig. 37 RMS results of cylinder pressure with/without the accumulator by the traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(780 kg).

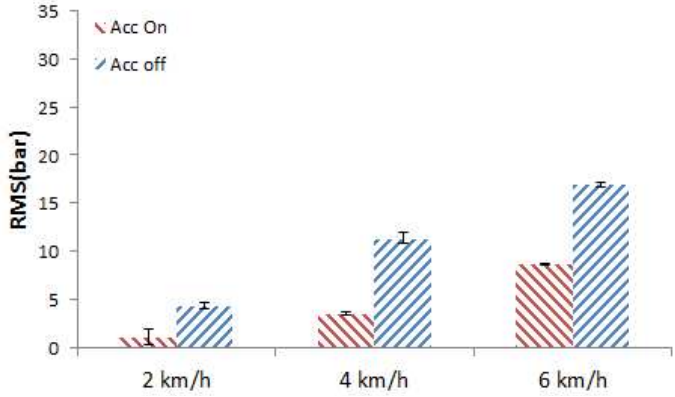


Fig. 38 RMS results of cylinder pressure with/without the accumulator by the traveling velocity(2, 4, 6 km/h) and the bucket weight(0 kg).

어큐뮬레이터에 따른 가속도 영향을 보기위하여 하중 780kg 작용 시, 6 km/h의 속도 일 때, 어큐뮬레이터 유무에 따른 가속도의 변화를 비교하였다. 그림 39는 780 kg, 6 km/h일 때, 버켓, 마운팅, 시트, 캐빈의 후면부에서의 앞뒤방향(x축)의 가속도이며, 그림 40은 수직방향(z축)의 가속도이다.

Fig. 39 Horizontal acceleration changes at different locations with/without the accumulator when the traveling velocity was 6 km/h and the bucket weight was 780 kg.

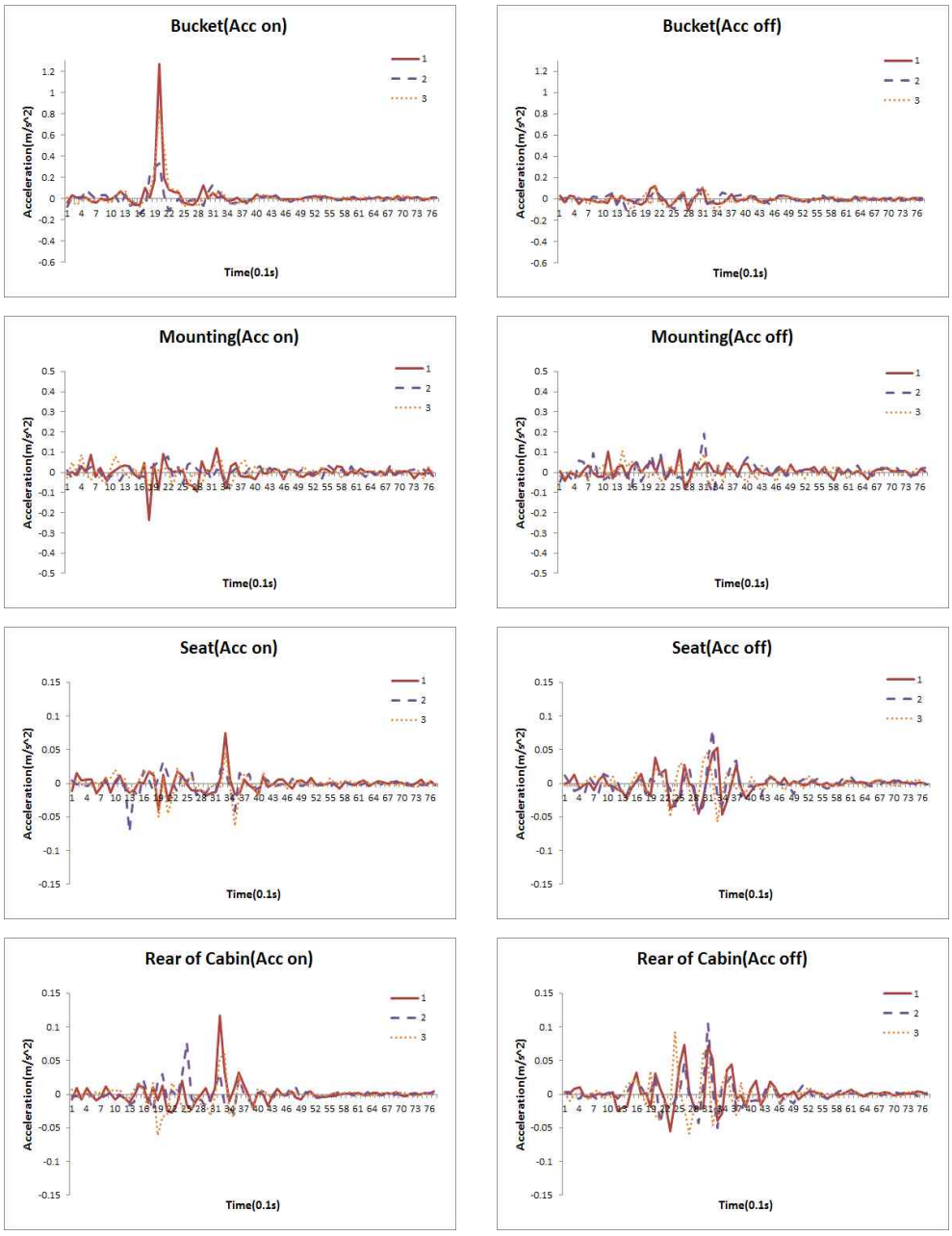


Fig. 40 Heave acceleration changes at different locations with/without the accumulator when the traveling velocity was 6 km/h and the bucket weight was 780 kg.

수평방향(x축)의 가속도의 경우 어큐뮬레이터를 장착 시, 시트와 캐빈의 후면부에서 약간 감소되었지만 버켓 부에서의 가속도가 오히려 많이 증가하였다. 수직방향(z축)도 마찬가지로 버켓 부에서 가속도가 크게 증가하였다. 더 정확한 비교 평가를 위하여 가속도 RMS를 그림 41, 42와 같이 나타내었다.

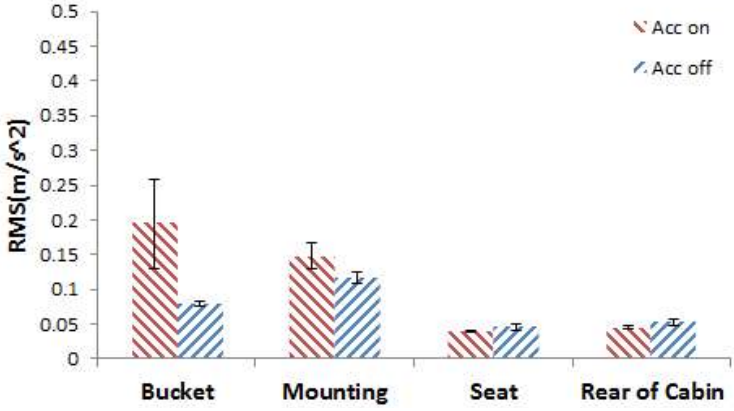


Fig. 41 RMS results of horizontal acceleration at different locations with/without the accumulator.

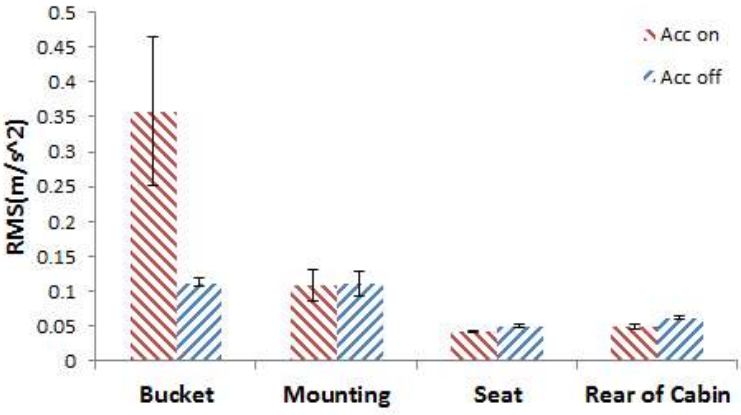


Fig. 42 RMS results of heave acceleration at different locations with/without the accumulator.

수평방향의 가속도 RMS의 경우 버켓 부과 마운팅 부에서 증가하였으며, 시트와 캐빈의 후면부에서는 약간씩 감소하였다. 특히 버켓의 경우 어큐뮬레이터 미장착 시, 0.08 $/s$ 에서 장착 시, 0.2 $m/s^2$로 두 배 이상 증가하였다.

수직방향(z축)의 가속도 RMS는 마운팅 부, 시트, 캐빈의 후면부는 유사하거나 감소되었지만, 버켓의 RMS 값은 더욱 큰 증가를 보였다. 버켓부에서 어큐뮬레이터 미 장착 시, 0.11 $m/s^2$에서 장착 시, 0.36 $m/s^2$로 3배 이상의 증가를 보였다. 이는 버켓 부에서는 지면에서 오는 진동이 어큐뮬레이터를 통하여 더욱 증가됨을 나타냈으며, 어큐뮬레이터만 사용 시에는 오히려 역효과가 날 수 있음을 나타내었다.

그림 43과 44는 FFT를 이용한 가속도 분석 결과이다. 그림 43은 버켓부의 수평방향(x축)의 가속도를 어큐뮬레이터 장착 시와 미 장착 시를 FFT 분석을 통해 나타내었다. 어큐뮬레이터을 장착하면 10 Hz 미만에서 가속도가 증가함을 볼 수 있었다. 수직방향(z)축도 그림 44와 같이 어큐뮬레이터를 장착 시 10Hz 미만의 영역에서 가속도가 크게 증가하였으며, 이러한 가속도의 감쇠가 필요함을 나타내었다.

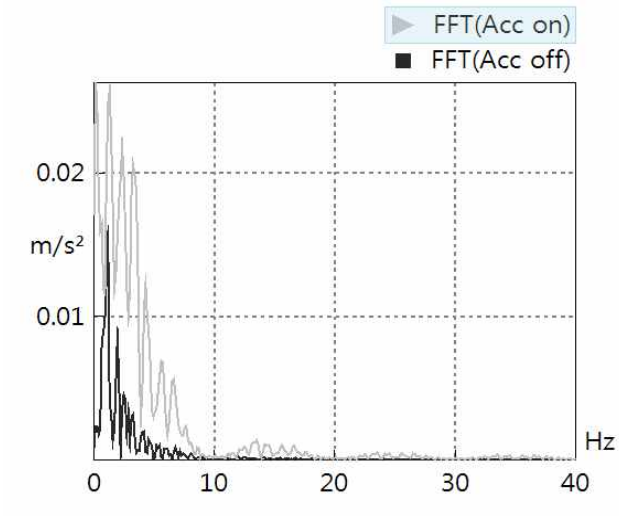


Fig. 43 FFT analysis of horizontal acceleration of the bucket when the accumulator connected and disconnected.

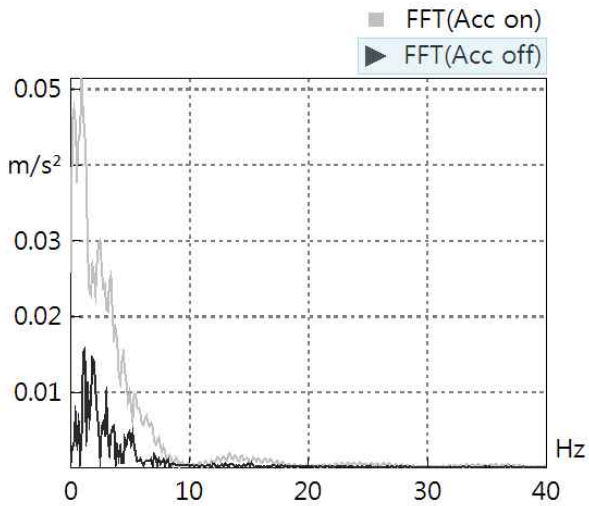


Fig. 44 FFT analysis of heave acceleration of the bucket when the accumulator connected and disconnected.

## 6.2 시뮬레이션에 의한 유압시스템 요인 해석 결과

어큐뮬레이터의 용량을 0.325 L, 0.75 L, 1.5 L로 변경하였을 때, 그림 45와 같이 용량이 증가할수록 압력이 저감되는 모습을 볼 수 있었다. 이는 어큐뮬레이터가 용량이 늘어날수록 충격 압력을 더 많이 흡수하는 것을 알 수 있다. 그림 46은 용량이 변경됨에 따른 가속도의 변화이다. 어큐뮬레이터의 용량이 커지면서 가속도가 점점 줄어들었다. 이는 어큐뮬레이터의 용량이 커지면서 스프링 계수가 작아지며( $=n\ ^2/P_0V_0$), 그에 따라 자연 진동수가 작아지게 되고($\omega_n = \ k/m$), 자연 진동수가 작아지면서 대역폭 BW($BW=\omega_n[(1-2\zeta^2)+\ 4\zeta^4-4\zeta^2+2]^{1/2}$, $\zeta$=감쇠비)는 감소하여 가속도가 줄어들게 되었다. 그림 47은 용량이 증가함에 따라 실린더의 변위가 증가하였으며, 이는 스프링 계수가 작아지면서 같은 힘에 대하여 많은 변화를 보였다.

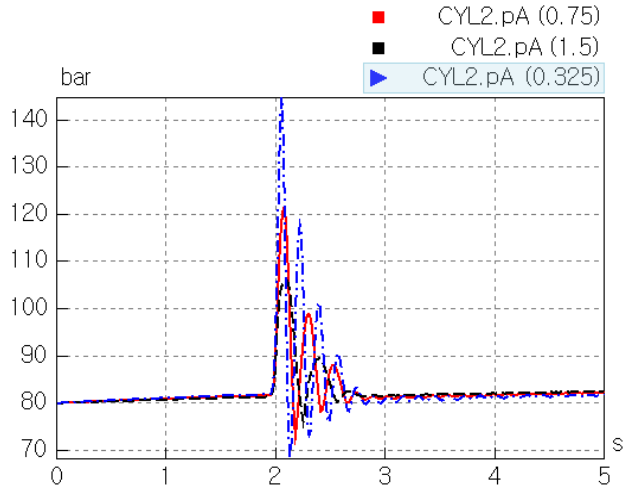


Fig. 45 Cylinder pressure graphs according to the accumulator volume.

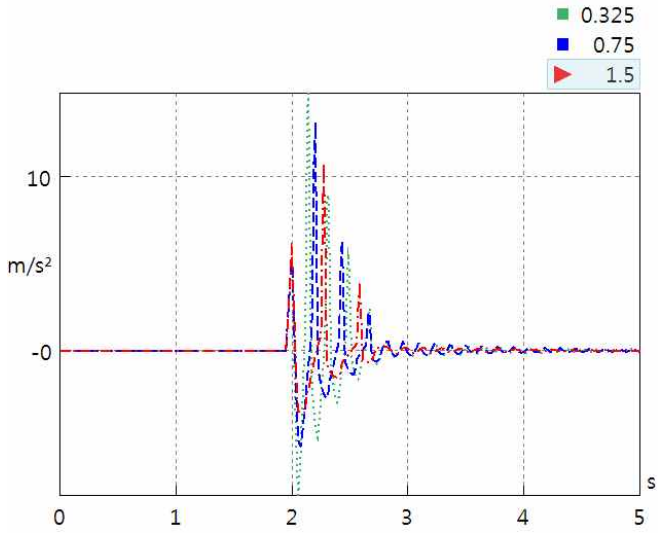


Fig. 46 Cylinder acceleration graphs according to the accumulator volume.

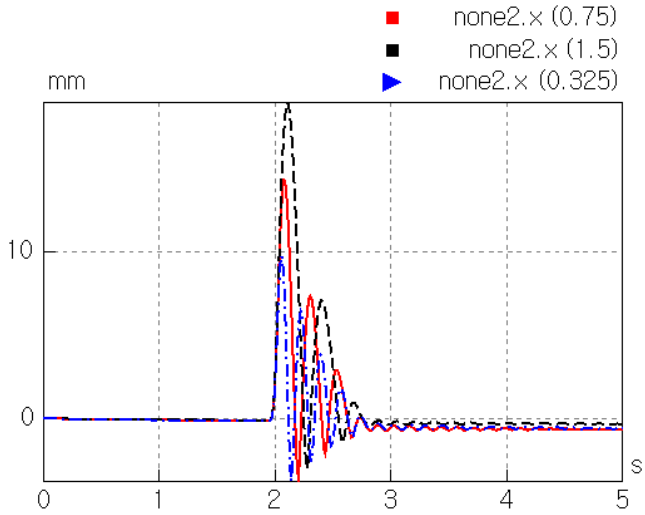


Fig. 47 Cylinder displacement graphs according to the accumulator volume.

그림 48은 오리피스의 추가하였을 때 압력의 변화이다. 오리피스는 직경은 0 mm, 1.5 mm, 3 mm로 변경하였으며, 1.5 mm와 3 mm로 오리피스

를 적용하였을 경우 압력의 정상상태로 돌아오는 시간이 단축됨을 볼 수 있었다. 그림 49는 오리피스에 따른 가속도의 모습이며, 압력과 마찬가지로 오리피스가 적용되면 가속도의 진동이 줄어들며 정상상태로 돌아오는 시간이 짧았다. 그림 50은 오리피스에 따른 실린더의 변위이며, 오리피스가 적용될 경우, 실린더의 변위가 줄어들어 적게 진동함을 볼 수 있었다. 오리피스는 유압 시스템에서 댐퍼 역할을 하면서 진동을 잡아주는 모습을 보여주었다.

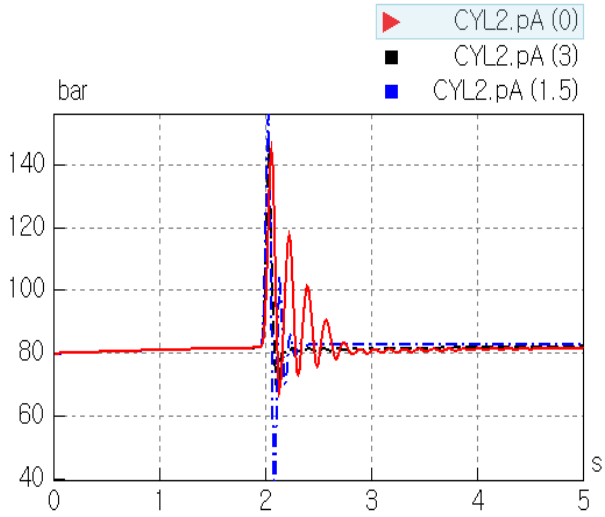


Fig. 48 Cylinder pressure graphs according to the orifice diameter.

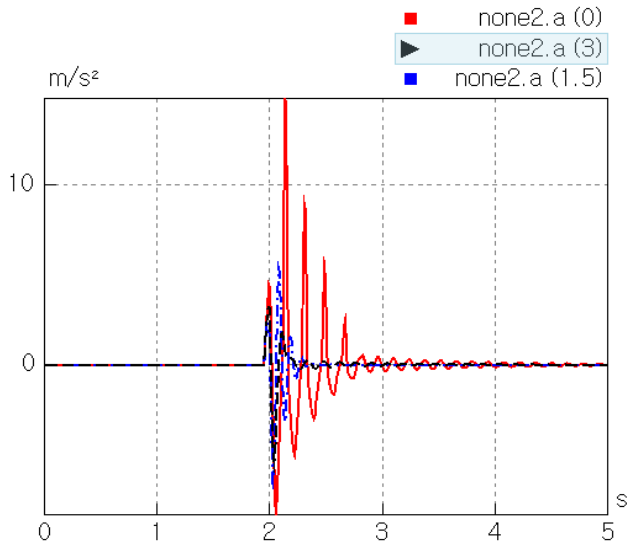


Fig. 49 Cylinder acceleration graphs according to the orifice diameter.

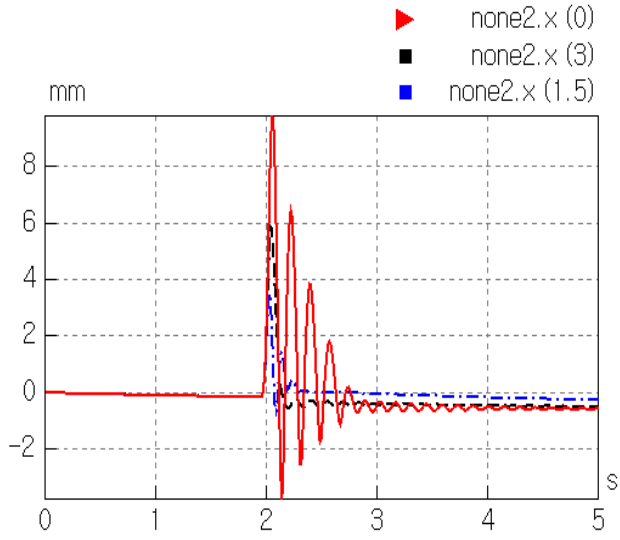


Fig. 50 Cylinder displacement graphs according to the orifice diameter.

## 6.3 시뮬레이션에 의한 붐 서스펜션 회로 검증 결과

시뮬레이션을 이용한 붐 서스펜션 회로의 검증은 F-s 선도와 F-v 선도 그리고 raw data를 이용하여 유효성을 검증하였다. 먼저 F-s선도를 통하여 새로 설계한 회로가 감쇠력을 가지는지 확인하였다. 먼저 실린더의 초기압력을 0 bar로 설정하고, 2 Hz의 사인파형에 진폭 5 mm, ±10 mm, ±15 mm을 가진 하였으며, 기존 시스템의 유압회로의 어큐뮬레이터 장착 시와 미 장착 시, 그리고 붐 서스펜션 회로의 결과를 비교하였다. 그림 51은 기존 시스템의 어큐뮬레이터가 없는 회로의 F-s선도를 나타낸 것이다. F-s 선도는 내부 면적이 한 일을 나타내며 이것이 감쇠력이 되는데, ±10 mm 움직이는 동안 그래프가 직선으로 나타나면서 감쇠력이 전혀 나타나지 않았다.

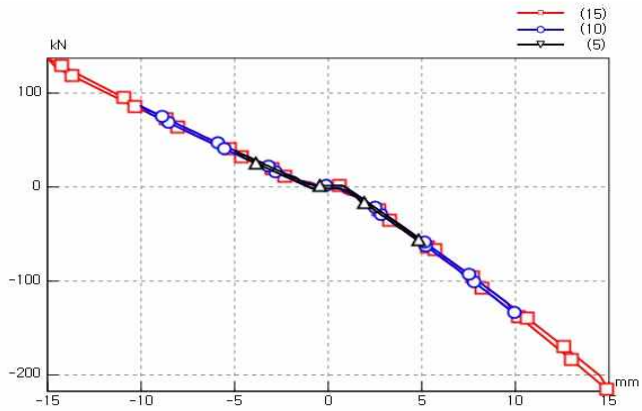


Fig. 51 Force-stroke curve without the accumulator at 2 Hz frequency.

그림 52는 기존시스템에 어큐뮬레이터를 장착한 회로의 F-s 선도이다. 어큐뮬레이터가 있는 경우도 ±10 mm 움직이는 동안 그래프가 직선에 가깝게 나왔으며, 실린더가 0～10 mm 범위에서 다른 경향을 보였는데 어큐뮬레이터가 초기압력 이상의 압력에서 압축되면서 나타난 모습으로 보인다.

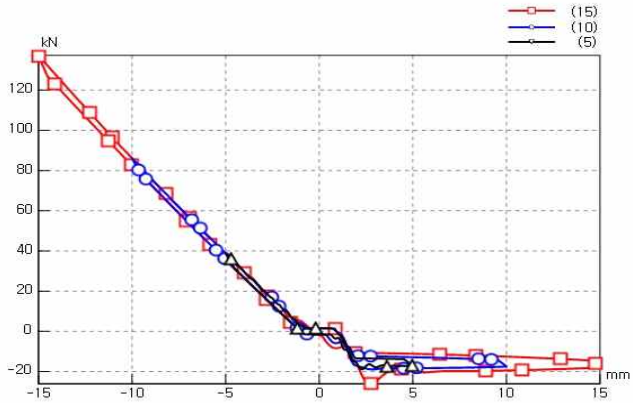


Fig. 52 Force-stroke curve with the accumulator at 2 Hz frequency.

그림 53은 새로 설계한 붐 서스펜션 회로의 F-s 선도이다. 이 경우, 진폭 5 mm, ±10 mm, ±15 mm 모두에서 감쇠력이 나타났다. 실린더의 변위가 커질수록 감쇠력은 크게 나타났는데, 같은 2 Hz에서 실린더의 변위가 커지면서 결국 유량이 빠르게 흐르게 된다. 오리피스에서 생기는 압력강하는 유량제곱에 비례하기 때문 감쇠력이 커지게 된다.

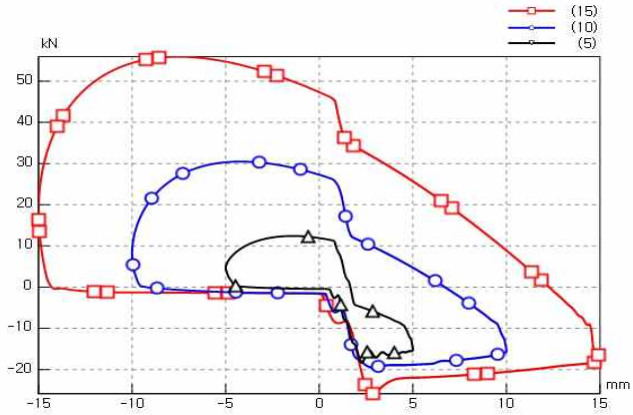


Fig. 53 Force-stroke curve the boom suspension at 2 Hz frequency.

입력 사인파의 진동수와 진폭을 바꾸면서 바꾸어도 F-s 선도는 유사하게 나왔다. 진동수가 2 Hz, 4 Hz, 8Hz에서 각각 진폭을 10 mm, ± 5 mm, ± 2.5 mm 였으며, 그에 따른 각 회로의 F-s선도는 그림 54, 55, 56과 같다.

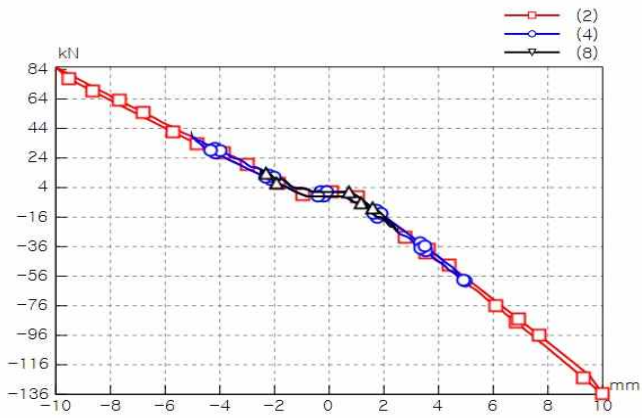


Fig. 54 Force-stroke curve without the accumulator at 2, 4, 8 Hz frequency.

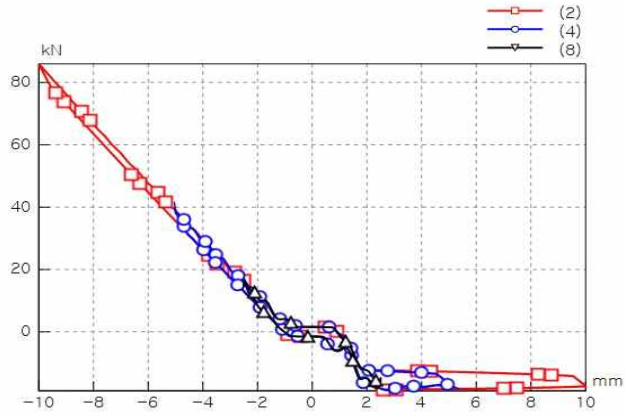


Fig. 55 Force-stroke curve with the accumulator at 2, 4, 8 Hz frequency.

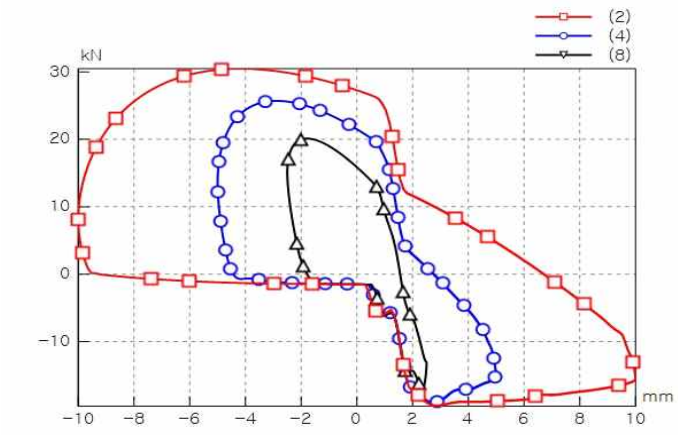


Fig. 56 Force-stroke curve with the boom suspension circuit at 2, 4, 8 Hz frequency.

앞에서와 마찬가지로 기존의 회로에서는 마찬가지로 감쇠력이 나타나지 않았으며, 붐 서스펜션 회로에서는 감쇠력이 나타났다. 여러 가지 가진 조건에서 새로 설계한 붐 서스펜션 회로는 감쇠력을 나타내며 서스펜션 회로의 유효성을 나타내었다.

다음 그림 57은 실린더와 어큐뮬레이터 사이의 압력을 50 bar로 설정하고 F-s 선도와 F-v 선도를 같이 나타낸 것이다. 붐 서스펜션 회로는 속도가 빨라짐에 따라 감쇠력이 크게나왔으며 앞에서 설명했듯이 오리피스의 압력강하는 유량 제곱에 비례하여 점점 강한 감쇠력이 나온 것으로 보인다. 하지만 압축 방향(+방향)으로는 속도가 증가 시, 감쇠력의 증가가 리바운드 시보다 적었는데, 이는 회로의 설계 시, 압축 후 리바운드 시 감쇠력을 가지도록 설계하였기 때문으로 보인다. 시뮬레이션을 이용한 F-s와 F-v 선도 분석으로 붐 서스펜션 회로가 감쇠 특성을 가지는 유효한 회로라는 것으로 검증되었다.

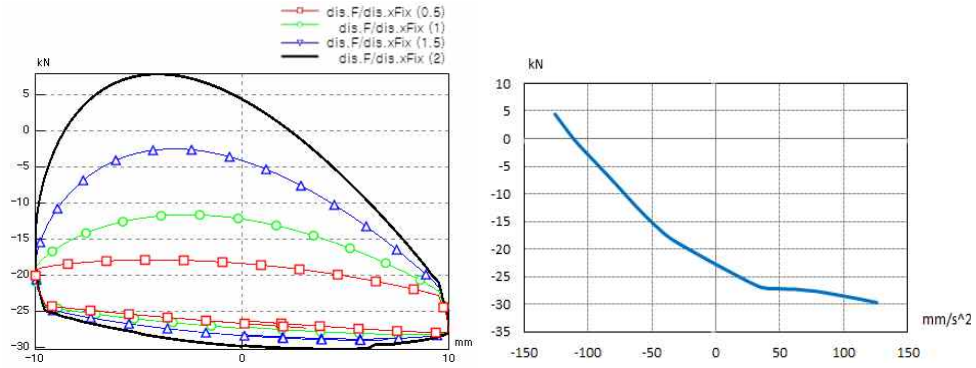


Fig. 57 Characteristics of boom suspension circuit at various frequency.

붐 서스펜션 회로의 유량제어밸브는 감쇠 역할을 하며 열림량에 따라 감쇠특성이 달라진다. 개도량에 따른 감쇠특성의 민감도를 예측하기 위하여 기존 실험의 압력 데이터를 힘으로 변환하여 사용하였다. 그림 58은 개도량에 따른 실린더의 가속도 결과이다. 실린더의 가속도는 개도량이 2 turn에서 0.25 turn으로 줄어들면서 가속도는 점점 감소하였다. 그림 59는 실린더의 압력 변화이며, 개도량이 줄어들면서 리바운드 되는 압력이 점점 감소되면서, 회로 디자인 시, 초기 충격 압력은 빠르게 흡수하고 리바운드 될 때 댐퍼(유량제어밸브)가 작동하여, 설계한 의도대로 결과가 나타남을 보였다.

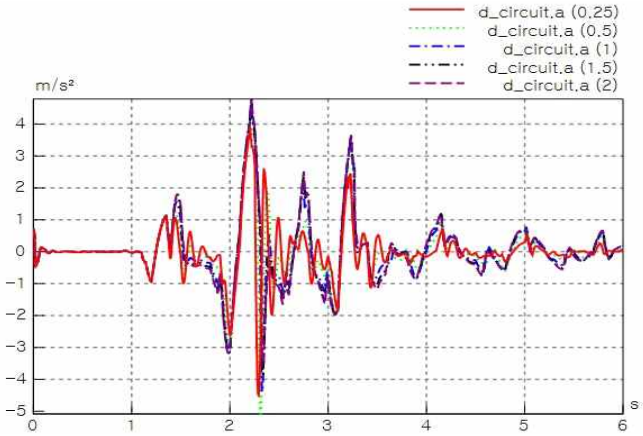


Fig. 58 Cylinder acceleration changes with various orifice diameter.

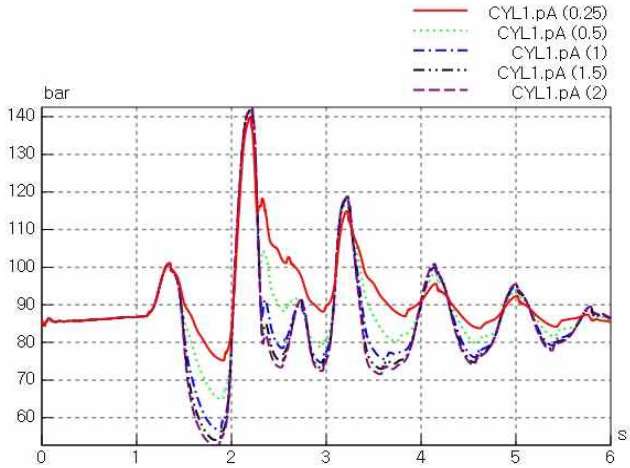


Fig. 59 Cylinder pressure changes with various orifice diameter.

## 6.4 붐 서스펜션 시스템 장착 트랙터 주행 충격 시험 결과

붐 서스펜션 시스템을 적용하면서 어큐뮬레이터의 개수(용량)를 증가시켜 충격 압력을 더 감소시키고 유량제어밸브의 유량(개도량)에 따른 감쇠특성이 나타날 것을 기대하였으나 실차 시험에서는 민감도에 대한 경향성이 나타나지 않았다. 하지만 붐 서스펜션을 사용 시, 기존 시스템(어큐뮬레이터 없는 회로)보다 압력과 가속도를 줄이면서 개선되는 효과를 나타내었다.

그림 60과 61은 유량제어밸브의 개도량이 0.25 turn일 때, 어큐뮬레이터 개수에 따른 압력의 변화를 raw data와 RMS로 나타내었다. 어큐뮬레이터는 양쪽에 실린더 당 1개, 2개, 3개씩 장착하였으며 총 용량은 1.5 L, 3 L, 4.5 L로 증가되었을 때의 결과이다. Raw data에서 어큐뮬레이터의 용량이 증가함에 따라 나타나는 큰 변화는 없었다. RMS 분석결과 어큐뮬레이터 용량이 1.5 L일 때, 16.6 bar( 0.66 bar), 3 L 일 때, 15.7

bar( 0.91 bar), 4.5 L일 때 15.9 bar(±0.5 bar)로 매우 근소한 차이를 보이며 용량에 늘어남에 따른 충격 압력의 감소효과는 나타나지 않았다.

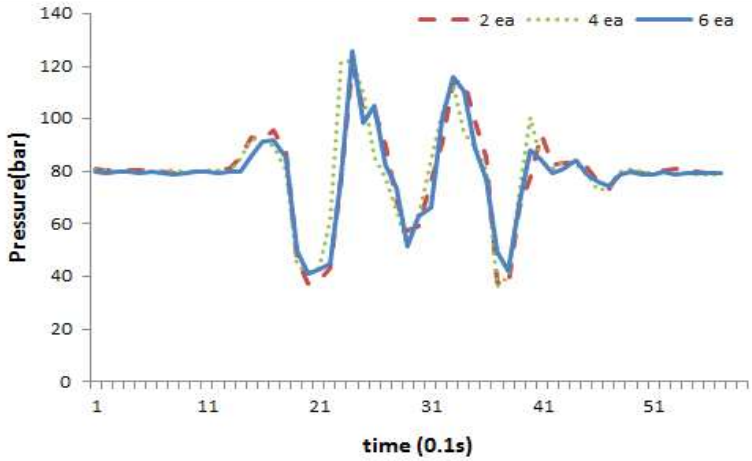


Fig. 60 Cylinder pressure changes by the accumulator volume(1.5 L, 3 L, 4.5 L).

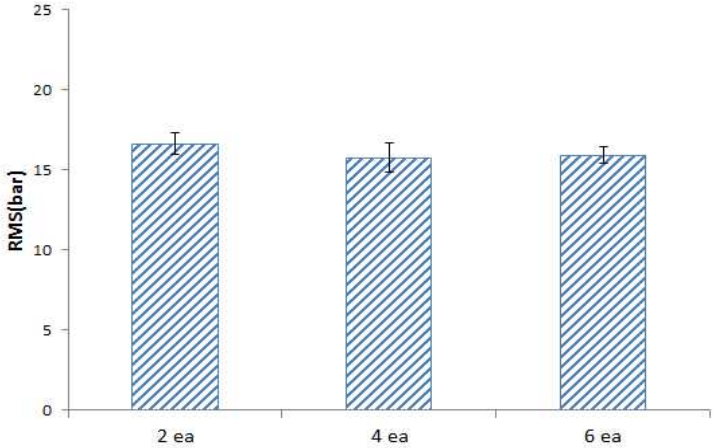


Fig. 61 RMS results of cylinder pressure by the accumulator volume(1.5 L, 3 L, 4.5 L).

그림 62와 63은 유량제어밸브의 개도량이 0.25 turn일 때, 어큐뮬레이터 개수에 따른 가속도(버켓, 수직방향)의 변화를 raw data와 RMS로 나

타내었다. 가속도의 경우 어큐뮬레이터의 용량이 1.5 L 와 3 L에서는 큰 변화가 없었지만 4.5 L에서 증가되는 모습을 보여주었다. RMS 분석결과 어큐뮬레이터의 용량이 1.5 L에서 0.06 $/s$ ($\pm$0.003 $m/s^2$), 3 L에서 0.058 $m/s^2$($\pm$0.007 $m/s^2$), 4.5 L에서 0.090 $m/s^2$($\pm$0.022 $m/s^2$)로 4.5 L에서 가속도 RMS가 0.03 $m/s^2$ 가량 증가하는 모습을 보였다.

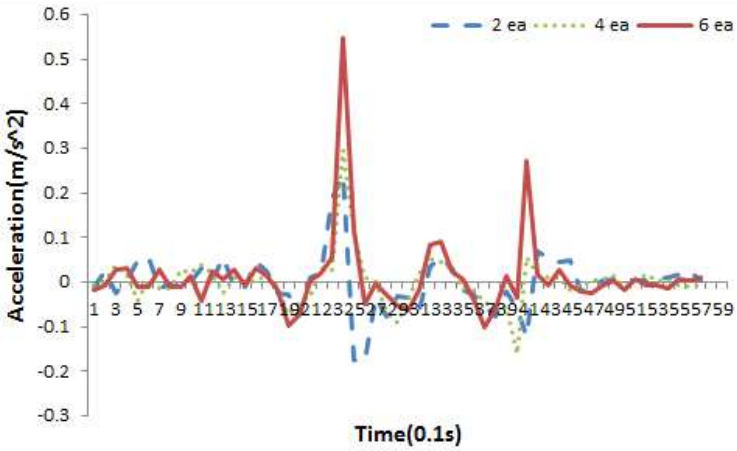


Fig. 62 Heave acceleration changes of the bucket by the accumulator volume(1.5 L, 3 L, 4.5 L).

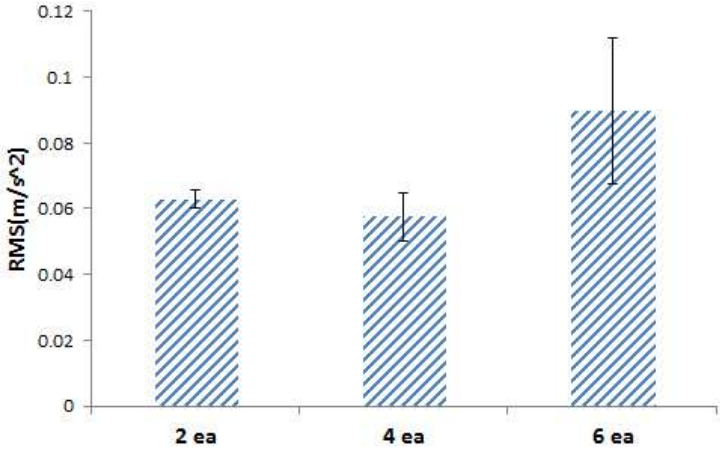


Fig. 63 RMS results of heave acceleration changes of the bucket by the accumulator volume(1.5 L, 3 L, 4.5 L).

유량제어밸브의 유량(개도량)에 따른 감쇠력의 민감도와 서스펜션 회로 기능을 off시 압력 변화와 가속도 변화를 비교하였다. 그림 64는 압력 데이터이며, 그림 65는 압력 RMS를 나타낸 것이다. 압력의 경우, 개도량에 따른 변화, 즉 유량제어밸브로 흐르는 유량이 작을수록 커지는 압력강하로 인한 충격 압력(리바운드 압력)의 감소를 기대하였으나 그러한 경향이 나오지 않았다. 충격 압력의 크기는 서스펜션 기능을 off할 시 크게 증가됨을 볼 수 있었다. 압력 RMS의 경우, 개도량 0.25 turn, 0.5 turn, 1 turn에 따라 각각 16.6(0.66) bar, 16.0(0.50) bar, 16.5(0.27) bar로 큰 차이가 없었으며 서스펜션 기능을 off할 시에는 31.1(1) bar로 크게 증가하였다. 어큐뮬레이터가 기존 회로에서와 마찬가지로 충격 압력을 감소시켜 주는 것을 확인하였다.

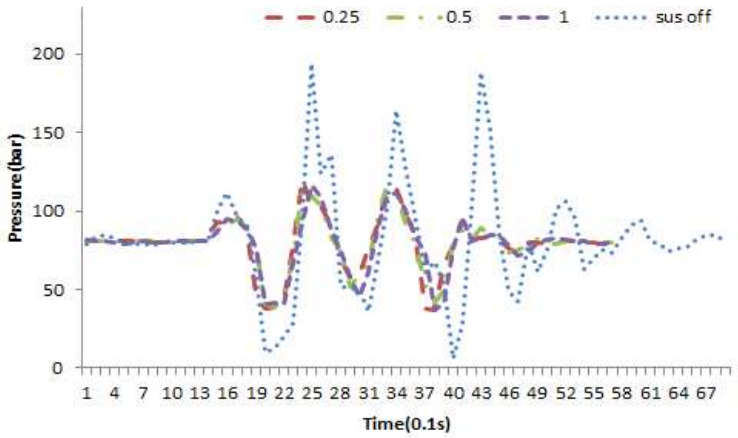


Fig. 64 Cylinder pressure changes by the flow control valve and the suspension off.

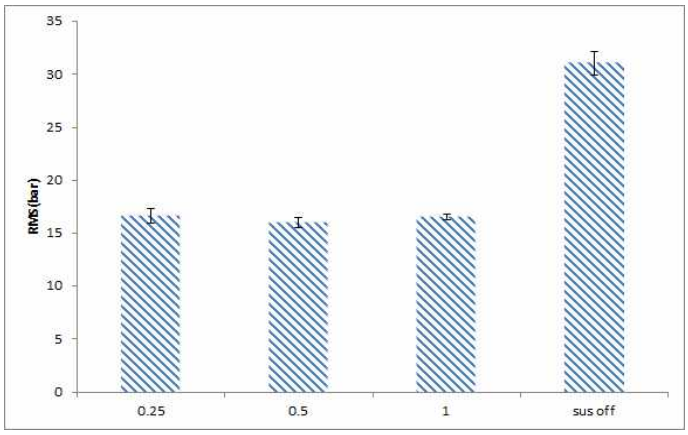


Fig. 65 RMS results of cylinder pressure by the flow control valve and the suspension off.

그림 66은 유량제어밸브의 개도량과 서스펜션 기능을 off 시에 따른 가속도의 변화를 나타낸 것이다. 가속도의 경우, 서스펜션 기능을 on시에 off보다 감소되는 경향을 보였으며, 특히 개도량에 따라, 개도량이 작을수록 압력강하로 인한 감쇠력 증가를 기대하였으나 뚜렷한 경향이 나타나지 않았다. 버켓에서 수직방향 가속도의 경우, 0.5 turn에서 가장 큰 값을 보였으며, 0.25 turn와 1 turn은 비슷한 값을 보였다. 가속도 RMS의 경우도 0.5 turn에서 0.08( 0.02) $m/s$ 로 가장 컸으며, 0.25 turn와 1 turn는 각각 0.06(±0.003) $m/s^2$, 0.05(±0.002) $m/s^2$로, 1 turn에서 감쇠가 가장 많이 되었음을 보여주었다. 시트의 수직방향의 경우도 가속도 RMS가 각각 0.023(±0.007) $m/s^2$, 0.023(±0.003) $m/s^2$, 0.020(±0.009) $m/s^2$으로 1 turn에서 감쇠가 가장 많이 되었다.

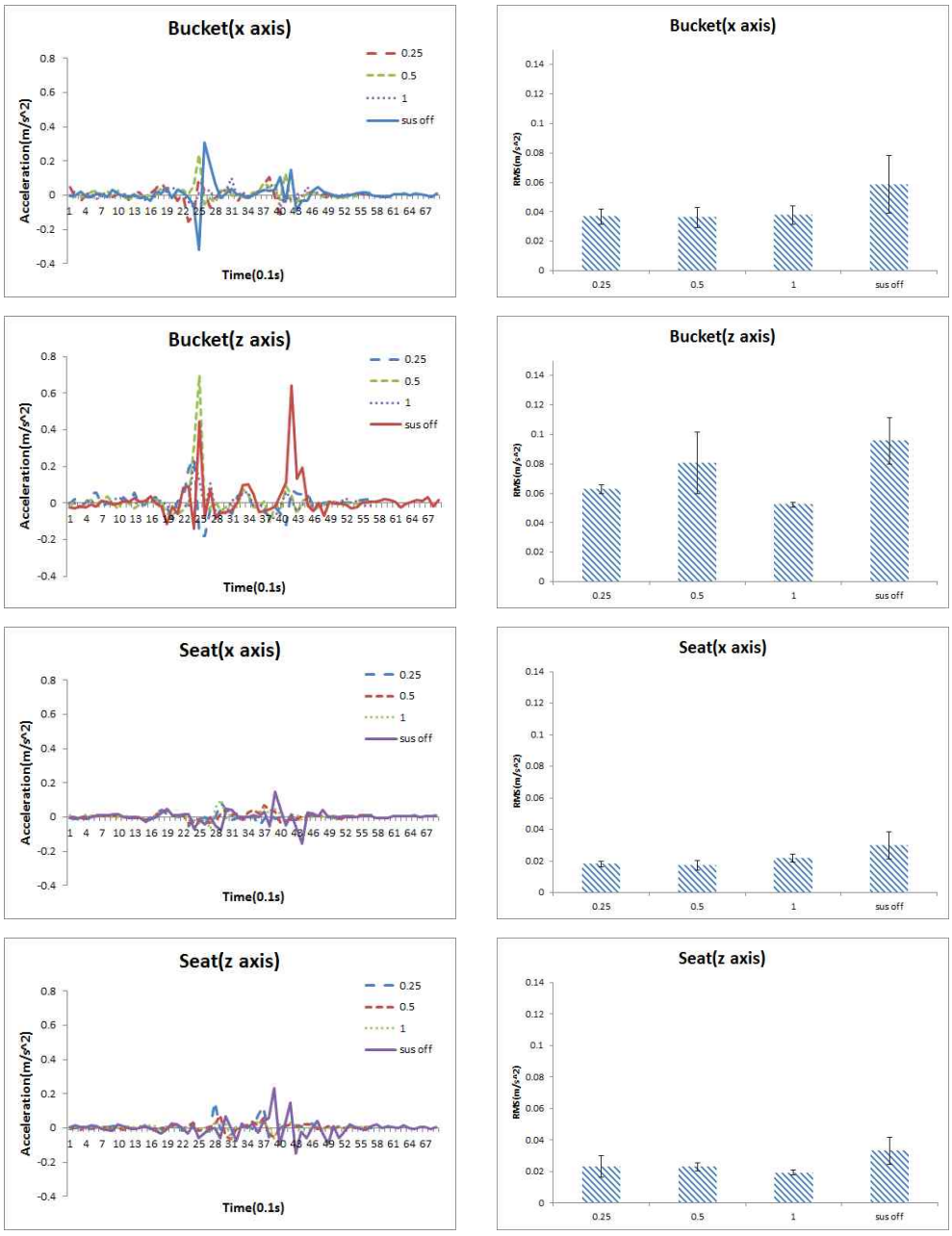


Fig. 66 Acceleration changes(left) and RMS results of acceleration(right) at the bucket and the seat by the flow control valve and the suspension off.

서스펜션 on/off 시 버켓의 가속도에 대한 FFT분석을 하였다. 그림 67은 수평방향이고, 그림 68은 수직방향에 대한 가속도의 FFT분석이다. 기존 시스템에서는 어큐뮬레이터를 장착 시, 10 Hz 미만의 진동수에서 가속도가 증가되었다. 하지만 서스펜션 회로는 off 한 경우보다 서스펜션 회로가 on일 때, 대부분의 가속도가 10 Hz 미만에서 감소하면서 감쇠 특성을 나타내었다.

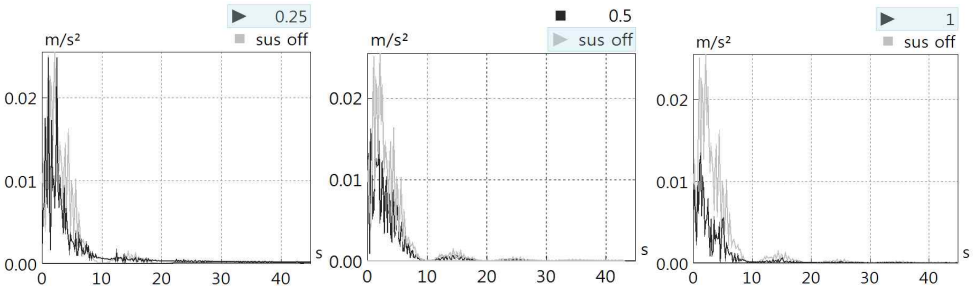


Fig. 67 FFT analysis of the horizontal acceleration at the bucket.

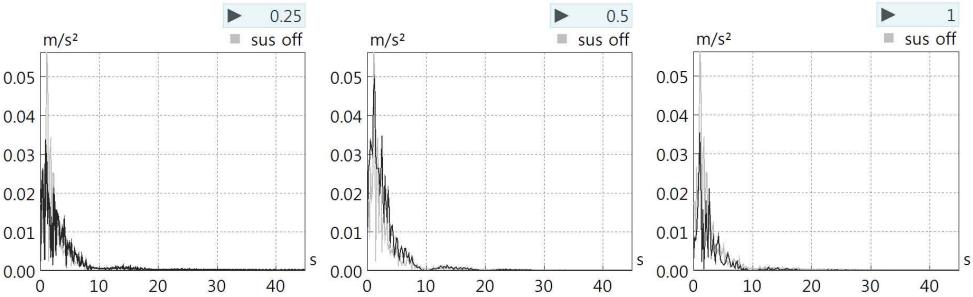


Fig. 68 FFT analysis of the heave acceleration at the bucket.

붐 서스펜션 회로와 기존 시스템 회로를 비교하였다. 붐 서스펜션 회로는 어큐뮬레이터 2개(1.5 L)와 유량제어밸브의 개도량이 1 turn 였으며, 기존 시스템 회로는 어큐뮬레이터 장착 시와 미 장착 시의 경우를 비교하였다. 그림 69는 붐 실린더의 압력 RMS를 비교하였다. 압력 RMS는 기존 시스템에서 어큐뮬레이터 장착 시, 13.8( 0.61) bar이었으며, 미 장착 시에는 29.3(±0.45) bar, 서스펜션 회로의 on(1)시에는 16.5

( 0.27) bar, 서스펜션 회로 off시에는 31.1(±1.08) bar를 기록하였다. 기존 시스템의 어큐뮬레이터만 적용 시와 서스펜션 회로 적용 시 압력 RMS값은 두배 가까이 감소되었다. 서스펜션 회로 적용 시 2 bar정도 높게 나왔는데, 이는 기존 시스템 요인실험 시, 1월 달에 하여 오일의 온도(외부온도 0～4℃)가 낮았으며, 서스펜션 회로 적용 시험은 5월 달로, 비교적 오일의 온도(오일온도 29～31℃)가 높았기 때문으로 보인다.

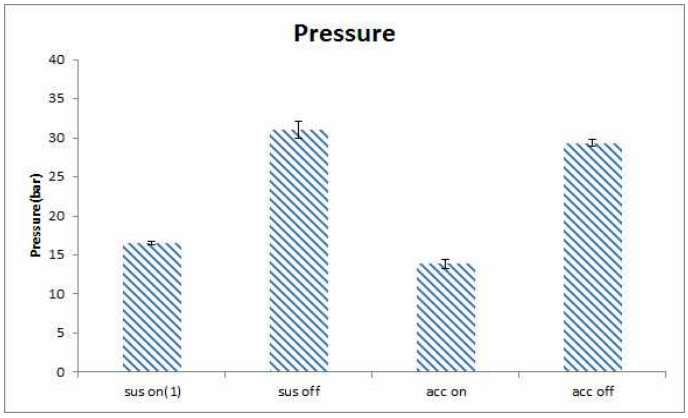


Fig. 69 Comparison of RMS results of cylinder pressure in the standard circuit and the suspension circuit.

그림 70은 버켓의 수직 방향과 수평방향의 가속도 RMS를 비교한 것이다. 수평방향의 가속도 RMS의 경우, 기존 시스템에서 어큐뮬레이터 장착 시, 0.07(±0.023) $m/s$ 으로 미 장착 시 0.03(±0.001) $m/s^2$보다 증가하였으며, 서스펜션 회로 적용 시에는 0.04(±0.006) $m/s^2$으로 서스펜션 회로 off시 0.06(±0.02) $m/s^2$보다 감소되었다. 수직방향의 가속도 RMS는 기존 시스템에서 어큐뮬레이터 적용 시, 0.13(±0.04) $m/s^2$로, 미 장착 시인 0.04(±0.002) $m/s^2$보다 증가되었으나, 서스펜션 회로 적용 시, 0.05(±0.002) $m/s^2$로 서스펜션 off인 0.09(±0.016) $m/s^2$보다 감소하였다.

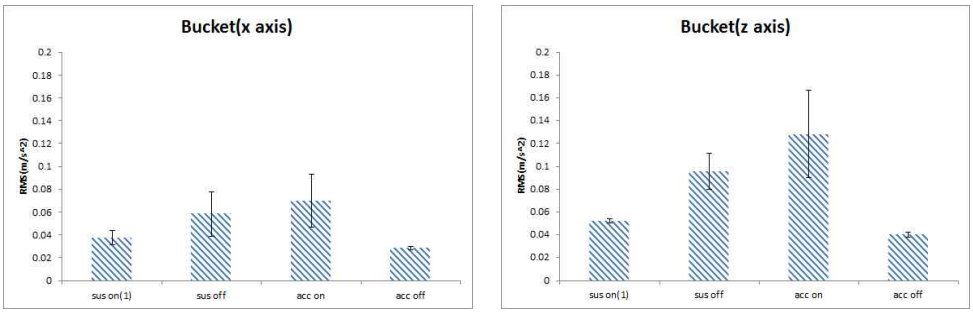


Fig. 70 Comparison of RMS results of horizontal & heave pressure at the bucket in the standard circuit and the suspension circuit.

그림 71은 시트의 수직 방향과 수평방향의 가속도 RMS를 비교한 것이다. 시트의 경우 기존 시스템에서도 어큐뮬레이터 장착 시 가속도 RMS가 감소하였으며, 서스펜션 회로에서도 마찬가지로 적용 시에 감소되었다. 수평방향의 가속도 RMS의 경우는 기존 시스템에서 어큐뮬레이터 장착 시, 0.014( 0.001) $m/s$ 으로 미 장착 시 0.016(±0.001) $m/s^2$보다 감소하였고, 서스펜션 회로 적용 시에는 0.022(±0.003) $m/s^2$으로 서스펜션 회로 off시 0.030(±0.008) $m/s^2$보다 감소되었다. 수직방향의 가속도 RMS도 마찬가지로 기존 시스템에서 어큐뮬레이터 적용 시, 0.015(±0.001) $m/s^2$로, 미 장착 시인 0.017(±0.001) $m/s^2$보다 감소하였고, 서스펜션 회로 적용 시, 0.020(±0.002) $m/s^2$로 서스펜션 off인 0.032(±0.009) $m/s^2$보다 감소하였다.

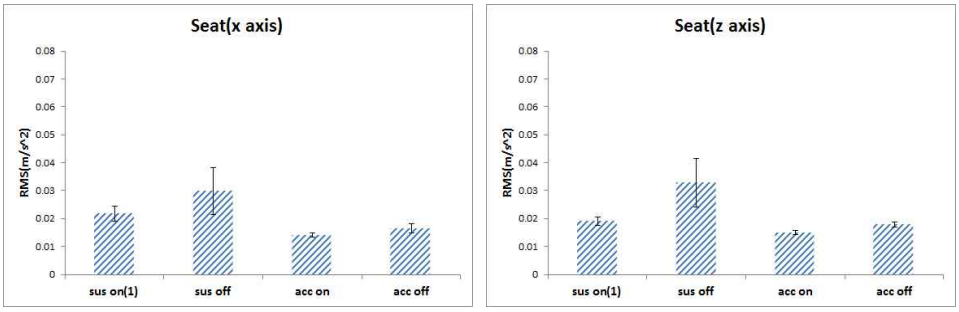


Fig. 71 Comparison of RMS results of horizontal & heave acceleration at the seat in the standard circuit and the suspension circuit.

# 7. 요약 및 결론

본 논문에서는 기존의 프론트 로더 회로를 분석하고 붐 서스펜션 회로를 설계하여 장착 시험까지 진행하였다. 또한 시뮬레이션을 이용한 기존 유압시스템의 요인 분석으로 어큐뮬레이터와 오리피스가 유압회로에 기여하는 특성을 분석하였고, 붐 서스펜션 회로를 제작하기 전에 시뮬레이션을 함으로써, 회로의 특성을 예측하고 검증하였다. 자세한 내용은 아래와 같다.

기존 프론트 로더의 요인실험에서, 어큐뮬레이터 사용 시, 충격 압력은 감소되나 버켓 부에서의 가속도는 오히려 증가되는 모습을 보였다. 이는 어큐뮬레이터의 스프링 역할 댐퍼 역할을 하는 오리피스가 필요함을 나타내었다.

시뮬레이션에 의한 유압시스템의 요인 해석으로 어큐뮬레이터의 용량, 오리피스의 크기에 따른 스프링력과 감쇠력을 분석하였으며, 용량이 클수록 흡수하는 압력이 커지고, 오리피스가 작을수록 강한 감쇠력을 가지는 것을 확인하였다.

붐 서스펜션 회로를 설계하였고, 시뮬레이션을 통한 검증을 하였다. F-s선도과 F-v선도 분석을 통하여 새로 설계한 붐 서스펜션 회로가 기존의 회로보다 감쇠력이 있음을 검증하였으며, 실험 데이터를 이용한 분석으로 유량제어밸브의 개도량(유량)에 따른 감쇠력 민감도를 검증하였다.

붐 서스펜션 회로를 장착한 주행 시험을 하였으며, 붐 실린더의 압력을 여전히 감소시키면서 기존 회로에서 버켓 부에서 증가되던 가속도를 감소시켜, 기존 회로 대비 우수성을 증명하였다.

붐 서스펜션 회로는 시뮬레이션을 통하여 나타난 개도량에 따른 변화가 기대했던 대로 나타나지 않았다. 이는 시뮬레이션에서는 실제 실험에서 생기는 여러 가지 마찰요소와 프론트 로더의 동역학적 요소를 반영하지 못하여 나타나지 않은 것으로 보인다. 하지만 개발된 프론트 로더용 붐 서스펜션 회로는 기존 회로 대비 압력 감소와 함께 가속도도 감소시키면서 우수성을 보여주었다.

# 8. 참고 문헌


1. 이일영, BRKR 교육사업부. 2012. 유압공학. 문운당. p.498-511
2. Bauer. W. 2011. Hydropneumatic Suspension Systems. Springer. p.19-66.
3. Giliomee, C.L., P. S. E. 1998. Semi-active hydropneumatic spring and damper system. Jouranl of Terramechanics 35:9.
4. Deprez, K., D. Moshou, and H. Ramon. 2005. Comfort Improvement of a Nonlinear Suspension using Global Optimization and in Situ Measurements. Journal of Sound and Vibration 284:1003-1014.
5. Tawwab, A. M. 2007. Twin Accumulator Semi Active Suspension System With Preview Control. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control 26:12.
6. Rehnberg, A., and L. Drugge. 2007. Pitch comfort optimisation of a front end loader using a hydropneumatic suspension. SAE Technical Paper. 2007-01-4269.
7. Sarami. S. 2009. Development and Evaluation of a Semi-active Suspension System for Full Suspension Tractors. Technical University of Berlin
8. Lü, B. Z., H. X. Fu, and S. H. Zhu. 2010. Study on Nonlinear Vibration Characteristics of Damping-Adjustable Hydro-Pneumatic Suspension. Advanced Materials Research 108-111:1027-1032.
9. Hammes, S. and H., Meyer. 2010. Development and investigation of a completely semi-active suspension system for full spring mounted tractors. International Conference on Agricultural Engineering p.445.
10. Janis, L.B., P. Vilnis, K. Eriks, M.R. Aivars, and M. Maris. 2012. Hydropneumatic Suspension for Tractor Implement. Proceedings of International Scientific Conference, Engineering for Rural Development.
11. Westhuizen, S. F., and P. S. Els. 2013. Slow active suspension control for rollover prevention. Journal of Terramechanics 50

(1):29-36.

12. Shamshiri. R and W.,I.,W. Ismail. 2013. Design and Analysis of Full-state Feedback Controller for a Tractor Active Suspension: Implications for Crop Yield. Journal of Agriculture & Biology 15: 909-914.

# Reduction of Bump Vibration of an Agricultural Front-End Loader by an Improved Hydraulic Circuit of Accumulator

Ahn, Sung-Wuk

## Abstract

The front-end loader is mounted to the front side of tractor and it is designed to carry heavy load. The center of gravity is moved by these heavy load and the pitching vibration is occurred. The pitching vibration can cause the problem of safety and steering. To solve these problems, the boom suspension system is needed to the front-end loader. The advanced companies in overseas have already applied boom suspension system to the front-end loader. But the domestic companies only use the accumulator for boom suspension system and it is not enough for the reduction of vibration. In this study, the objective is to improve the hydraulic circuit for suspension system of front-end loader using simulation and experiment method. In the experiment of passing the bump, the RMS results of boom cylinder pressure and bucket heave acceleration without an accumulator are 29.3 bar and 0.04 $/s$ . With an accumulator, the

RMS results are 13.8 bar and 0.13 $/s$ . The RMS result of pressure is reduced, but the heave acceleration has increased. Therefore, the flow control valve is added to new designed hydraulic circuit for the damping force. The new designed hydraulic circuit is analysed by simulation and it has been demonstrated that this circuit is effective of reduction pressure and acceleration. Then it is mounted on the front-end loader and tested when the tractor passing the bump. The RMS results of boom cylinder pressure and bucket heave acceleration without improved hydraulic circuit are 31.1 bar and 0.06 $m/s^2$. With improved hydraulic circuit, the RMS results are 16.5 bar and 0.04 $m/s^2$. The RMS of acceleration is reduced by 33.3 %. As conclusion, the pressure and acceleration of the front-end loader is reduced by using the improved hydraulic circuit for boom suspension system.

---

Keywords : front-end loader, boom suspension, vibration, hydraulic circuit, accumulator
Student Number : 2012-23358