creative commons
COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 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

공학박사학위논문

트랙터의 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 제어 알고리즘 개발

Development of control algorithm of semi-active cabin suspension system for agricultural tractor

2022년 8월

서울대학교 대학원

농업생명과학대학 바이오시스템공학과

오 주 선

트랙터의 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 제어 알고리즘 개발

Development of control algorithm of semi-active cabin suspension system for agricultural tractor

지도교수 박 영 준

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함
2022년 8월

서울대학교 대학원
농업생명과학대학 바이오시스템공학과
오 주 선

오주선의 공학박사 학위논문을 인준함
2022년 8월

위 원 장 이 중 용 (인)

부위원장 박 영 준 (인)

위 원 김 경 욱 (인)

위 원 강 영 선 (인)

위 원 김 학 진 (인)

트랙터의 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 제어 알고리즘 개발

Development of control algorithm of semi-active cabin suspension system for agricultural tractor

오 주 선

국문초록

최근 차량 편의성에 대한 요구가 증가하면서 사용자의 쾌적한 운전 환경 조성이 자동차 업계는 물론이고 농기계, 중장비 등 산업 전반적으로 중요한 문제로 부각되고 있다. 농업 기계에 있어서 가장 대표적인 쾌적성 문제는 노면으로부터 야기되는 저주파 진동에 의해 발생하는 승차 진동이다. 특히 트랙터 운전이 전문화되고 1일 작업 시간이 증가함에 따라 승차 진동은 더욱 심각한 문제로 대두되고 있으며, 이에 운전자의 건강을 보호하고 보다 편안한 작업 환경을 제공하기 위해 승차 진동에 대한 감소 대책이 요구되고 있다. 이를 위해 최근 캐빈 서스펜션 시스템에 대한 고려가 시작되었다. 캐빈 서스펜션은 차체의 하중을 지지함과 동시에 주행 중에 지면에서 발생하여 차체로 전달되는 진동이나 충격을 흡수하여 진동이 차체에 전달되는 것을 방지함으로써 차량의 여러 장치들과 운전자, 그리고 화물들을 보호하고 바퀴의 불필요한 진동을 억제하여 승차감과 차량의 안전성을 향상시키는 중요한 장치이다. 하지만 자동차 분야에 비해 트랙터 분야에서는 서스펜션에 대한 연구가 부족한 형편이며, 자동차와의 구조적 상이함으로 인해 트랙터에 적합한 서스펜션 시스템을 개발해야 한다. 따라서 본 연구에서는 트랙터의 캐빈 서스펜션 시스템을 크게 수동과 반능동 시스템으로 구분하여 개발하였다. 서스펜션 시스템 개발을 위해 승차 진동을 예측할 수 있는 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, 모델의 정확성을 높이기 위해 모델을 구성하는 파라미터의 특성값을 도출하는 방법을 제시하였다. 수동 서스펜션 시스템 개발을 통해 주행 환경에 따라 승차 진동을 최소화할 수 있는 최적의 서스펜션 입력을 제시하였다. 또한 반능동 서스펜션 시스템을 위

해 LQG 제어 알고리즘을 개발하였으며 이에 대한 평가를 수행하였다.

서스펜션 시스템이 트랙터의 승차 진동에 미치는 영향을 확인하기 위해 다양한 트랙터를 대상으로 평탄한 노면과 범프 노면에서 진동을 측정하였다. 고무 마운트 트랙터에 비해 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 트랙터는 최대 피크값 기준 최대 50.1%의 개선 효과가 나타났으며 총 승차 진동은 최대 53.8%의 진동 개선 효과가 나타났다. 또한 범프 노면을 통과하였을 때 고무 마운트 트랙터에 비해 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 트랙터는 최대 67.1%의 VDV 개선 효과가 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

시뮬레이션 모델을 구성하는 타이어, 고무 마운트, 서스펜션의 특성을 정확하게 계측하고 이를 반영함으로서 모델의 정확성을 높였다. 본 연구에서 계측한 모델 구성요소의 파라미터는 스프링 상수 및 감쇠계수이다. 타이어는 클릿을 이용한 주행 시험을 통해 타이어의 동특성을 확인하는 시험을 제안하였으며, 시험 결과를 대수감소율법을 이용하여 분석하였다. 고무 마운트는 KS M 6604 규격에서 제안하는 바닥 가진 방법을 이용하여 시험을 수행하였으며 고무 마운트 전/후단의 가속도를 분석하여 특성을 확인하였다. 서스펜션의 전류 변화에 따른 특성 시험을 수행하였다. 힘-변위 커브와 힘-속도 커브를 확보하였으며 이를 바탕으로 서스펜션의 동특성을 확인하였다.

구성 요소들의 정확한 특성이 반영된 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, 시험과 시뮬레이션 결과를 비교함으로서 모델의 적합성을 확인하였다. 모드 해석을 통해 0.93 Hz의 서스펜션에 의한 모드, 3.13 Hz의 각 타이어에 의한 모드, 15.28 Hz의 고무 마운트에 의한 모드를 확인하였으며 FRF 분석을 통해 각 모드를 확인하였다. 또한 시험과 시뮬레이션 결과를 FFT 분석하였을 때 기본 주파수에서 6% 이하의 낮은 오차를 확인할 수 있었다.

수동 서스펜션 시스템의 최적화를 위해 다양한 조건에서 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과 대부분의 트랙터 운전 조건에서 서스펜션에 높은 전류가 인가되어 서스펜션의 감쇠 계수가 작아질수록 캐빈에서의 가속도 크기가 작게 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 또한 시험을 통한 서스펜션의 최적화를 수행한 결과 역시 전류의 크기가 클수록 캐빈에서의 진동이 작게 나타나는 경향을 확인할 수 있었다. 하지만 평탄 노면을 주행한 결과 전류의 크기와 캐빈에서의 진동은 상관 관계가 없는 것으로 나타났는데 이는 평탄 노면에서는 수직 방향 진동이 매우 작기 때문에 서스펜션에서 발생하는 감쇠력이 거의 없기 때문인 것으로 판단된다.

반능동 서스펜션 시스템의 구현을 위해 LQG 최적 제어 알고리즘을 설계하고 정확도 지수와 성능 지수를 활용하여 LQG 제어 알고리즘의 성능을 검증하였다. LQG 최적 제어 알고리즘의 설계에 활용되는 플랜트 모델은 트랙터 모델과 서스펜션 모델이 있으며 실제 트랙터의 물리적 특성을 기반으로 개발되었다. 트랙터 모델은 Half-트랙터로 개발

되었다. 계측이 이루어지는 상태 변수 2개를 제외한 나머지 상태 변수들은 칼만 필터 기반의 상태 관측기를 통하여 예측하였다. 제어 알고리즘의 비용 함수에 캐빈의 속도와 가속도가 포함되도록 구성하였으며, 이러한 비용 함수가 최소가 되도록 하는 제어 시스템을 구성하였다. 예측하는 상태 변수의 정확도는 80% 이상이 나타나는 것을 확인하였으며, 시스템 상태를 시간 지연 없이 추종하였기 때문에 개발된 시스템은 LQR 제어를 위한 상태 관측기로 활용하기에 적합하다고 판단하였다. 설계한 LQG 제어 알고리즘의 제어 성능을 성능 지수를 활용하여 분석하였으며 ISO 8608의 A, B, C 등급의 노면에서 주행하였을 때 고무 마운트 트랙터에 비해 반능동 서스펜션 트랙터는 피크 기준으로 최대 48.97%, RMS 기준으로 최대 47.06%의 승차 진동 감소 효과가 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 실제 트랙터에 LQG 제어 알고리즘을 적용하여 수동 서스펜션과 반능동 서스펜션의 승차 진동을 비교하였을 때 최대 35.81%의 진동 개선 효과를 확인하였다. 이러한 시험 결과를 고려하였을 때 개발된 제어 알고리즘은 승차 진동을 개선하는데 효과를 주는 것으로 판단한다.

주요어 : 반능동 캐빈 서스펜션, LQG 제어 알고리즘, 트랙터 시뮬레이션 모델
학 번 : 2014-31169

목 차

초록 ····· **i**

List of Tables ····· **vii**

List of Figures ····· **ix**

제 1 장 서 론 ····· **1**

1.1 연구 필요성 ····· 1

1.2 연구 목적 ····· 6

1.3 문헌 조사 ····· 8

1.3.1 승차 진동 측정 및 평가 ····· 8

1.3.2 트랙터 시뮬레이션 모델 개발 ····· 10

1.3.3 캐빈 서스펜션 시스템 적용 및 제어 변수 최적화 ····· 12

1.3.4 서스펜션 제어 알고리즘 개발 ····· 13

제 2 장 트랙터의 승차 진동 측정 및 분석 ····· **15**

2.1 개요 ····· 15

2.2 재료 및 방법 ····· 16

2.2.1 대상 트랙터 ····· 16

2.2.2 승차 진동 측정 ····· 18

2.2.3 승차 진동 분석 방법 (ISO 2631-1) ····· 22

2.3 결과 및 분석 ····· 27

2.3.1 평탄 노면 시험에 대한 z축 FFT 분석 ····· 27

2.3.2 평탄 노면 시험에 대한 총 진동 수준 분석 ····· 28

2.3.3 범프 노면 시험에 대한 VDV 분석 ····· 31

2.4 결론 ····· 35

제 3 장 트랙터 구성 요소의 물리적 특성 ····· **37**

3.1 개요 ····· 37

3.2 대상 트랙터 ····· 38
3.3 질량 ····· 41
3.4 타이어 ····· 42
3.4.1 개요 ····· 42
3.4.2 대상 타이어 ····· 45
3.4.3 부족감쇠운동과 스프링 상수 및 감쇠계수 ····· 45
3.4.4 하중-변형 곡선과 정적 스프링 상수 ····· 50
3.4.5 시험 및 데이터 분석 방법 ····· 52
3.4.6 결과 및 분석 ····· 56
3.4.7 결론 ····· 62
3.5 고무 마운트 ····· 62
3.5.1 개요 ····· 62
3.5.2 대상 고무 마운트 ····· 64
3.5.3 바닥 가진을 통한 고무 마운트 시험 방법 ····· 65
3.5.4 결과 및 분석 ····· 74
3.5.5 결론 ····· 77
3.6 유공압 서스펜션 ····· 77
3.6.1 개요 ····· 77
3.6.2 서스펜션 특성 이론 ····· 79
3.6.3 재료 및 시험 방법 ····· 84
3.6.4 결과 및 분석 ····· 89
3.6.5 결론 ····· 97

제 4 장 캐빈 서스펜션 트랙터 시뮬레이션 모델 개발 ····· 99
4.1 개요 ····· 99
4.2 시뮬레이션 모델 개발 ····· 99
4.3 시뮬레이션 모델 검증 ····· 102
4.3.1 모드 해석 ····· 102
4.3.2 캐빈 서스펜션 트랙터 제작 ····· 104
4.3.3 시험을 통한 시뮬레이션 모델 검증 ····· 106
4.4 결론 ····· 112

제 5 장 캐빈 서스펜션의 Passive Mode 최적화 ····· 113

5.1 개요 ····· 113
5.2 재료 및 방법 ····· 114
5.3 결과 및 분석 ····· 116
5.3.1 평탄 노면 ····· 116
5.3.2 범프 노면 ····· 121
5.3.3 시험을 통한 최적화 ····· 123
5.4 결론 ····· 129

제 6 장 캐빈 서스펜션의 Semi-active Mode 제어 알고리즘 개발 ····· 130

6.1 개요 ····· 130
6.2 LQG 제어 이론 ····· 132
6.3 플랜트 모델 ····· 134
6.3.1 Half-tractor 모델 ····· 134
6.3.2 반능동 서스펜션 시스템 ····· 142
6.3.3 플랜트 모델 검증 ····· 143
6.4 반능동 서스펜션 제어 시스템 ····· 146
6.5 결과 및 분석 ····· 152
6.5.1 상태 관측기의 정확성 분석 ····· 152
6.5.2 LQG 제어 알고리즘의 해석 ····· 156
6.5.3 LQG 제어 알고리즘의 검증 ····· 159
6.6 결론 ····· 164

제 7 장 결 론 ····· 166

참고 문헌 ····· 171

부 록 A. 평탄 노면 시험에 대한 FFT 분석 결과 ····· 179

부 록 B. 어큐뮬레이터 조건에 따른 서스펜션의 힘-변위 선도 ·· 183

Abstract ····· 186

List of Tables

Table 2.1 Specifications of the tractors used in this study ····· 17
Table 2.2 Specifications of measurement and analysis equipment ····· 19
Table 2.3 Overall ride value and its semantic scale ····· 26
Table 2.4 Maximum peak value (z-axis) of tractor ride vibrations ····· 28
Table 2.5 Crest factor results for flat road test ····· 28
Table 2.6 Overall weighted acceleration results ····· 29
Table 2.7 Exposure limit values (ISO 2631-1) ····· 30
Table 2.8 Crest factor results for bumpy road test ····· 33
Table 2.9 Vibration dose value results ····· 34
Table 3.1 Specification of tractor used for this study ····· 38
Table 3.2 Parameters of tractor ····· 40
Table 3.3 Measured and calculated tractor parameter values ····· 42
Table 3.4 Specification of tire and applied weight on each tire ····· 45
Table 3.5 Specification of sensors and DAQ used during cleat test ····· 53
Table 3.6 Stiffness and damping coefficient calculated from cleat test ····· 57
Table 3.7 Static stiffnesses from compression test ····· 58
Table 3.8 Stiffnesses and damping coefficients from cleat test, compression test and forced vibration test of Lines and Murphy ····· 58
Table 3.9 Test Condition ····· 65
Table 3.10 Specification of accelerometer and signal analyzer ····· 73
Table 3.11 Results of front rubber mount test ····· 75
Table 3.12 Results of rear rubber mount test ····· 76
Table 3.13 Specification of hydro-pneumatic semi-active suspension ····· 86
Table 3.14 Specification of test equipment ····· 87
Table 3.15 Current condition of test for force-velocity curve ····· 89
Table 3.16 Velocity condition of test for force-velocity curve ····· 89
Table 3.17 Result of damping force for current-velocity ····· 95
Table 3.18 Result of damping efficient for current-velocity ····· 97
Table 4.1 Body information ····· 100
Table 4.2 Joint information ····· 101

Table 4.3 Stiffness and damping coefficient information for simulation model ····· 101
Table 4.4 Specifications of measurement and analysis equipment ····· 107
Table 4.5 Test and simulation FFT results ····· 111
Table 5.1 Spatial frequency unit, n ····· 114
Table 5.2 Angle spatial frequency unit, Ω ····· 115
Table 6.1 Test and simulation FFT results at maximum peak ····· 146
Table 6.2 Results of accuracy index for state estimation ····· 156
Table 6.3 Results of performance index for ISO 8608 standard road profile ····· 159
Table 6.4 Results of maximum peak acceleration in FFT results ····· 161
Table 6.5 Results of z-axis frequency-weighted acceleration (1) ····· 162
Table 6.6 Results of z-axis frequency-weighted acceleration (2) ····· 162
Table 6.7 Results of z-axis VDV ····· 163

List of Figures

Fig. 2.1 Views of tractor used in this study ····· 16
Fig. 2.2 Types of cabin suspension tested in this study ····· 17
Fig. 2.3 Flow chart of vibration signal processing ····· 18
Fig. 2.4 Equipment used for the ride vibration measurements ····· 20
Fig. 2.5 Views of the flat roads and bumpy road used in this study ····· 21
Fig. 2.6 Shape and dimensions of the bump ····· 21
Fig. 2.7 Basicentric axis of the human body ····· 22
Fig. 2.8 Frequency weighting function for ride vibration ····· 23
Fig. 2.9 ISO 2631-1(1997) health guidance caution zones ····· 25
Fig. 2.10 FFT analysis results for the z-axis at 30 km/h ····· 27
Fig. 2.11 Vibration levels at the seat of the tractors of 4 different types of the cab suspension ····· 30
Fig. 2.12 Comfort analysis results for each tractor ····· 31
Fig. 2.13 Z-axis acceleration results for bumpy road test ····· 32
Fig. 2.14 FFT analysis results for the z-axis for bumpy road test ····· 32
Fig. 2.15 Z-axis acceleration results at cabin basement ····· 33
Fig. 2.16 Potential health risk analysis results for each tractor ····· 35
Fig. 3.1 The tractor used for this study ····· 38
Fig. 3.2 Definition of chassis ····· 39
Fig. 3.3 Components of tractor simulation model ····· 40
Fig. 3.4 Measurements of masses and their centers of the cabin and tractor ····· 41
Fig. 3.5 Measurement of mass moment of inertia of the cabin with respect to the z-axis ····· 42
Fig. 3.6 Point contact model of tire ····· 46
Fig. 3.7 Transient, steady-state vibration and decay curve of underdamped motion ····· 48
Fig. 3.8 Force-deformation curve of linear and non-linear material ····· 51
Fig. 3.9 Accelerometer mounted on tire hub ····· 52
Fig. 3.10 40mm cleat attached on the test track ····· 53
Fig. 3.11 Test rig for compression test ····· 54
Fig. 3.12 Raw data and filtered data using Butterworth low pass filter ····· 55

Fig. 3.13 Example of cleat test result (10 km/h, RL tire) ····· 56
Fig. 3.14 Force-deformation curve attained by compression test ····· 57
Fig. 3.15 Vibration affected by other tires (triangle: between left and right tire, rectangular: between front and rear tire) ····· 60
Fig. 3.16 Various tire models (point contact model, fixed footprint model, rigid tread band model, radial spring or adaptive footprint model from left) ····· 61
Fig. 3.17 (Up) Figuration of mount rubber (Down) Decomposition and cut view of mount rubber ····· 64
Fig. 3.18 Location of rubber mounts (left) detailed view of rear rubber mount (right) ····· 65
Fig. 3.19 Load-strain curve ····· 66
Fig. 3.20 Graph of frequency amplitude ····· 67
Fig. 3.21 Base excitation system model ····· 68
Fig. 3.22 Amplitude and frequency ratio of steady state response for several damping ratios ····· 71
Fig. 3.23 Setup of dynamic characteristics test ····· 72
Fig. 3.24 Example of base excitation ····· 72
Fig. 3.25 Accelerometer installation and signal analyzer ····· 73
Fig. 3.26 Example of displacement at base and mass ····· 74
Fig. 3.27 Displacement transmissibility curve of front rubber mount ····· 75
Fig. 3.28 Displacement transmissibility curve of rear rubber mount ····· 76
Fig. 3.29 Conceptual diagram of hydraulic oil movement according to cylinder movement direction ····· 80
Fig. 3.30 Example of force-displacement relationship according to suspension type ····· 82
Fig. 3.31 Conceptual diagram of damping force according to velocity change ····· 83
Fig. 3.32 Example of force-velocity characteristic diagram according to test condition ····· 83
Fig. 3.33 Components for cabin suspension ····· 85
Fig. 3.34 Information of hydro-pneumatic semi-active suspension (a) figuration (b) hydraulic circuit diagram ····· 85
Fig. 3.35 Cabin suspension characteristic test rig ····· 86
Fig. 3.36 Installation of suspension characteristic test equipment ····· 87
Fig. 3.37 Figuration of suspension characteristics test equipment components ····· 88
Fig. 3.38 Force-displacement curve from test results ····· 90
Fig. 3.39 Force-velocity results from test when applied valve current was 1580mA (command 100%) ····· 91

Fig. 3.40 Force-velocity results from test when applied valve current was 1350mA (command 75%) ····· 91
Fig. 3.41 Force-velocity results from test when applied valve current was 1080mA (command 60%) ····· 92
Fig. 3.42 Force-velocity results from test when applied valve current was 900mA (command 50%) ····· 92
Fig. 3.43 Force-velocity results from test when applied valve current was 720mA (command 40%) ····· 93
Fig. 3.44 Force-velocity results from test when applied valve current was 540mA (command 30%) ····· 93
Fig. 3.45 Force-velocity results from test when applied valve current was 360mA (command 20%) ····· 94
Fig. 3.46 Force-velocity results from test when applied valve current was 280mA (command 0%) ····· 94
Fig. 3.47 Schematic of method for plotting a force-velocity diagram ····· 95
Fig. 3.48 Force-velocity curve according to applied valve current change ····· 96
Fig. 4.1 Construction of the simulation model ····· 100
Fig. 4.2 Mode shapes for tractor model ····· 102
Fig. 4.3 FRF of Cabin and system mode shapes ····· 103
Fig. 4.4 Figuration of changing rear mount ····· 104
Fig. 4.5 Figuration of changing front mount ····· 104
Fig. 4.6 Figuration of stabilizer ····· 105
Fig. 4.7 Standard schematic of cabin suspension system ····· 105
Fig. 4.8 Figuration of model validation test ····· 106
Fig. 4.9 Test and simulation results of z-axis acceleration ····· 108
Fig. 4.10 Test and simulation FFT results of z-axis acceleration ····· 109
Fig. 4.11 Acceleration of cabin and modulation ····· 110
Fig. 4.12 Definition of fundamental frequency and sideband ····· 110
Fig. 5.1 Road surface classification by ISO 8608 ····· 115
Fig. 5.2 FFT analysis results for z-axis in A class road at cabin ····· 116
Fig. 5.3 FFT analysis results for z-axis in A class road at chassis ····· 117
Fig. 5.4 FFT analysis results for z-axis in B class road at cabin ····· 117
Fig. 5.5 FFT analysis results for z-axis in B class road at chassis ····· 118
Fig. 5.6 FFT analysis results for z-axis in C class road at cabin ····· 118
Fig. 5.7 FFT analysis results for z-axis in C class road at chassis ····· 119

Fig. 5.8 Z-axis acceleration according to suspension current (A class) ····· 120
Fig. 5.9 Z-axis acceleration according to suspension current (B class) ····· 120
Fig. 5.10 Z-axis acceleration according to suspension current (C class) ····· 121
Fig. 5.11 FFT analysis results for z-axis in bumpy road at cabin ····· 122
Fig. 5.12 FFT analysis results for z-axis in bumpy road at chassis ····· 122
Fig. 5.13 Z-axis VDV according to suspension current (bumpy road) ····· 123
Fig. 5.14 Z-axis acceleration according to suspension current (A class, 10 km/h) ····· 124
Fig. 5.15 Z-axis acceleration according to suspension current (B class, 10 km/h) ····· 124
Fig. 5.16 Z-axis acceleration according to suspension current (C class, 10 km/h) ····· 125
Fig. 5.17 Road profiles by ISO 5008 ····· 125
Fig. 5.18 Z-axis acceleration according to suspension current (Smooth track, 10 km/h) ·· 126
Fig. 5.19 Z-axis acceleration according to suspension current (Smooth track, 14 km/h) ·· 127
Fig. 5.20 Z-axis acceleration according to suspension current (Flat road, 10 km/h) ····· 128
Fig. 5.21 Z-axis acceleration according to suspension current (Flat road, 20 km/h) ····· 128
Fig. 5.22 Z-axis acceleration according to suspension current (Flat road, 30 km/h) ····· 129
Fig. 6.1 Half-tractor simulation model for rubber mount tractor ····· 135
Fig. 6.2 Half-tractor simulation model for semi-active suspension tractor ····· 135
Fig. 6.3 Concept of suspension model ····· 142
Fig. 6.4 Comparison of result between test and simulation at cabin ····· 144
Fig. 6.5 Comparison of result between test and simulation at chassis ····· 145
Fig. 6.6 Comparison of FFT result between test and simulation at cabin ····· 145
Fig. 6.7 Comparison of FFT result between test and simulation at chassis ····· 146
Fig. 6.8 Schematic diagram for linear quadratic Gaussian(LQG) controller ····· 148
Fig. 6.9 Flowchart of LQG controller for tractor semi-active suspension system ····· 151
Fig. 6.10 Schematic diagram for state observer validation ····· 153
Fig. 6.11 Comparison of suspension deflection between system state and estimated state ····· 154
Fig. 6.12 Comparison of suspension relative velocity between system state and estimated state ····· 154
Fig. 6.13 Comparison of cabin relative velocity between system state and estimated state ····· 155
Fig. 6.14 Comparison of cabin acceleration between system state and estimated state ···· 155
Fig. 6.15 Comparison of cabin z-axis acceleration between semi-active suspension tractor and rubber mount tractor in A class road profile ····· 157

Fig. 6.16 Comparison of cabin z-axis acceleration between semi-active suspension tractor and rubber mount tractor in B class road profile ····· 158
Fig. 6.17 Comparison of cabin z-axis acceleration between semi-active suspension tractor and rubber mount tractor in C class road profile ····· 158
Fig. 6.18 Comparison of cabin acceleration between semi-active suspension tractor and passive tractor in A class road profile ····· 160
Fig. 6.19 Comparison of cabin acceleration between semi-active suspension tractor and passive tractor in B class road profile ····· 160
Fig. 6.20 Comparison of cabin acceleration between semi-active suspension tractor and passive tractor in C class road profile ····· 161

제 1 장 서 론

1.1 연구 필요성

농업 기계가 널리 보급됨에 따라 농업 기계에 대한 각종 사고 방지와 안전 운전에 대한 대책이 요구되고 있다. 따라서 농업 기계의 설계 역시 기존에 추구해 왔던 고속, 고출력 등 기능성 확대보다는 사용자의 안전성, 편의성, 안락성 등 인간공학적 설계에 관심이 집중되고 있다. 농업 기계에 있어서 운전자에 대한 가장 대표적인 안락성 문제는 트랙터의 승차 진동이며, 트랙터 운전이 전문화되고 1일 작업 시간이 증가함에 따라 승차 진동은 더욱 심각한 문제로 대두되고 있다. 이에 운전자의 건강을 보호하고 보다 편안한 작업 환경을 제공하기 위해 승차 진동에 대한 감소 대책이 요구되고 있다.

트랙터의 승차 진동은 엔진, 변속기, 작업기 등 트랙터 자체에서 발생하는 고주파 진동과 불규칙한 노면에 의하여 발생하는 저주파 진동으로 구성된다. 대부분의 트랙터는 노면으로부터 야기되는 저주파 진동을 차단하기 위한 차륜 현가장치가 없기 때문에 인체에 유해한 저주파 진동이 운전자에게 직접 전달된다(Prasad, 1995). 이러한 이유로 운전자를 승차 진동으로부터 보호하기 위해서는 노면으로부터 발생되는 100 Hz 이하의 저주파 진동을 효과적으로 차단하여야 한다.

트랙터는 그 기능상 차륜에 현가장치가 없으며, 공기 타이어, 캐빈용 고무 마운트 또는 캐빈 서스펜션(Cabin suspension), 시트 서스펜션(Seat suspension)으로 승차 진동을 감쇠하고 있다. 하지만 타이어와 캐빈용 고무 마운트 및 시트 서스펜션만으로는 감쇠시킬 수 있는 저주파 진동은 극히 제한적이며, 대부분의 저주파 진동은 거의 직접적으로 트랙터 운전자에게 전달된다. 트랙터 운전자는 작업 특성상 반복적이고 높은 수준의 진동에 장기간 노출될 수 있어 피로 누적, 요추 통증, 목 부위 통증 등의 근골격계 질환에 노출될 가능성이 있다. 국내에서 사용 중인 트랙터를 대상으로 포장도로에서 주행 시 승차 진동을 측정한 결과, 시험 대상 트랙터를 운전하였을 때 대부분의 경우에서 건강에 대한 주의가 필요한 것으로 나타났으며, 모두 1일 진동 노출 한계를 초과하는 것으로 나타났다(Kim, 2008). 국내 트랙터의 승차 진동 수준이 좋지 않기 때문에 이를 개선하기 위한 연구가 요구되어 왔다.

승차 진동을 감쇠할 수 있는 요소 중 타이어는 재원이 고정되어 있어 변경이 불가능하다. 또한 차체 현가장치는 일정한 스프링 상수 및 감쇠계수를 지닌 고무 마운트를 사용하는데, 개발 후 변경하지 않고 계속 사용하며 트랙터 산업의 현실적인 문제로 인해 다양한 크기 및 무게의 트랙터, 캐빈 모델에 적용되었기 때문에 진동 감쇠가 효과적이라고 볼 수 없다. 반면 시트은 시트의 재질과 형상을 변경하는 것이 상대적으로 용이하며 진동 감쇠를 가장 크게 체감할 수 있기 때문에 주로 시트의 변경을 통해 승차 진동을 개선해 왔다. 하지만 시트만으로 운전석에서의 효과적인 진동 저감에는 한계가 있으며, 트랙터 운전자가 작업 및 운전 시 편안함을 느끼기 위해서는 캐빈이 전체적으로 진동이 감소해야 한다. 따라서 캐빈의 진동을 전체적으로 감소시키기 위해 기존의 진동 감쇠 시스템보다 더 발전된 캐빈 서스펜션 시스템에 대한 고려가 시작되었다.

최근 국내에서 개발하는 트랙터가 점점 고속 주행이 가능해지면서 진동의 크기가 커졌으며 이로 인해 캐빈 서스펜션 시스템의 필요성이 증가하였다. 또한 트랙터가 점점 대형화되면서 공간의 확보로 인해 캐빈 서스펜션 시스템의 장착이 가능해졌다.

서스펜션은 차체의 하중을 지지함과 동시에 주행 중에 지면에서 발생하여 차체로 전달되는 진동이나 충격을 흡수하여 진동이 차체에 전달되는 것을 방지함으로써 차량의 여러 장치들과 운전자, 그리고 화물들을 보호하고 바퀴의 불필요한 진동을 억제하여 승차감과 차량의 안전성을 향상시키는 중요한 장치이다.

‘유연하고 편안한 운전’은 평탄한 노면의 직진 주행보다 울퉁불퉁한 비포장도로를 주행할 때 외부의 흔들림이 운전자에게 전달되지 않도록 이를 중간에서 차단하여야 확실하게 보장받을 수 있으며 그렇게 되어야만 좋은 차량이라고 할 수 있다. 서스펜션은 이와 같이 운전자에게 기분 좋은 승차감과 조종의 안정성을 주기 위하여 차량의 불안정한 흔들림이나 진동을 흡수하는 장치라 할 수 있다.

서스펜션이 장착된다면 운전자의 승차감 향상, 화물의 보호, 차체 각부의 동적 응력의 저하 등을 기대할 수 있다. 또한 차륜의 진동이 억제되어 차량의 주행 안전성이 향상된다. 이러한 기능이 완성되기 위하여 서스펜션은 진동에 대하여 적당한 완충 작용을 할 수 있는 탄성을 가진 스프링과 진동 절연 요소인 댐퍼로 구성된다.

캐빈 서스펜션 시스템이 승차 진동 감소의 효과는 매우 크다. 비포장도로를 11 km/h로 주행하는 시험을 서스펜션 단품을 대상으로 수행하였을 때 캐빈 서스펜션 시스템은 0.059 m/s^2의 총 진동 수준이 나타났으며, 고무 마운트는 0.686 m/s^2로 91.4%의 진동 감소 효과를 확인할 수 있었다. 포장도로를 28 km/h로 주행할 때 캐빈 서스펜션 시스템은 0.071 m/s^2의 총 진동 수준이 나타났으며, 고무 마운트는 1.502 m/s^2가 측정되어 95.3%의 진동 감소 효과가 나타나는 것을 확인하였다(Deprez, 2005). 이렇듯 캐빈 서스펜션 시스템이 승차 진동에 미치는 영향은 자명하다.

국내 농업기계 분야에서 독자적으로 캐빈 서스펜션 시스템을 개발하거나 이를 적용하여 상품화한 사례는 현재까지 보고된 사례가 없다. 하지만 유럽과 미국 등의 해외 선진국에서는 캐빈 서스펜션 시스템을 적용한 트랙터가 개발되어 판매되고 있으며 국내에서도 이 기술이 적용된 트랙터가 수입되어 판매되고 있다.

한편 자동차에 적용되는 서스펜션은 차륜과 노면 사이에서 발생하는 구동력, 제동력, 횡력 등 각종의 노면에 대한 반력을 받아들여 차량의 운전 성능을 양호하게 유지해야 하므로 차륜과 차체 사이에 전후좌우 방향에 대한 적당한 강성을 가진 각종 링크장치가 구비되어 있다. 이러한 기본적인 구성 요소를 바탕으로 자동차 분야에서는 매우 높은 기술 수준의 서스펜션이 개발되었다. 상대적으로 간결한 구조로 노면의 충격을 넓은 범위로 분산시킴으로 인해 차체에 미치는 충격을 최소화 할 수 있지만 비포장 도로의 노면에서 서스펜션 성능이 상대적으로 부족한 맥퍼슨 스트럿(Macpherson strut), 주행 안정성이 우수하지만 구조가 복잡하며 중대형 차량 및 스포츠카에 적용되는 더블 위시본(Double wishbone), 좌우 바퀴를 차축 하나로 연결되어 있는 구조로 경차 및 준중형 이하 차량에서 사용하는 토션 빔(Torsion beam), 자동차의 바퀴를 여러개의 링크로 연결함으로 정교한 서스펜션 설계를 가능하게 함으로서 다양한 노면 움직임에 대해 대응력을 높이고 조정 안정성, 승차감 등을 향상시킬 수 있는 멀티 링크(Multi link) 등 대상 차량의 종류와 목적에 맞게 다양한 종류의 서스펜션이 개발되었다.

이렇듯 자동차 분야에서 높은 수준의 서스펜션 기술이 개발되어 있으나, 자동차와 트랙터는 사용 목적 및 특성, 기체의 크기, 무게, 부품 적용 방식 및 구조가 매우 상이하다. 자동차는 타이어 서스펜션의 설치가 가능하여 차체 바로 하단부에 서스펜션 시스템을 적용하고 있으나, 트랙터는 그 구조상 타이어 서스펜션의 설치가 어렵고 복잡하여 차체 하단부가 아닌 캐빈 하단부에 주로 설치한다. 이러한 자동차와 트랙터의 구조적인 차이로 인하여 서스펜션 시스템에 큰 차이가 발생한다. 자동차의 서스펜션은 스프링 상중량(Sprung mass)이 스프링 하중량(Unsprung mass)에 비해 매우 큰 시스템이지만 트랙터 캐빈 서스펜션은 스프링 상중량이 스프링 하중량에 비해 매우 작은 시스템이므로 물리적 거동이 완전히 상이하다. 이렇듯 기본적인 부품의 적용 방식과 구조가 완전히 다르기 때문에 자동차 분야의 기술을 참고하여 트랙터에 적합한 서스펜션 시스템을 개발해야 한다.

트랙터에 적용되는 서스펜션은 캐빈과 차체 사이에서 발생하는 반력을 받아들여 이를 운전자에게 전달되지 않도록 감쇠하는 기능을 수행한다. 트랙터에 적용되는 서스펜션은 수동(Passive)과 반능동(Semi-active)로 구분할 수 있으며 유공압(Hydro-pneumatic) 서스펜션을 사용하고 있다. 수동 서스펜션은 일정한 스프링 상수와 감쇠계수를 가지는 스프링과 댐퍼를 사용하는 시스템으로서, 피드백 제어가 불가능하기 때문에 운전자에게

최적의 승차감을 제공할 수 있도록 스프링과 댐퍼를 선정한다. 반능동 서스펜션은 피드백 제어를 통해 외부의 조건에 따라 댐퍼의 특성값에 변화를 주는 시스템이다. 피드백 제어를 위해 액츄에이터를 사용하며, 운전하는 조건에 맞추어 실시간으로 댐퍼 특성의 변경이 가능하기 때문에 수동 서스펜션에 비해 높은 승차감을 제공할 수 있다.

캐빈 서스펜션을 제조하는 회사에서는 서스펜션 단품, 밸브 및 기본 제어기를 제공한다. 기본 제어기에는 캐빈 서스펜션의 감쇠계수를 변경할 수 있는 전류 조절 장치와 캐빈 서스펜션 피스톤의 높낮이를 조절할 수 있는 레벨(Level) 조절 장치로 구성되어 있으며, 반능동 모드를 구현하기 위한 하드웨어 장치 및 제어 알고리즘 등은 구성되어 있지 않다. 이에 서스펜션의 반능동 모드를 구현하기 위해서는 트랙터 제조 회사의 연구개발이 반드시 필요하지만, 국내의 트랙터 제조 회사에서는 이러한 연구가 부족한 실정이다.

Sarami(2009)는 스카이훅(Skyhook) 제어 알고리즘을 이용하여 트랙터 서스펜션의 제어 성능을 입증하였으며, 이를 통해 6.4%의 수직 방향 RMS 가속도 개선을 이루어냈다. 스카이훅 제어 알고리즘은 차체 절대 속도 되먹임을 이용한 감쇠력 제어 법칙으로 1974년 Karnopp가 제안하였다. 스카이훅 제어 알고리즘은 전상태 피드백(Full state feedback) 제어이기 때문에 모든 상태 변수에 대해 센서를 이용하여 계측하고 이를 제어 알고리즘에 입력해주어야 한다. 많은 센서의 사용은 비용의 증가 뿐만 아니라 센서의 고장 및 오작동에 대한 관리가 필요하므로 이러한 한계점을 개선하기 위한 연구가 필요하다.

Butsuen (1989)에 의해 LQR(Linear quadratic regulator) 제어 알고리즘이 소개되면서 스카이훅 제어의 한계를 극복하기 위한 연구가 수행되어왔다. LQR은 2차 성능 지표(Quadratic performance index)를 최소화 시키는 제어 이론으로 상태 되먹임 제어 방식이다. Sim et al.(2014)는 시뮬레이션을 통해 불규칙 노면을 주행할 때 스카이훅 제어 알고리즘보다 LQR 제어 알고리즘의 수직 방향 RMS 가속도가 작게 나타나는 것을 확인하였다. 그 외에도 Shamshiri et al.(2013), Mohammadikia et al.(2019) 등 많은 연구를 통해 트랙터의 반능동 캐빈 서스펜션의 제어 알고리즘의 개발을 위한 연구가 수행되어왔으나 기존의 연구들은 전상태 피드백을 가정하여 알고리즘을 구현하였다는 한계가 있다.

LQR 제어 알고리즘에 칼만 필터(Kalman filter) 기반의 상태 관측기(State observer)를 추가한 LQG(Linear quadratic Gaussian) 제어 알고리즘은 스카이훅을 비롯한 전상태 피드백 제어의 한계점을 개선할 수 있다. 칼만 필터는 센서로부터 측정된 이전 상태값을 이용하여 모든 상태 변수에 대한 다음 상태를 예측해주는 관측기로서 선형 동적 시스템을 기반으로 동작한다. 칼만 필터의 주요 기능 중 하나인 상태 예측 기능을 이용하여 상태 변수를 측정하기 위한 추가적인 센서 장착 없이 원하는 모든 상태 변수를 예측할 수 있다.

본 연구에서는 트랙터 캐빈 서스펜션에 내장된 LVDT(Linear variable differential transformer)를 이용하여 서스펜션의 변위만을 계측하여 피드백하며, 고무 마운트의 변위, 전후방 타이어 변위, 속도 등의 다른 상태 변수들은 칼만 필터로 예측하는 제어 알고리즘을 개발하고자 한다. 상태 변수들의 예측 정확도를 높이기 위해 플랜트 모델(Plant model)인 트랙터와 서스펜션에 대한 정확한 모델링을 수행하며, 이러한 과정을 통해 상태 변수들에 대한 높은 예측 정확도를 확보하고자 한다.

국내 트랙터 시장에서도 트랙터의 주행 속도 증가에 따른 캐빈 서스펜션 시스템의 적용 요구가 증가할 것이며, 국내 트랙터의 해외 수출이 활발해지고 있는 시점에서 해외 시장에서의 제품 경쟁력 확보를 통한 시장 확대를 위하여 캐빈 서스펜션 시스템의 개발은 반드시 필요하다. 또한 이는 미래의 농기계 시장에 성공적인 대응을 가능케 하며 기반 기술을 축적함으로써 기술 격차를 줄이는 데 도움이 될 것으로 판단된다.

본 연구에서는 승차 진동을 저감하기 위한 트랙터 반능동 캐빈 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘을 개발하고자 한다. 높은 제어 성능을 구현하기 위해서는 제어 알고리즘의 플랜트 모델에 해당하는 트랙터 시뮬레이션 모델이 높은 정확도를 기반으로 구성되어야 하기 때문에 시뮬레이션 모델을 구성하는 파라미터(Parameter)에 대한 특성값을 도출하는 시험을 수행하며, 다양한 검증 과정을 통해 시뮬레이션 모델의 정확도를 확보하고자 한다. 트랙터 캐빈 서스펜션의 제어 알고리즘은 수동 모드와 반능동 모드로 구성할 것이며, 수동 모드의 최적화를 위해 시뮬레이션 모델을 이용하여 다양한 노면 조건 및 주행 조건에 따라 승차 진동을 예측하고 이를 통해 주행 조건에 따른 수동 모드의 사용 방법을 제시할 것이다. 반능동 모드를 구현하기 위해 LQG 제어 알고리즘을 사용하였고, 검증된 트랙터 시뮬레이션 모델과 칼만 필터를 이용하여 상태 변수들에 대한 높은 예측 정확도와 제어 알고리즘의 유용성을 입증하고자 한다. 마지막으로 실차 시험을 통해 제어 알고리즘의 성능을 확인할 것이다. 캐빈 서스펜션 시스템의 개발을 통한 승차 진동 개선 문제는 지금까지 국내에서 연구된 사례가 부족한 실정이다. 세계 시장에서 국내 트랙터의 경쟁력 확보를 위해 반드시 수행되어야 하는 것으로, 본 연구를 통해 트랙터 반능동 캐빈 서스펜션 시스템, 나아가 트랙터에 대한 소음·진동 개선을 포함한 인간공학적 연구에 대한 산업계와 학계의 관심이 증진될 것을 기대한다.

1.2 연구 목적

본 연구의 목적은 승차 진동을 최소화할 수 있는 트랙터의 반능동 캐빈 서스펜션 시스템을 개발하는 것이다. 주어진 운전 조건에 맞게 능동적으로 대응할 수 있는 캐빈 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘을 개발하고 이를 검증하여 알고리즘의 효과를 확인하는 것을 목적으로 한다. 이를 위한 구체적인 목표는 다음과 같다.

(1) 트랙터에 캐빈 서스펜션 시스템이 승차 진동을 저감하는데 효과적인 시스템인지 사전에 확인해야 한다. 승차 진동 저감에 서스펜션 시스템이 큰 영향을 미치지 않을 경우에는 서스펜션 시스템 외에 다른 방법을 고려해야 하기 때문이다. 또한 서스펜션 시스템이 승차 진동을 어느 정도 수준으로 개선하는지, 서스펜션 시스템을 적용한 트랙터의 승차 진동 특성이 어떠한지에 대한 연구를 사전에 진행함으로써 본 연구를 위한 기초 데이터로 활용하고자 한다. 본 연구에서는 트랙터 캐빈 하단부에 서스펜션 시스템이 적용된 트랙터의 승차 진동과 고무 마운트가 적용된 트랙터(캐빈 서스펜션 시스템이 적용되지 않은 트랙터)의 승차 진동을 시험적으로 비교하여 캐빈 서스펜션의 성능과 효과를 구명한다.

(2) 트랙터 서스펜션 시스템을 개발하는데 있어 트랙터의 승차 진동을 예측할 수 있는 시뮬레이션 모델은 반드시 갖추어져야 한다. 시뮬레이션 모델은 실제 노면 외에 가상의 노면에서 서스펜션 파라미터에 대한 승차 진동을 예측할 수 있으며, 실제 시험을 하지 않고도 높은 수준의 예측 정확도를 보장하기 때문에 연구를 위한 시간 및 비용 절감에 도움이 된다. 또한 실제 시험에서 발생할 수 있는 시험 오차를 줄이고 시험의 재현성을 확보하는데 도움이 된다. 본 연구에서는 시뮬레이션 모델을 2가지 종류로 개발한다. Full-트랙터 모델은 서스펜션 시스템의 수동 모드를 최적화하기 위해 사용된다. 다양한 노면 조건에 대해 서스펜션의 입력 조건에 대해 승차 진동을 시뮬레이션을 수행하여 사용자들에게 최적의 승차감을 제공하기 위한 서스펜션의 입력 조건을 제시한다. 또한 Half-트랙터 모델은 서스페션 시스템의 반능동 모드를 개발하기 위해 사용된다. 반능동 모드의 제어 알고리즘에는 트랙터 시뮬레이션 모델이 플랜트 모델로 사용되며, 본 연구에서는 Half-트랙터 시뮬레이션 모델을 사용한다. 플랜트 모델의 정확성이 증가한다면 제어 알고리즘의 품질을 높일 수 있기 때문에 실제 트랙터의 거동을 모사할 수 있는 시뮬레이션 모델의 개발은 본 연구에 있어 매우 중요한 부분이다. 개발한 시뮬레이션 모델은 시험 결과와의 비교를 통하여 검증한다.

(3) 시뮬레이션 모델의 정확성을 높이기 위해서는 모델을 구성하는 트랙터의 구성 요소에 대한 정확한 물리적 특성을 확보해야 한다. 물리적 특성을 정확하게 측정하지 못할 경우 시뮬레이션 모델의 승차 진동 제현의 정확도가 떨어지게 되며 이는 수동 서스펜션 모드의 최적화에 오류를 야기할 뿐만 아니라 반능동 서스펜션 모드의 제어 알고리즘 품질을 저하시키게 된다. 대상은 타이어, 고무 마운트, 서스펜션의 물리적 특성인 스프링 상수와 감쇠계수 및 트랙터와 캐빈의 질량, 질량중심 및 질량 관성 모멘트이다.

(4) 트랙터 운전자가 댐퍼의 특성을 결정하는 수동 모드에서는 노면의 특성을 비롯한 운전 조건에 대해 서스펜션 특성의 변화에 따른 승차 진동의 변화를 제시함으로서 운전자가 서스펜션의 특성을 결정하는데 도움을 주어야 한다. 이를 위해 트랙터의 반능동 서스펜션 시스템의 제어 대상인 감쇠계수의 변화를 통해 주행 조건별로 승차 진동을 최소화할 수 있는 최적화를 수행한다. 감쇠계수를 8개의 조건으로 구분하여 각 조건별 승차 진동을 측정하고, 이를 통해 서스펜션을 수동 모드로 조작하였을 때의 서스펜션 파라미터의 최적화 방안을 제시한다.

(5) 서스펜션의 반능동 모드는 승차 진동을 최소화하기 위하여 최적 제어 알고리즘을 사용한다. 하지만 서스펜션 제조 회사에서 제공하는 제어기에는 수동 모드만 구현되어 있으며 제어 알고리즘 역시 제공되지 않는다. 이에 트랙터 제조 회사에서는 노면 변화 및 주행 속도 변경과 같은 주행 조건 변화에 대응하면서 승차 진동을 최소화할 수 있는 제어 알고리즘을 개발하여 사용자들에게 제공해야 하지만 이러한 연구는 현재 부족한 현실이다. 본 연구에서는 상태 변수를 예측할 수 있는 칼만 필터, 트랙터 시뮬레이션 모델 및 서스펜션 모델을 기반으로 LQG 제어 알고리즘을 개발하고, 개발된 제어 알고리즘을 시뮬레이션 상에서 평가한다.

(6) 개발된 LQG 제어 알고리즘이 시뮬레이션 환경에서의 적합성이 검증된 이후에는 실제 트랙터에 적용되었을 때에도 서스펜션의 성능이 정확히 구현되는지에 대한 확인이 필요하다. 또한 제어 알고리즘의 실차 적용 과정은 시뮬레이션 환경에서 나타나지 않은 문제점을 확인할 수 있다. 제어 알고리즘 검증을 위한 실차 시험은 시험의 재현성을 확보하기 위해 4축 로드 시뮬레이터(4-Post road simulator)를 사용하며, LQG 제어 알고리즘이 적용된 캐빈 서스펜션 시스템의 승차 진동 개선 효과를 확인한다.

1.3 문헌 조사

트랙터의 승차 진동은 엔진, 변속기, 작업기 등 트랙터 자체에서 발생하는 고주파 진동과 불규칙한 노면에 의하여 발생하는 저주파 진동으로 구성된다. 이 중 운전자에게 직접 영향을 미치는 것은 저주파 진동이며, 이를 효과적으로 차단해야만 한다. 많은 연구에서 이러한 차량의 거동을 해석할 수 있는 모델을 개발하고 검증을 수행해왔다. 특히 서스펜션이 적용된 이후 서스펜션을 통한 승차 진동 저감의 효과를 극대화하기 위한 제어 알고리즘의 개발이 연구의 대상이 되었다. 하지만 자동차 분야와 비교하였을 때 트랙터는 그 연구가 많이 부족한 형편이다. 본 연구에서 트랙터의 동역학 시뮬레이션 모델 개발 및 검증, 캐빈 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘 개발을 위해 분석한 연구는 다음과 같다.

1.3.1 승차 진동 측정 및 평가

Scarlett(2007) 등은 ISO 5008의 규정에 제시된 노면에서 승차 진동을 측정하였고 그 결과를 ISO 2631-1(1997)에 제시된 1일 최대 노출 한계를 활용하여 분석하였다. 농작업은 총 5종류, 트랙터는 총 4종류를 대상으로 하였다. 농작업의 95% 정도가 8시간 최대 작업 한계를 초과하였으나 8시간 진동 노출 한계(Exposure limit value)를 초과한 것은 9%에 불과하였다. 그러나 작업시간이 15시간으로 증가할 경우 진동 노출 한계를 초과하는 것은 27%가 된다고 보고하였다.

정수식(1992) 등은 콘크리트 노면과 비포장 노면에서 트랙터의 승차 진동 수준을 측정하였다. 측정한 트랙터의 승차 진동 수준은 수직 방향의 경우 4~8 Hz 주파수 대역에서, 수평 방향의 경우 1~2 Hz 주파수 대역에서 진동이 크게 나타났으며 주행 속도에 따라 증가하였다. 또한 승차 진동 수준은 ISO 2631-1(1985)의 8시간 내피로 한계를 대부분 초과하였다.

김호중(2008) 등은 국내에서 사용중인 트랙터를 대상으로 시험을 통하여 승차 진동을 측정하고 이를 ISO 2631-1(1997)을 비롯한 다양한 승차 진동 평가지표를 활용하여 평가하였다. 국내 트랙터의 승차 진동 크기는 농로 주행 시 가장 큰 값을 나타내었으며 시멘트 노면 주행, 쟁기 작업과 로터리 작업 순이었다. 상당수 트랙터의 승차 진동이 일일 작업시간을 4시간으로 가정하였을 때 잠재적으로 건강에 위험을 초래할 수 있는 수준이었으며 엔진 출력이 작고 사용 기간이 긴 트랙터는 승차 진동이 건강에 위험을 미치는 수준이었음을 시험을 통해 증명하였다. 하지만 본 논문은 트랙터를 주행한 노면과 작업을 수행한 농로가 각각 다르므로 트랙터의 진동 수준을 직접적으로 비교하거나 평가하는 것은 어렵다.

Marsili(2002) 등은 트랙터의 주행 조건 및 현가장치 사용 여부에 따른 진동 특성을 시험적으로 평가하였다. 대상 트랙터는 92 kW 급이며 전차축 서스펜션과 시트 서스펜션을 장착하고 있는 트랙터였다. 시험 결과, 전체적으로 전차축 서스펜션과 시트 서스펜션을 동시에 사용하였을 때 승차 진동이 작은 것으로 나타났으며, 무부하 주행에서는 평균적으로 15%, 쟁기를 장착하고 주행할 때는 최대 36%의 진동 감소 효과를 확인하였다. 평가는 ISO 2631-1(1997)에 제시한 총 진동 수준을 계산하는 방법을 사용하였다. 하지만 운반 작업 중 시트 서스펜션을 사용하지 않는 조건에서의 시험을 시행하지 않았다. 승차 진동은 시트 서스펜션의 역할이 매우 크기 때문에 시트를 제외한 나머지 서스펜션의 성능을 검증하기 위해서는 시트 서스펜션을 사용하지 않는 조건에서 시험을 시행해야 한다.

박영준 등(2004)은 트랙터의 쟁기 작업과 로터리 작업을 대상으로 총 진동 수준을 구하였다. 쟁기 작업의 승차 진동 수준은 로터리 작업보다 4.3배 정도 높았으며 로터리 작업의 승차 진동 수준은 작업 속도에 따라 증가하였으나 경심에 따라서는 반드시 증가하지 않았다. 또한 쟁기 작업과 로터리 작업 시 발생하는 승차 진동은 일일 최대 작업 한계를 4시간으로 하였을 때 각각 건강에 대한 주의가 요망되거나 잠재적인 위험이 있는 수준이었다. 작업 속도가 승차 진동에 큰 영향을 미치는 점을 통해, 본 연구에서 트랙터의 주행 속도를 캐빈 서스펜션 시스템의 제어 변수를 최적화하는 데 주요 요소로 설정해야 함을 확인하였다.

Cutini(2016) 등은 ISO 5008에서 제시하는 노면을 포함한 총 6가지 노면 조건에 따른 트랙터의 승차 진동을 측정하였다. 트랙터는 총 3대를 사용하였으며 노면 조건에 따라 주행 속도에 차이를 두어 총 12가지 조건에서의 트랙터의 진동 수준을 측정하였다. 측정 결과는 3축에 대해서 FFT 분석을 수행하고 4 Hz 이하의 저주파 영역에서 변수 중요도 척도(Variable Importance in Projection score)라는 지표를 통해 평가하였다. 여기에서 변수 중요도 척도가 1 이상인 영역에서 진동 수준이 유의한 수준인 것으로 평가하였다. 분석을 통하여 3.0~3.4 Hz 영역에 3축의 값이 모두 1 이상의 값이 나와, 3 Hz 근처 주파수의 진동을 줄이는 것이 승차 진동을 감소시킬 수 있다는 것을 확인하였다. 하지만 시험에 사용한 트랙터의 종류에 대한 설명이 없으며, 변수 중요도 척도와 승차 진동 수준의 관계에 대한 설명이 없고 이를 뒷받침할 근거가 부족하다.

Servadio(2007) 등은 타이어가 지면에서 트랙터 후차축과 운전석으로 전달되는 진동에 미치는 영향을 구명하였다. 시험은 4륜 구동 트랙터를 대상으로 각각 11.1, 13.9 km/h의 빠른 속도로 주행한 상태에서 수행되었다. 타이어의 종류와 주행 속도가 다르더라도 4시간 노출 한계를 넘지 않는 범위 내에서 진동 수준은 차이를 보였다. 타이어를 변경하였을 때 승차 진동은 최대 16% 정도 차이가 발생하였으며, 이를 통해 타이어의 특성이

승차 진동에 큰 영향을 미치는 것을 확인하였다. 본 연구에서 타이어의 스프링 상수와 감쇠계수에 대한 정확한 측정이 필요하다는 것을 확인할 수 있었다.

Langer(2015) 등은 트랙터의 4WD(4-Wheel drive) 기능 사용 유/무에 대한 트랙터의 승차 진동을 측정하였다. 트랙터에는 대형 사각 베일러를 연결하였으며, 시험 조건은 주행 2종류(오르막길/내리막길 주행), 4WD 기능 사용 여부로 총 4가지였다. 그 결과 승차 진동은 내리막길 주행, 낮은 속도 조건에서 4WD 기능을 사용하지 않았을 때 가장 작게 나타났다. 이를 통해 노면의 기울기와 그 방향에 따라 승차 진동이 차이가 나타난다는 것을 확인할 수 있다.

다른 노외 차량에 대한 승차 진동의 평가도 이루어졌다. Marsili(1998) 등은 임업 기계를 대상으로 승차 진동을 측정하였다. 주행 속도가 12 km/h일 때 운전석에서의 승차 진동은 1.7 m/s^2로 측정되었으며, 가장 엄격한 국제 규격을 적용할 때 2시간 노출 한계를 초과하는 것으로 분석되었다.

Goglia(2005) 등은 틀톱(Framesaw) 기계의 운전자에 대한 승차 진동을 측정하였다. 주어진 조건에서 틀톱 기계 운전자의 승차 진동을 ISO 2631-1(1985) 기준으로 분석한 결과 1시간 내피로 한계를 초과하였으며 에너지 등가 진동 수준은 4시간 내피로 한계를 초과하였다.

1.3.2 트랙터 시뮬레이션 모델 개발

Mohajer(2017) 등은 기계 시스템의 모델링, 시뮬레이션 및 최적화에 사용되는 전산 다중체 시스템(Computational multi-body system)을 차량에 접목하여 시뮬레이션 모델의 개발 및 설계 최적화를 진행하였다. 여기에서 시뮬레이션 모델의 타당성을 검증하기 위해 동역학 분석(Dynamic analysis)과 수치 해석(Numerical analysis)을 수행하였다.

Pazooki(2012) 등은 상용 트럭을 대상으로 시뮬레이션 모델의 개발 및 검증을 수행하였다. 여기에서는 다양한 타이어-지면 상호 작용 모델을 접목하여 최적의 타이어 모델을 선정하였으며, 서스펜션이 없는 차량(Unsuspended vehicle)과 있는 차량(Suspended vehicle)을 대상으로 각 파라미터에 대한 민감도 분석을 수행하여 승차 진동을 예측할 수 있는 모델을 개발하였다.

Sharma(2017) 등은 기존 수동 서스펜션 시스템과 비교하여 반능동 서스펜션 시스템이 철도 차량의 승차감에 미치는 영향을 평가하였다. 수동 서스펜션 시스템이 적용된 차체와 대차의 수직, 피치 및 롤 방향 운동 방정식은 철도 차량용으로 개발되었다. 계측된 가속도 등의 데이터를 승차감으로 평가하고, 반능동 시스템의 효과를 입증하였다.

Kong(2014) 등은 버스를 대상으로 동적 유한요소(Finite Element) 시뮬레이션 모델을 개발하였으며 여기에는 타이어, 완충기(Shock absorber), 리프 스프링(Leaf spring), 안티롤 바(Anti-roll bar) 등의 특성을 포함하였다. 차량 시뮬레이션 모델은 모달 분석(Modal analysis)을 통하여 검증하였으며, 모드 형상(Mode shape)과 고유 주파수 등을 검증하였다.

Yang(2009) 등은 텐덤(Tendem) 서스펜션이 장착된 상용 트럭을 대상으로 다물체 동역학(Multi body dynamics) 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, 시험을 통해 모델 검증을 수행하였다. 여기에는 완충기, 리프 스프링, 고무 슬리브(Rubber sleeve) 등 물리적 특성이 비선형적인 구성 요소의 특성을 반영함으로써 모델의 정확성을 높였다.

Hansson(1995) 등은 고무 마운트 감쇠계수의 비선형 특성을 적용하여 고무 마운트 변수를 최적화하는 방법을 제시하였다. 캐빈 서스펜션 시스템이 장착된 트랙터 모델을 3차원으로 개발하고 캐빈의 무게 중심에서의 전체 진동을 분석하였다.

최현준(1998) 등은 안전캡 현가장치의 동적 모델을 3차원으로 개발하였다. 모델을 통해 좌석의 수직 방향 진동을 최소화하기 위해서는 안전캡 현가장치의 스프링 상수를 증가시켜 좌석의 수직 진동과 안전캡의 수직, 롤링, 피칭 진동의 고유진동수가 가능한 한 큰 차이가 나도록 해야 하며, 결론적으로 안전캡의 진동과 좌석의 진동의 합이 최소과 되는 방향으로 스프링 상수를 결정해야 함을 밝혔다. 또한 감쇠계수는 조건 없이 증가시켜야 승차 진동이 감소한다는 것을 증명하였으며, 캐빈 진동의 평가 기준을 전체 파워(Power)로 정의하고 이를 감소시키는 방향을 제시하였다. 본 연구에서는 4개의 캐빈 고무 마운트의 스프링 상수와 감쇠계수를 같은 값으로 가정하였는데, 실제 트랙터는 각 지점에 인가되는 하중이 상이함에 따라 전후방 고무 마운트의 특성이 다르므로 이 가정은 적합하지 않다. 또한 타이어를 비롯한 트랙터 하부에 대한 모델은 개발되지 않고 고무 마운트와 캐빈만을 대상으로 시뮬레이션 모델이 개발되었다.

Phalke(2017) 등은 Simulink를 이용하여 트랙터를 대상으로 Quarter-차량 모델(Quarter vehicle model)을 개발하였으며 이를 0.1m 높이의 범프를 지나갈 때의 응답으로 검증하였다. 스프링 상수와 스프링 상수를 변경하였을 때 승차 진동의 변화를 확인하였으며, 스프링 상수가 클 경우 승차 진동이 좋지 않으며 주행 속도와 범프의 높이가 승차 진동에 영향을 준다는 것을 밝혔다. 본 연구는 시뮬레이션 모델을 z축 방향의 가진력만을 고려하여 개발하였음에도 불구하고 3축의 가속도를 모두 고려한 총 진동 수준으로 승차 진동을 평가하였다. 이에 시뮬레이션 모델에 대한 한계점을 확인할 수 있다.

Zehsaz(2011) 등은 트랙터 캐빈에 대한 유한요소 해석을 진행하여 캐빈의 주파수 응답 함수(Frequency response function)을 구하였다. 서로 다른 주행 속도와 노면 조건에서 시험을 시행하고, 시험 결과인 고무 마운트 부분의 가속도를 주파수 응답 함수에 입력

하였다. 이러한 방법을 통해 조건별로 시트에서의 승차 진동을 예측하였으며, 검증 및 모델 수정 과정을 통해 시뮬레이션 모델을 완성하였다.

Savaresi(2010) 등은 수동 서스펜션 시스템이 장착된 트랙터의 운동방정식을 개발하였다. 가진은 z축 방향만을 고려하였으며, 상대적으로 간단한 Half-차량 모델(Half vehicle model), Quarter-차량 모델을 사용하여 운동 방정식을 구성하였다. 또한 반능동(Semi-active) 서스펜션을 대상으로 Quarter-자동차 모델을 개발하고 서스펜션의 비선형적인 특성을 운동방정식에 반영하였다. 본 연구에서 제시하였듯이 시뮬레이션 모델을 개발함에 있어 3차원 트랙터 모델을 개발할 경우 수식이 방대하고 복잡하다는 단점이 있을 것으로 판단하였다. 또한 트랙터의 y축 방향으로 대칭(Symmetric)적인 특징이 있기 때문에 Half-트랙터 모델만으로도 반능동 캐빈 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘의 플랜트 모델로 사용하기에 적합할 것으로 판단하였다.

1.3.3 캐빈 서스펜션 시스템 적용 및 제어 변수 최적화

Deprez(2005) 등은 트랙터의 캐빈 서스펜션 시스템이 수동일 때와 반능동일 때의 승차 진동을 비교하였다. 서스펜션이 없는 트랙터와 비교하였을 때, 수동 서스펜션의 경우 최대 60%, 반능동 서스펜션의 경우 최대 90%까지 값이 작아지는 것을 확인하였다. 이를 통해 유공압(Hydro-pneumatic) 캐빈 서스펜션 시스템이 승차 진동을 저감하고 운전자에게 편의를 제공하는데 효과적인 방식임을 확인하였다. 또한 총 진동 수준, effRMS 등 다양한 지표를 활용하여 평가를 수행하였다.

Cvetanovic(2014) 등은 트랙터를 대상으로 전차축 서스펜션과 후방 캐빈 서스펜션이 적용된 트랙터와 전차축과 후차축 서스펜션이 적용된 트랙터를 대상으로 승차 진동을 측정하였다. 그 결과 후방 캐빈 서스펜션이 후차축 서스펜션에 비해 승차 진동 감소에 효과적인 것을 확인할 수 있었다. 특히 쟁기 작업보다 로터리 작업에서 진동 감소 효과가 크게 나타났다. 하지만 대상으로 한 두 트랙터가 제조사가 다르기 때문에 직접 비교를 하는 것에 무리가 있다.

Langer(2013) 등은 덤프 트럭을 대상으로 전차축 서스펜션의 성능을 최적화하는 연구를 수행하였다. 덤프 트럭을 12개의 요소(Body)로 구분하고 각각의 바디를 연결하는 운동 방정식을 만들어 모델링을 완성하였다. 전차축 서스펜션과 스태빌라이저(Stabilizer) 등의 유압 특성을 반영하였으며, 완성된 모델링을 바탕으로 최적 설계 기법을 도입하여 운전자 승차 진동에 대한 서스펜션 시스템의 최적화를 진행하였다. 본 연구에서 수행하고자 하는 캐빈 서스펜션 시스템의 승차 진동에 대한 최적화와 유사점이 있으나, 연구 대상이 다르며 운동 방정식과 Matlab으로 연구를 진행했다는 점에서 차이점이 있다.

Ieluzzi(2006) 등은 반능동 서스펜션이 장착된 트럭을 대상으로 Matlab Simulink 환경에서 제어 전략을 수립하였다. 서스펜션 단품시험을 진행하였으며, 이를 반영한 제어를 통해 반능동 서스펜션의 장점을 확인하였다. 다만 서스펜션이 장착된 부분이 캐빈이 아닌 화물칸이기 때문에 승차감 개선보다는 주행 안정성에 초점을 맞추었다는 차이점이 있다. 수동 서스펜션과 반능동 서스펜션 조건에서 시험을 수행하였으며, 주파수 분석 결과 Peak 기준 12%의 진동 감소 효과를 확인하였다. 또한 주행이 저속일수록 서스펜션 모드 차이에 대한 진동의 감소 효과가 큰 것으로 나타났다.

1.3.4 서스펜션 제어 알고리즘 개발

Sarami(2009)는 트랙터의 전, 후방 차축에 스카이 훅(Skyhook) 제어 알고리즘이 적용된 서스펜션을 적용하였다. MATLAB Simulink 프로그램을 통해 모델을 설계하였으며 해석을 통해 제어 알고리즘의 성능을 검증하였다. 해석 결과, 수직 가속도가 13% 감소하는 등 승차 진동 감소 효과를 확인하였다.

Nagarkar(2016) 등은 트랙터를 대상으로 8개의 자유도를 가진 Quarter-차량 모델을 개발하였다. 바닥 가진을 주어 시트에서의 응답을 확인하였으며 이러한 해석을 통해 진동을 저감하기 위한 제어 변수의 최적화를 수행하였다. 인체 모델을 세분화하여 인체의 부분별로 진동을 분석하였으며, 대상 노면을 스텝, 범프 등으로 구분하여 연구를 수행하였다. 승차 진동은 ISO 2631-1(1997)에서 제시한 방법을 활용하여 평가하였다. 최적화 방법으로는 NSGA-II, MOPSO-CD 방법을 적용하였으며 상대적으로 MOPSO-CD가 시간도 적게 걸리고 우수한 성능을 보이는 것을 확인하였다.

Jalili(2002) 는 반능동 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘 설계 및 구현에 대한 기본 이론과 개념을 소개하였다. 이를 통해 비선형 제어 기법, 스프링 상중량(Sprung mass), 무게 중심 등에 대한 고려를 통하여 서스펜션 시스템을 개발할 것을 강조하였다. 또한 자동차에 대해 반능동 서스펜션이 적용된 사례를 소개하였다. 본 논문은 반능동 서스펜션 시스템이 자동차 분야에 적용될 초기에 발행된 것이다. 다만 자동차와 트랙터는 매우 큰 구조적 차이점이 있기 때문에 트랙터 분야에 맞는 반능동 서스펜션 시스템에 대한 많은 연구가 필요하다고 판단된다.

Bolandhemmat(2010)은 반능동 서스펜션 제어 시스템의 제어 기법으로 불연속적인 제어 모델을 연속 선형적인 영역으로 매핑하는 방법인 퍼지 제어(Fuzzy control)를 제안하였다. 퍼지 제어는 “If-then” 형식의 언어적 제어 규칙으로 표현되며 복수개의 제어 변수들을 모아 제어 규칙 모음(Lookup table)을 만들어 이를 기초로 추론을 하여 조작량을 출력하는 방식이다. 이러한 이유로 제어 규칙을 만들기 위한 데이터베이스가 정밀하고

정확하게 만들어질 경우 퍼지 제어의 효과가 높다. 이러한 퍼지 제어 기법을 설계하기 위한 설계 절차를 제시하였으며 자동차를 대상으로 설계 결과를 검증하였다.

Sim(2017) 등은 Simulation X 프로그램을 사용하여 캐빈 서스펜션 시스템의 유압 모델을 개발하고 시험을 통해 유압 모델을 검증하였다. 또한 Matlab Simulink를 이용하여 14개의 자유도를 가진 트랙터를 모델링하였다. 제어 알고리즘으로 LQG(Linear quadratic gaussian)를 사용하였으며 트랙터 시뮬레이션 모델과 유압 모델을 플랜트 모델로 활용하였다. 해석을 통하여 반능동 캐빈 서스펜션이 수동 서스펜션에 비해 진동이 작게 나오는 것을 확인하였다.

Reichhartinger(2017) 등은 관측기(Observer)를 기반으로 하는 서스펜션 제어의 새로운 접근법을 제시하였다. 서스펜션 시스템에서 알 수 없는 이유로 발생하는 이상 출력을 관측하고 이를 보상하는 새로운 입력을 명령하는 제어 기법이며, 이는 시스템 이상의 원인을 파악할 필요 없이 시스템을 안정적으로 만들 수 있다는 장점이 있다고 하였다. 이러한 제어 알고리즘의 성능을 확인하기 위해 차량을 대상으로 서스펜션 댐핑을 조절하는 수치 해석과 시험을 실시하였다. 그 결과 이러한 새로운 접근법을 사용하여 서스펜션 댐핑을 조절하는 것이 가능하며 효과가 있음을 확인하였다.

제 2 장 트랙터의 승차 진동 측정 및 분석

2.1 개요

트랙터의 승차 진동을 저감하기 위하여 트랙터는 다양한 구성 요소를 활용하고 있다. 타이어를 이용하여 노면으로부터 직접 전달되는 저주파 진동을 감쇠하고 있으며, 캐빈을 지지하는 고무 마운트와 시트를 이용하여 운전석으로 전달되는 진동을 감쇠하고 있다. 하지만 이러한 구성 요소들은 물리적 특성이 고정되어 있으므로 주행 중에 실시간으로 변하는 노면 환경을 비롯한 다양한 진동 발생 요인에 능동적으로 대처하지 못한다. 이에 최근 반능동 캐빈 서스펜션(Semi-active cabin suspension system) 시스템을 트랙터에 적용하기 위한 연구가 수행되었으며, 해외에서 생산하고 있는 200마력 이상의 대형 트랙터에는 일부 캐빈 서스펜션이 적용되고 있다.

캐빈 서스펜션 시스템이 이미 개발되어 트랙터에 적용되었으며 트랙터의 쓰임새가 다양해졌음에도 불구하고 승차 진동을 ISO 규격에 따라 측정하고 분석하여 그 효과를 입증한 사례는 부족하다. 대부분의 연구는 캐빈 서스펜션 시스템이 장착된 트랙터의 시뮬레이션 모델을 개발하거나 캐빈 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘 개발에 초점이 맞추어져 있다. 하지만 가장 기초가 되는 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터의 승차 진동을 다양한 주행 환경에서 평가하고 다른 종류의 서스펜션 시스템의 트랙터와 비교하는 연구는 상대적으로 부족하다.

본 연구는 캐빈 서스펜션의 종류(Type)가 트랙터의 승차 진동에 미치는 영향에 대해 비교 분석하기 위하여 수행되었다. 승차 진동의 측정과 평가는 ISO 2631-1에서 제시한 방법을 사용하였으며, 분석된 결과를 바탕으로 트랙터의 캐빈을 지지하는 방식이 승차 진동에 어떠한 영향을 미치는가를 평가하였다.

2.2 재료 및 방법

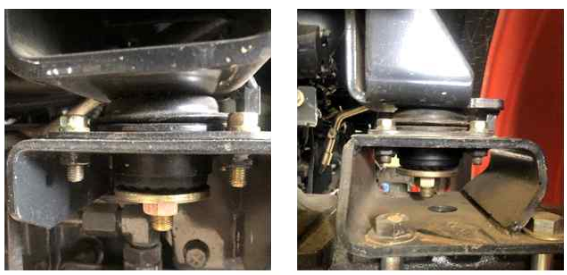
2.2.1 대상 트랙터

본 연구에서 사용한 트랙터는 총 4가지 종류이다. 트랙터의 사진은 그림 2.1과 같으며 제원은 표 2.1과 같다. 트랙터 #1과 #2는 캐빈의 4지점을 모두 고무 마운트로 지지하고 있다. 트랙터 #3은 캐빈의 전방 2개소는 고무 마운트, 후방 2개소는 유공압 서스펜션으로 구성되어 있으며 서스펜션은 수동(Passive) 서스펜션 방식이다. 트랙터 #4는 전방 2개소는 고무 마운트, 후방 2개소는 유공압 서스펜션으로 구성되어 있으며 서스펜션은 반능동(Semi-active) 방식으로 제어 시스템과 함께 사용된다. 캐빈을 지지하는 서스펜션 종류는 그림 2.2에 자세하게 나타나 있다. 본 연구에서 시험 수행 시 트랙터 #3의 서스펜션은 감쇠계수가 최대가 되도록 설정하였으며, 트랙터 #4의 서스펜션은 자동 모드(Auto mode)로 설정하였다. 한편, 트랙터 #1은 기계식 서스펜션 시트가, 트랙터 #2, #3, #4는 에어 서스펜션 시트가 적용되어 있다.

Fig. 2.1 Views of tractor used in this study.

Table 2.1 Specifications of the tractors used in this study

	Tractor #1	Tractor #2	Tractor #3	Tractor #4
Manufacturer	Daedong	TYM	New Holland	John Deere
Model	PX1000	T1304	T6020	7130
Cabin mount (Front)	Mount rubber			
Cabin mount (Rear)	Mount rubber		Hydro-pneumatic suspension (passive)	Hydro-pneumatic suspension (semi-active)
Engine power	73.6 kW	87 kW	82 kW	90.2 kW
Seat suspension	Mechanical suspension	Air suspension		
Total weight	3670 kg	4545 kg	4938 kg	4380 kg



Tractor #1
Mount rubber

Tractor #2
Mount rubber

Tractor #3
(FR) Mount rubber
(RR) Hydro-pneumatic suspension (passive)

Tractor #4
(FR) Mount rubber
(RR) Hydro-pneumatic suspension (semi-active)

Fig. 2.2 Types of cabin suspension tested in this study.

2.2.2 승차 진동 측정

트랙터 승차 진동과 관련된 신호 측정 및 처리 절차는 그림 2.3와 같다. 승차 진동은 1축 가속도계로 구성된 좌석 진동 측정 장치를 이용하여 측정하였으며, 좌석 진동 측정 장치는 시트의 중앙에 설치하여 운전자가 깔고 앉을 수 있도록 하였다. 좌석 진동 측정 장치로 측정한 시간 영역의 가속도 신호를 신호 증폭기를 거친 후 데이터 로거에 저장하였다. 신호 분석기를 통하여 주파수 분석을 수행하였으며, 일정한 속도로 주행하는 구간의 데이터만르 대상으로 분석하였다. 이는 트랙터가 주행을 시작하여 가속하거나 주행을 마치기 위해 감속하는 구간을 제외하기 위함이었다. 계측과 신호 처리에 사용된 장비는 3축 가속도계, 신호 증폭기(Charge amplifier), 데이터 로거(Data logger) 및 신호 분석기(Signal analyzer)이며 각 장비의 제원은 표 2.2와 같다(Park et al., 2009).

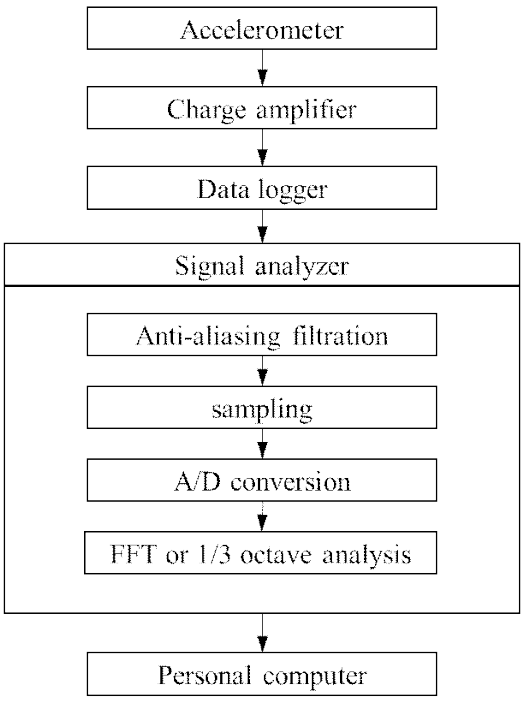


Fig. 2.3 Flow chart of vibration signal processing.

Table 2.2 Specifications of measurement and analysis equipment

Equipment	Model	Specifications
Data logger	B&K 3050	Six channel signal analyzer Frequency range: 0−51.2 kHz Input voltage range: 10 V (Peak) Output voltage range: 0−10 V (±0.5% of requested value) Output frequency accuracy: 0.00025%
Accelerometers	B&K 4321	Sensitivity: 1 $pCm^{-1}s^2$ (±2%) Frequency range: 0.1~2 Hz
GPS sensor	VBSS05	Output signal: voltage Maximum velocity: 1,610 km/h Minimum velocity: 0.1 km/h Accuracy: ±5%
Charge amplifier	B&K 2692-C	Frequency range: 0.1 ~ 100 kHz Maximum input: 4.2 V (Peak)

트랙터 시트 위에 설치한 3축 가속도계의 신호는 증폭기를 통하여 데이터 로거에 저장되며, 신호 분석 프로그램의 필터링, FFT, 1/3 옥타브 기능을 이용하여 주파수 분석을 수행하였다. 증폭기의 작동 범위는 3축 가속도계의 사양을 고려하여 설정하였고, 저장된 데이터는 신호 분석기를 이용하여 FFT 분석을 수행하였다. 샘플링 레이트(sampling rate)는 4,096 sample/sec로 설정하였으며, 이에 시간 간격(Time interval)은 $\triangle t = 1/4096 = 0.244$ ms가 된다. 주파수 분석을 수행할 때, Nyquist-Shanon 샘플링 이론에 의하여 최대 주파수는 샘플링 레이트를 2 이상의 값(본 연구에서는 2.56 사용)으로 나눈 값으로 정의되므로 f_{max}=1,600 Hz가 된다. 데이터의 개수(N)는 2^k개로 정의되는데, 여기에서는 2^{13}개가 사용되었다. 따라서 주파수 분석 간격(Frequency interval)은 $\triangle f = f_{max}/(N/2) = 0.5$ Hz가 된다.

주파수 분석을 통해 원신호를 복원할 수 있으나 그 정확도는 주파수 분석 간격이 큰 영향을 미치게 되며, 이에 샘플링 주파수에 의해 원신호 주파수의 최소 2배 이상의 샘플링 주파수를 유지해야 한다. 하지만 아무리 높은 샘플링 주파수일지라도 원신호는 변경이 이루어지며 이러한 현상을 앨리어싱(Aliasing)이라고 한다. 앨리어싱을 막기 위해 안티 앨리어싱(Anti-aliasing) 필터를 사용하며 보통 저주파 통과 필터(Low-pass filter)를 사용한다. 본 연구에서는 80 Hz의 저주파 통과 필터를 사용하였는데, 80 Hz 이상의 주파수를 잘라내는(Cut-off) 필터를 사용함으로써 샘플링의 부족으로 신호가 갑작스럽게 변하는 고주파 성분이 포함된 부분을 부드럽게 바꾸어주게 된다.

한편 트랙터의 실제 주행 속도는 GPS 센서를 사용하여 계측하였다. 그림 2.3은 계측 장치 및 시험을 진행하는 사진을 나타낸 것이다.

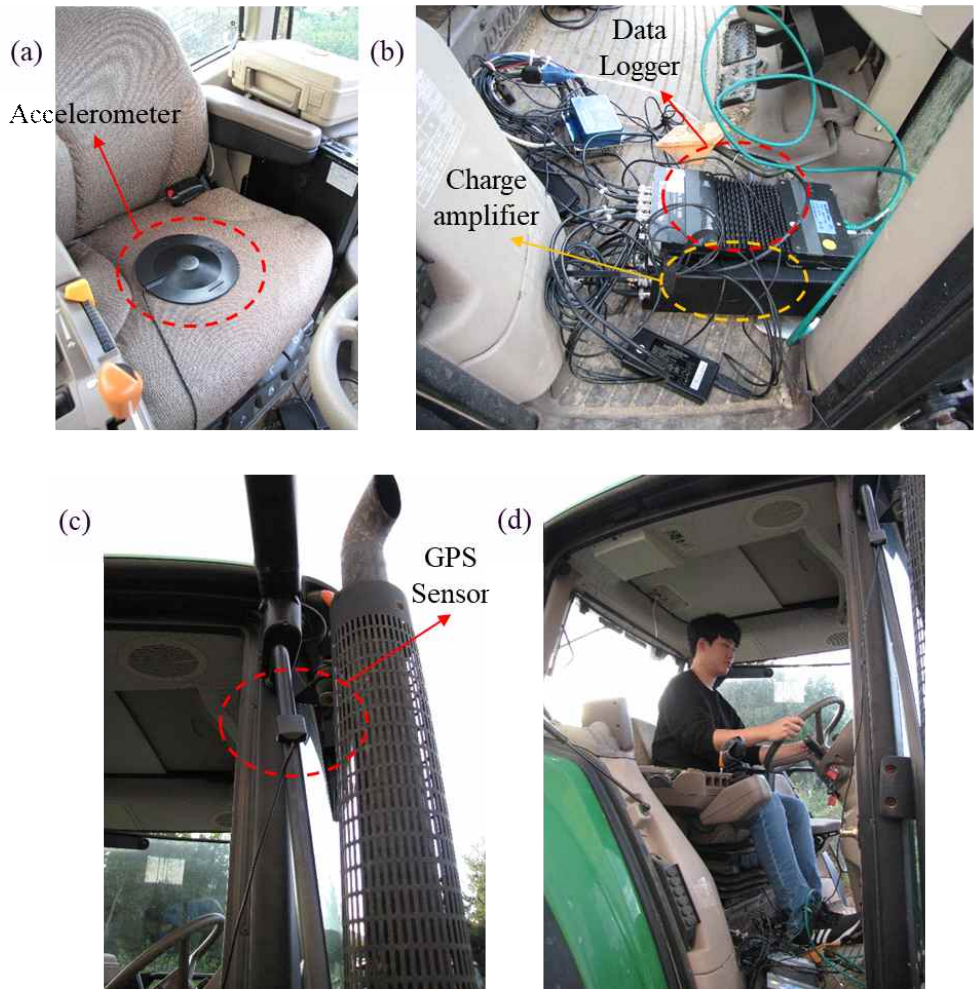


Fig. 2.4 Equipment used for the ride vibration measurements.

승차 진동 시험은 트랙터가 포장도로를 주행할 때 경험할 수 있는 평탄 노면 주행과 범프 노면 주행으로 구분하여 수행하였다. 또한 주행 속도가 승차 진동에 미치는 영향을 구명하기 위하여 주행 속도를 10, 20, 30 km/h의 3단계로 구분하여 시험하였다. 범프 통과 시험의 경우, 예비시험 결과 7 km/h 이상의 고속 조건에서는 수직 진동이 과도하여 가속도계가 시트에서 이탈하는 등 승차 진동 측정이 불가능하였다. 또한 예비시험에서 3, 5, 7 km/h의 저속 조건에서 수직 진동을 측정하였을 때, 각 속도별로 가속도의 편차가 크지 않은 것을 확인하였다. 따라서 속도 7 km/h는 범프 통과 시험을 수행

할 수 있는 가장 가혹한 조건으로 수직 진동이 가장 크게 나타나며, 캐빈 서스펜션 시스템의 효과를 확인하기에 가장 적합한 조건이라고 판단하여 범프 통과 시험은 주행 속도를 7 km/h로 고정하여 시험하였다. 그림 2.5는 주행 시험을 수행한 일반 도로와 범프를 나타낸 것이며 그림 2.6은 시험에 사용한 범프의 치수이다.

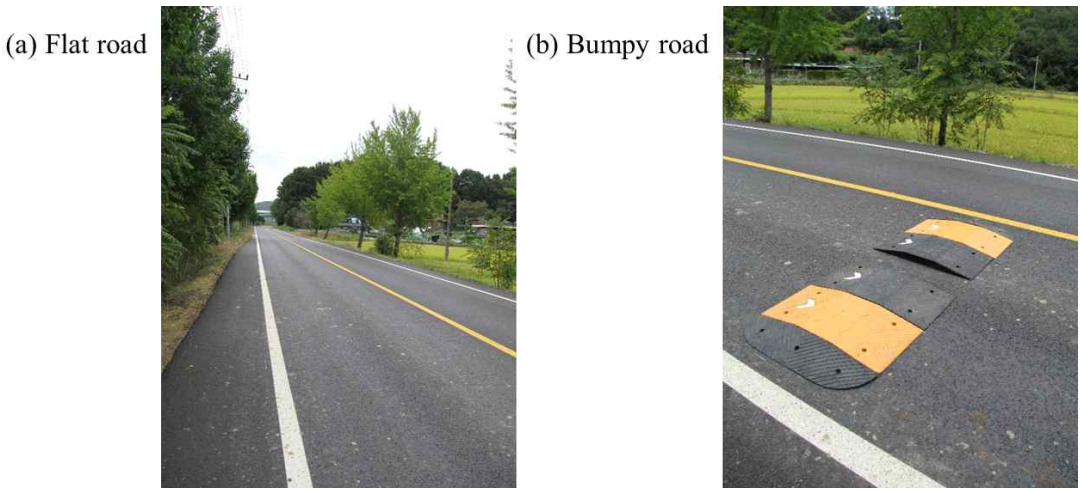


Fig. 2.5 Views of the flat roads and bumpy road used in this study.

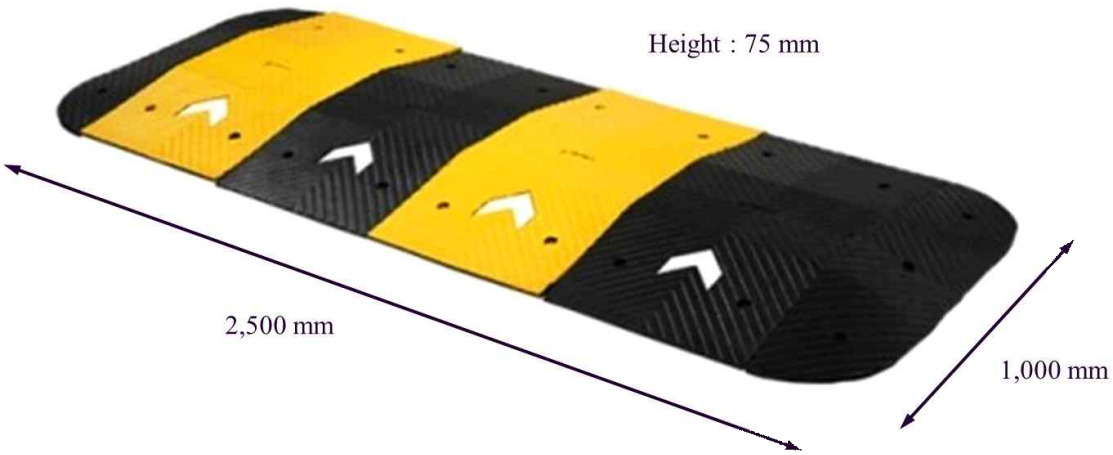


Fig. 2.6 Shape and dimensions of the bump.

2.2.3 승차 진동 분석 방법 (ISO 2631-1)

ISO 2631-1은 전신 진동에 노출된 인체에 대하여 건강(Health), 안락감(Comfort), 지각(Perception) 및 멀미(Motion sickness)라는 4가지 관점의 영향도를 평가하기 위한 진동 측정과 진동 수준 평가 방법을 정의하고 있다. 착석한 인체에 대한 좌표계는 그림 2.7과 같다. 데이터 로거에 저장된 가속도 신호를 1~80 Hz 범위에서 1/3 옥타브 중심 주파수 대역의 RMS(Root mean square) 가속도로 변환한다. x, y, z축 방향의 승차 진동 수준은 다시 각 방향의 RMS 가속도에 진동이 인체의 건강, 쾌적성 및 인지를 반영한 수직 및 수평 방향에 대한 주파수 보정값을 곱하여 구한다. 인체는 수직축에서는 4~8 Hz, 수평축에서는 1~2 Hz 사이에서 민감하게 반응한다. 그림 2.8은 주파수 가중 함수(Frequency weighting function)를 나타낸 것이다.

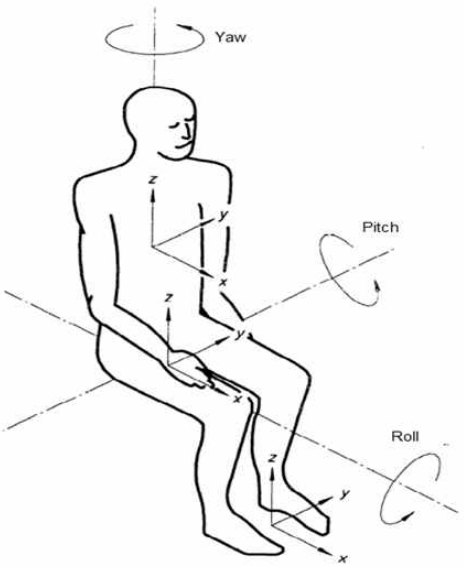


Fig. 2.7 Basicentric axis of the human body.

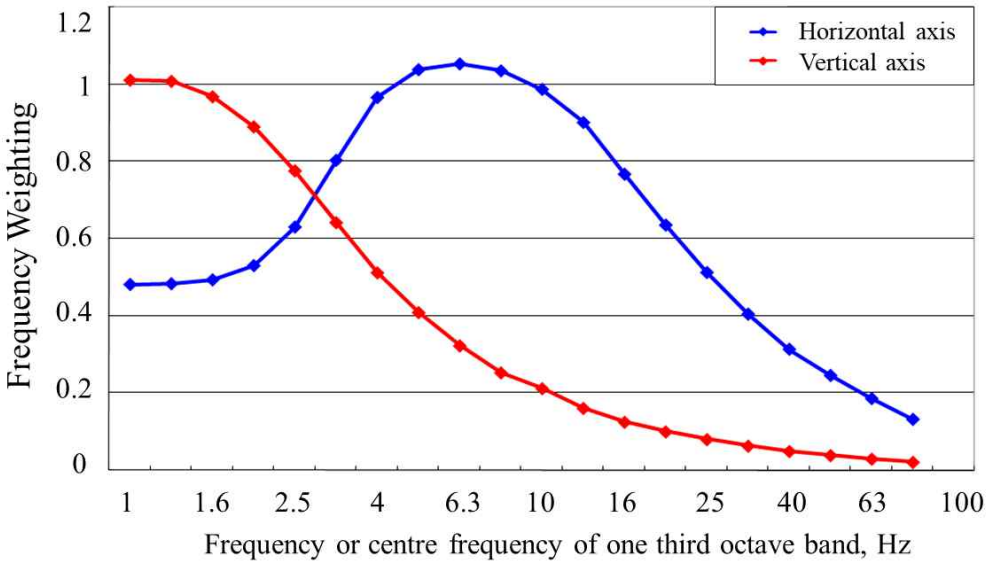


Fig. 2.8 Frequency weighting function for ride vibration.

x, y, z축 방향의 주파수 보정 RMS 가속도는 식 2.1과 같이 구한다.

$$a_\omega = \sqrt{\sum_i (W_i a_i)^2} \tag{2.1}$$

where a_w : the frequency-weighted acceleration in m/s^2

W_i : the weighting factor for the i-th 1/3 octave band

a_i : the rms acceleration for the i-th 1/3 octave band in m/s^2 (i=1,2,⋯,20)

승차 진동의 총 진동 수준인 a_v는 3축 방향의 주파수 보정 RMS 가속도의 벡터 합으로서 식 2.2와 같이 구한다.

$$a_v = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2} \tag{2.2}$$

where a_{wx}, a_{wy}, a_{wz} : the weighted rms accelerations with respect to the respective orthogonal axes in m/s^2

k_x : 1.4 (x-axis multiplying factor)

k_y : 1.4 (y-axis multiplying factor)

k_z : 1.0 (z-axis multiplying factor)

그런데 인체에 노출된 진동 신호의 특성이 정상적(Stationary)이지 않고 과도적인 신호를 포함하고 있을 경우에는 진동 평가 방식을 다르게 한다. 진동 신호의 특성을 판단하는 기준으로 파고율(Crest factor)을 계산하여 이를 평가한다. 일반적으로 파고율이 9 이상이 나올 경우 진동 신호를 과도한 것으로 판단하며 9 이하일 경우 정상적인 것으로 판단한다. 식 2.3은 파고율을 구하는 방법을 정의한 것이며 식 2.4는 파고율을 구할 때 필요한 주파수 가중 RMS 가속도를 구하는 방법을 정의한 것이다.

$$\text{Crest factor} = \text{Maximum peak value} \,/\, \text{Frequency weighted rms value} \tag{2.3}$$

$$\text{Frequency weighted RMS} = \frac{1}{T}\left[\int_0^T a_w^2(t)dt\right]^{\frac{1}{2}} \tag{2.4}$$

where $a_w(t)$: the frequency-weighted acceleration in m/s^2

T : the duration of the measurement in s

정상적인 진동 신호와 과도적인 진동 신호를 같은 기준으로 평가하는 것은 무리가 있다. 이에 ISO 2631-1에서는 파고율이 9 이하인 정상적인 진동에 대해서는 RMS를 이용한 진동값으로 평가하도록 하며, 파고율이 9 이상이 되는 충격성 진동에 대해서는 식 2.5와 같이 네제곱 진동 피폭값(The fourth power vibration dose value, VDV)으로 진동 노출량을 계산하도록 권고한다. 또한 3축 방향의 주파수 보정 VDV의 벡터 합인 $VDV_{overall}$은 식 2.6과 같이 구한다.

$$\text{VDV} = \left[\int_0^T a_w(t)^4 dt\right]^{\frac{1}{4}} \tag{2.5}$$

$$\text{VDV}_{\text{overall}} = \sqrt[4]{k_x^4 VDV_x^4 + k_y^4 VDV_y^4 + k_z^4 VDV_z^4} \tag{2.6}$$

where VDV_x, VDV_y, VDV_z : the VDVs corresponding to the respective orthogonal axes in m/s$^{1.75}$

k_x : 1.4 (x-axis multiplying factor)

k_y : 1.4 (y-axis multiplying factor)

k_z : 1.0 (z-axis multiplying factor)

VDV 값은 지속 시간이 짧더라도 인체에 영향을 크게 미치는 충격성 진동을 평가하는 데 있어서 더욱 적절한 방법이다. 이에 Kim et al.(2015)는 기차를 대상으로 VDV를 사용하여 충격성 진동이 인체에 미치는 영향을 평가한 바 있다. 또한 Hischke et al.(2018)은 휠체어를 대상으로 VDV를 사용하여 진동 수준을 평가하였다. 기차는 선로의 요철을 통과할 때, 휠체어는 도로 위의 요철을 통과할 때 강한 충격성 진동이 발생하며 이러한 경우 VDV를 이용하여 평가하는 것을 확인할 수 있다.

ISO 2631-1에 의한 진동 노출 한계 시간은 운전자의 건강을 기준으로 한 건강 주의 영역을 기준으로 평가한다. 건강 주의 영역은 2개의 점선으로 표시된 상한선과 하한선 내부의 영역이며 상한선 위의 영역은 건강상 위험을 초래할 수 있는 영역이다. 진동 노출 한계 시간은 RMS 가속도와 하한선이 만나는 지점의 시간을 말하며 건강에 영향을 미치지 않을 것으로 기대되는 최대 노출 시간을 나타낸다. 인체에 미치는 영향이 같은 두 승차 진동의 크기와 노출 시간은 아래의 식으로 나타낼 수 있다. 그림 2.9은 식 2.7과 2.8을 적용하였을 때 건강 주의 영역의 상한선과 하한선을 가속도의 크기와 노출 시간의 관계로 표현한 것이다.

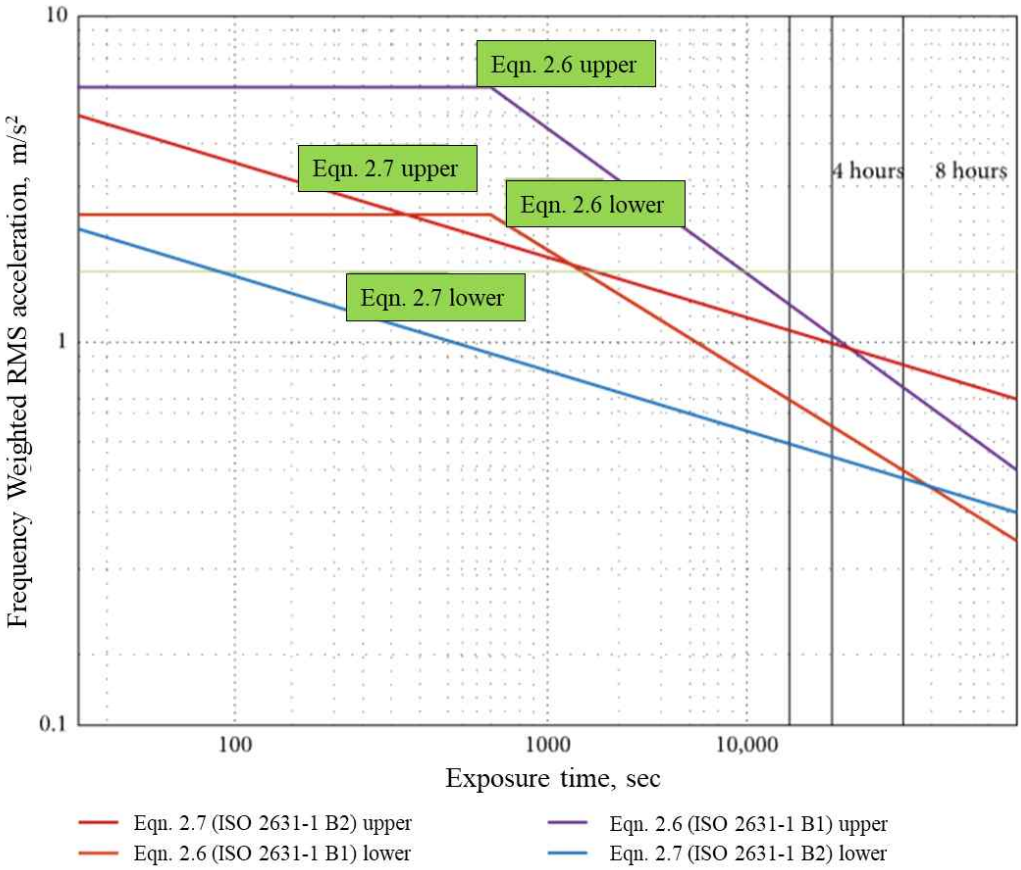


Fig. 2.9 ISO 2631-1(1997) health guidance caution zones.

$$a_{w1}\sqrt{T_1} = a_{w2}\sqrt{T_2} \tag{2.7}$$

$$a_{w1}\sqrt[4]{T_1} = a_{w2}\sqrt[4]{T_2} \tag{2.8}$$

where a_{w1}, a_{w2} : the frequency weighted r.m.s acceleration values for the first and second exposures, respectively.

T_1, T_2 : the corresponding durations for the first and second exposures, respectively.

생체역학적 연구를 통하여 높은 수준의 전신 진동에 오랜 시간 노출될 경우 건강 손상의 위험성이 커진다는 사실이 밝혀졌는데 주로 척추와 여기에 연결된 신경계가 영향을 받는다. 나쁜 자세와 낮은 온도 등도 근육에 통증을 유발할 수 있으나 허리 통증과 디스크를 일으키는 여부에 대해서는 밝혀지지 않았다. 하루 작업량과 작업 기간, 노출되는 진동의 크기가 증가하는 것은 피폭 진동의 증가를 뜻하며 휴식을 취함으로써 어느 정도 예방할 수 있으나 건강상의 위험이 커질 수 있다. 피폭 진동과 건강 위험의 상관관계에 관한 충분한 연구 결과는 보고되지 않았다. 진동을 평가하는 데 있어 피폭 진동의 크기와 노출 기간을 통하여 위험 정도를 확률로 나타낼 수는 없다.

각 상황에 따라 쾌적 영역에 속하는 피폭 진동의 크기는 많은 요인에 따라 달라진다. 따라서 ISO 2631-1에는 정확한 노출 한계가 제시되어 있지 않다. 총 승차 진동에 대한 대략적인 쾌적함의 수준이 표 2.3에 나타나 있다. 그러나 승객이 진동에 노출되는 기간과 움직임 등 수 많은 요인에 따라서 이러한 의미론적인 해석은 달라질 수 있다.

Table 2.3 Overall ride value and its semantic scale

Overall ride values: m/s^2 in RMS	Semantic scale
Less than 0.315	not uncomfortable
0.315 ~ 0.63	a little uncomfortable
0.5 ~ 1.0	fairly uncomfortable
0.8 ~ 1.6	uncomfortable
1.25 ~ 2.5	very uncomfortable
Greater than 2.0	extremely uncomfortable

2.3 결과 및 분석

2.3.1 평탄 노면 시험에 대한 z축 FFT 분석

일반적으로 승차 진동은 z축 방향의 가속도가 가장 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 이에 z축을 대상으로 고속 푸리에 변환(Fast Fourier transform, FFT) 분석을 수행하였다. 그림 2.10은 30 km/h의 속도 조건에서 z축 방향의 가속도 데이터를 FFT 분석한 것이다. 분석 결과 모든 승차 진동 데이터를 FFT 분석하였을 때 z축 방향의 최대 피크는 3 Hz 근처에서 발생하였다. 이에 저주파 진동 중 3 Hz 근처의 진동을 효과적으로 차단하는 것이 승차 진동을 저감하는 주요한 방법임을 확인할 수 있다. 10 km/h, 20 km/h의 속도 조건과 x축, y축에서의 가속도 데이터를 FFT 분석한 결과는 Appendix A에 나타내었다.

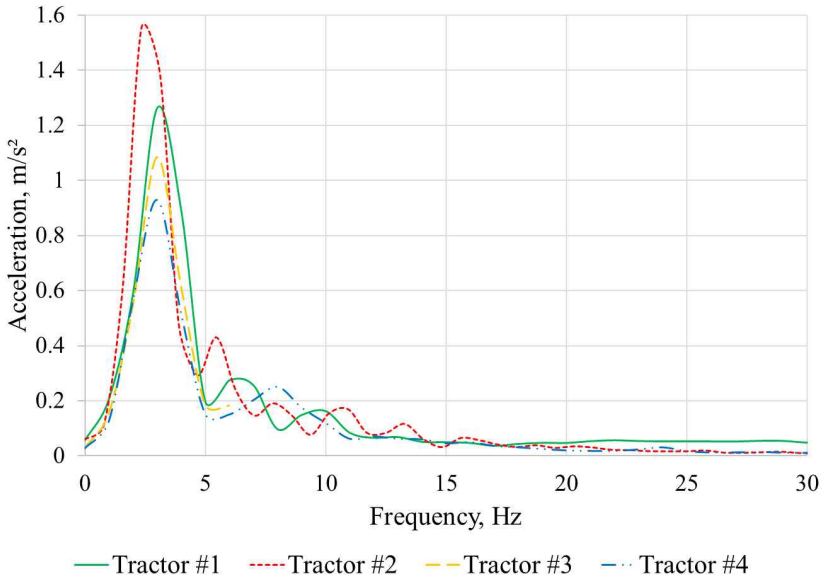


Fig. 2.10 FFT analysis results for the z-axis at 30 km/h.

표 2.4는 주파수 0~80 Hz 범위에서 FFT 분석 결과 나타난 z축 방향 가속도의 최대 피크(Maximum peak) 값이다. 트랙터별 최대 피크 값의 크기는 차이가 있지만, 일반적으로 속도가 빨라질수록 가속도 피크 값이 크게 나타났다. 저속인 10 km/h의 주행 조건에서는 각 서스펜션 타입에 따라 z축 방향의 최대 피크의 경향을 파악하기가 쉽지 않으나, 고속의 경우 경향이 잘 드러났다. 가장 속도가 빠른 30 km/h 조건에서는 고무 마운트 타입인 트랙터 #1과 #2에서는 1.2 m/s^2 이상의 높은 값이 나타난 반면, 서스펜션 타입인 트랙터 #3과 #4의 경우 1.0 m/s^2 근처의 값이 나타났다.

Table 2.4 Maximum peak value (z-axis) of tractor ride vibrations

Value	Velocity	Tractor #1	Tractor #2	Tractor #3	Tractor #4
Maximum peak value (z-axis), m/s^2	10 km/h	0.538	0.254	0.383	0.580
	20 km/h	0.846	1.102	0.749	0.810
	30 km/h	1.262	1.552	1.084	0.930

2.3.2 평탄 노면 시험에 대한 총 진동 수준 분석

표 2.5는 평탄 노면 주행 시험 결과를 바탕으로 파고율(Crest factor)을 구한 결과이다. 파고율 분석 결과 모든 시험 대상 트랙터가 모든 속도 조건에서 9 이하의 파고율을 보였다. 평탄한 직선 노면을 주행하는 시험에서는 과도한 진동 신호(Transient signal)가 발생하지 않고 정상적인 진동 신호가 발생하는 것으로 판단하여, 본 시험에 대한 분석은 RMS를 기반으로 하는 총 진동 수준을 사용한다.

Table 2.5 Crest factor results for flat road test

Velocity (km/h)		10			20			30		
Axis		x	y	z	x	y	z	x	y	z
Tractor #1	RMS, m/s^2	0.356	0.439	0.43	0.769	0.534	0.703	1.301	0.886	1.025
	Max. peak, m/s^2	1.72	1.764	1.006	5.125	2.373	1.929	7.631	4.329	2.349
	Crest factor	4.835	4.014	2.338	6.66	4.445	2.744	5.868	4.884	2.292
Tractor #2	RMS, m/s^2	0.391	0.58	0.427	0.619	0.924	1.31	1.187	0.509	1.617
	Max. peak, m/s^2	1.454	2.225	1.248	2.803	2.675	5.708	6.41	2.262	10.955
	Crest factor	3.718	3.839	2.920	4.532	2.894	4.359	5.401	4.441	6.775
Tractor #3	RMS, m/s^2	0.296	0.367	0.366	0.431	0.467	0.633	0.593	0.498	0.839
	Max. peak, m/s^2	1.137	0.948	1.253	1.569	1.725	2.692	2.608	2.084	3.155
	Crest factor	3.845	2.580	3.425	3.641	3.693	4.250	4.401	4.180	3.762
Tractor #4	RMS, m/s^2	0.331	0.442	0.487	0.372	0.436	0.655	0.488	0.509	0.746
	Max. peak, m/s^2	1.181	1.01	1.356	1.267	1.048	1.667	1.663	1.545	2.264
	Crest factor	3.573	2.288	2.787	3.406	2.402	2.544	3.405	3.035	3.033

총 진동 수준을 결정하기 위하여 1/3 옥타브 분석이 수행되었으며 그 결과는 표 2.6에 정리하였다. 총 진동 수준은 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터에서 작게 나타났다. 주행 속도가 빠를수록 총 진동 수준이 크게 나타났으며 진동이 줄어드는 효과 역시 큰 것으로 나타났다. 30 km/h의 주행 속도에서 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터에서 계측된 총 진동 수준은 고무 마운트가 장착된 트랙터의 절반 미만의 값으로 나타났다.

Table 2.6 Overall weighted acceleration results

	Tractor #1			Tractor #2			Tractor #3			Tractor #4		
Velocity (km/h)	10	20	30	10	20	30	10	20	30	10	20	30
a_{wx}, m/s^2	0.224	0.452	0.972	0.197	0.442	0.911	0.160	0.287	0.431	0.155	0.232	0.325
a_{wy}, m/s^2	0.329	0.363	0.677	0.292	0.472	0.397	0.234	0.363	0.412	0.261	0.329	0.429
a_{wz}, m/s^2	0.285	0.494	0.702	0.176	1.097	1.362	0.276	0.455	0.489	0.327	0.462	0.490
a_v, m/s^2	0.625	0.950	1.800	0.524	1.422	1.946	0.484	0.792	0.967	0.537	0.729	0.899

캐빈 서스펜션 트랙터만을 비교하면 반능동 서스펜션 트랙터인 #4 트랙터는 수동 서스펜션 트랙터인 #3과 비교하였을 때 30 km/h 속도 조건에서 7.1%의 총 진동 수준 감소 효과가 나타났다. 또한, z축 방향만을 한정하여 분석하였을 때 20, 30 km/h 속도 조건에서 트랙터 #4의 진동이 작게 나타났다. 이러한 결과를 통해 반능동 서스펜션을 트랙터에 적용한다면 저속보다는 고속 주행 조건에서 더 큰 승차 진동 저감 효과를 볼 수 있는 것으로 나타났다.

3축 가속도 분석 결과에 따르면 모든 시험 조건에서 z축 방향의 값이 x, y축에서의 값에 비해 크게 나타났다. 따라서 승차 진동을 감소시키기 위해서는 수직 방향의 가속도를 줄이는 것이 주요 목표가 되어야 함을 확인할 수 있었다.

표 2.7은 노출 시간에 대한 최대 허용 진동 값이며, 그림 2.11은 1일 최대 진동 노출 한계 및 건강 주의 한계를 분석한 결과이다. 10 km/h의 주행 속도에서는 모든 트랙터에서 하루 8시간 진동 노출 한계 이하의 진동이 발생하였지만, 30 km/h의 주행 속도에서는 고무 마운트만으로 캐빈을 지지한 트랙터에서 4시간 진동 노출 한계를 초과하는 진동이 발생하였으며 진동 한계와의 차이도 각각 57%와 70% 더 큰 값이 나타났다. 반

면 캐빈 서스펜션 시스템이 적용된 트랙터의 경우 4시간 진동 노출 한계와 비교하였을 때 21% 작게 나타났다. 건강주의 한계의 기준은 1일 최대 진동 노출 한계보다 그 기준이 높으며, 이로 인해 모든 트랙터와 모든 속도 구간에서 기준을 초과하는 진동이 나타났다.

Table 2.7 Exposure limit values (ISO 2631-1)

	Whole-body vibration, m/s^2
Daily exposure limit for 4 h	1.143
Daily exposure limit for 8 h	0.808
Health risk limit for 4 h	0.572
Health risk limit for 8 h	0.404

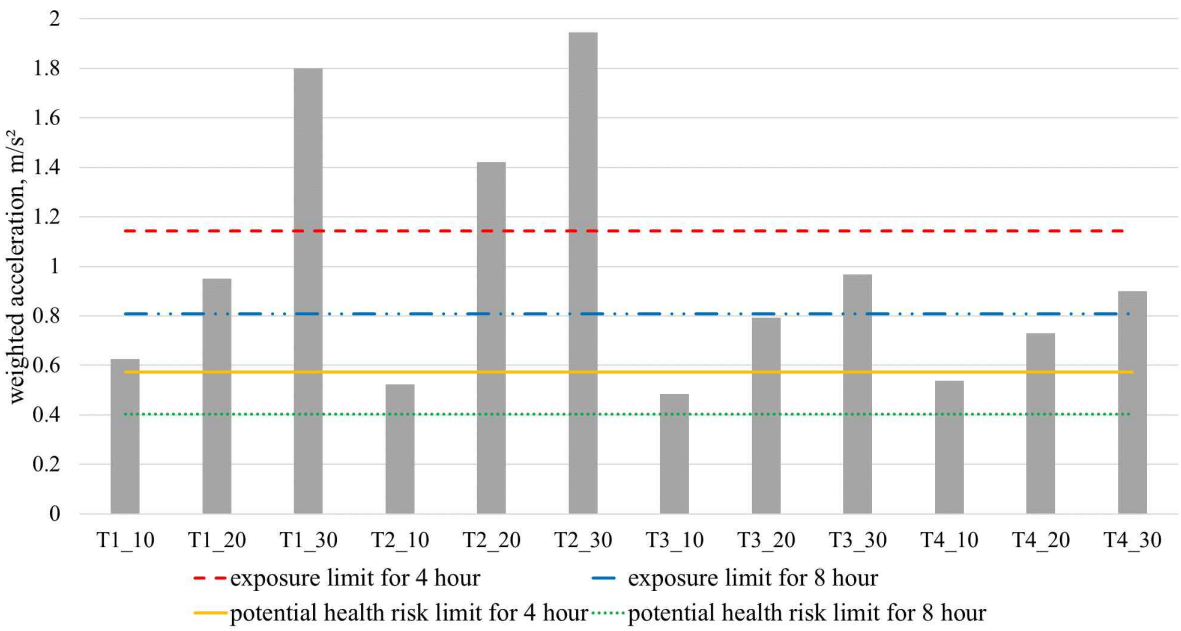


Fig 2.11 Vibration levels at the seat of the tractors of 4 different types of the cab suspension.

그림 2.12는 안락함의 기준에서 승차 진동을 평가한 결과이다. 고무 마운트가 장착된 트랙터인 트랙터 #1과 #2의 경우 고속에서는 상당히 불편한 것으로 나타났지만 캐빈 서스펜션 시스템이 적용된 트랙터인 트랙터 #3과 #4의 경우 전반적으로 승차 진동이 감소하여 운전자가 느끼는 안락함의 정도가 모든 속도 조건에서 '다소 불편함' 수준을 유지하는 등 승차 진동의 수준이 개선되는 것을 확인하였다.

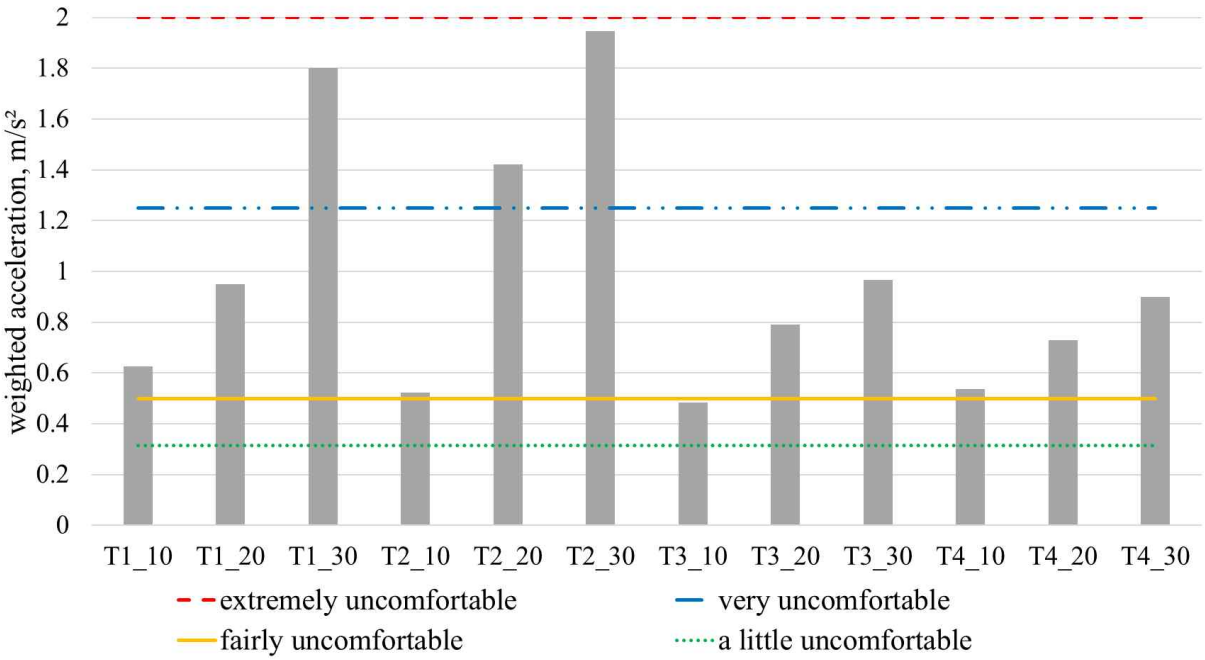


Fig 2.12 Comfort analysis results for each tractor.

2.3.3 범프 노면 시험에 대한 VDV 분석

그림 2.13은 범프 통과 시험 데이터 중 z축 방향 가속도 결과를 정리한 것이다. 트랙터가 범프를 통과한 후 3초 지점에서 최대 피크가 발생하며, 1초 안에 빠르게 회복되어 안정한 상태가 되는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 결과를 바탕으로 범프 노면 시험 결과를 분석하는 데 사용하는 데이터로 범프 통과 전과 후로 총 5초간의 결과를 사용하였다. 그림 2.14는 그림 2.13의 결과를 FFT 분석한 결과로서, 모든 시험 대상 트랙터가 2 Hz 근처에서 최대 피크가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 표 2.8은 시험 결과를 바탕으로 파고율을 구한 결과이다.

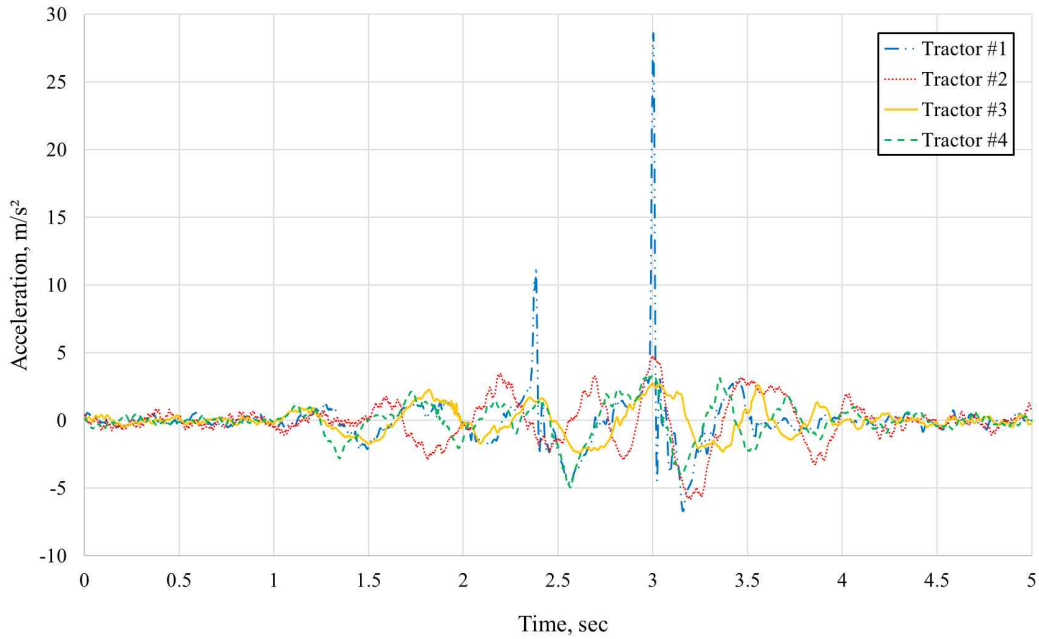


Fig. 2.13 Z-axis acceleration results for bumpy road test.

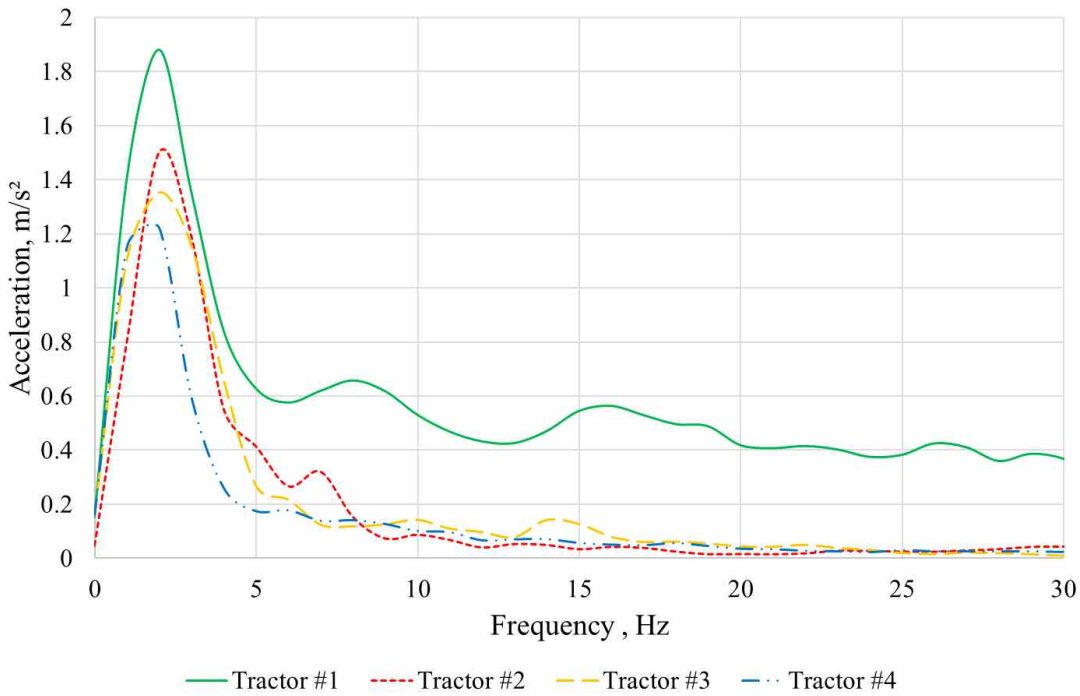


Fig. 2.14 FFT analysis results for the z-axis for bumpy road test.

Table 2.8 Crest factor results for bumpy road test

	Tractor #1			Tractor #2			Tractor #3			Tractor #4		
axis	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
RMS, m/s^2	1.093	1.151	2.123	1.372	1.012	1.651	0.931	0.425	1.032	1.024	0.466	1.255
Maximum peak, m/s^2	16.259	16.088	28.613	4.670	4.113	4.711	2.355	1.331	2.746	3.084	1.356	3.332
Crest factor	14.882	13.982	13.476	3.403	4.066	2.853	2.530	3.128	2.661	3.012	2.911	2.654

파고율을 분석한 결과, 트랙터 #1만이 파고율이 9 이상으로 나타났으며, 다른 3종류의 트랙터는 9 이하로 나타났다. 이러한 차이는 시트 서스펜션의 차이에서 기인한 것으로 보인다. 표 2.1과 같이 트랙터 #1은 기계식 시트 서스펜션을 사용하며 다른 3종류의 트랙터는 에어 시트 서스펜션을 사용하고 있다. 이러한 차이로 인해 범프 노면과 같은 충격성 진동을 시트 서스펜션이 흡수하는 에너지의 크기가 상이하며 이에 가속도 최대 피크의 차이가 발생한 것으로 보인다. 그림 2.15은 트랙터 #1, #2에 대해 시트 하단에서의 z축 방향 진동을 측정한 결과이다. 측정 결과, 트랙터 #1의 캐빈 바닥에서의 파고율은 3.668, 트랙터 #2의 파고율은 3.644로 차이가 크지 않았다.

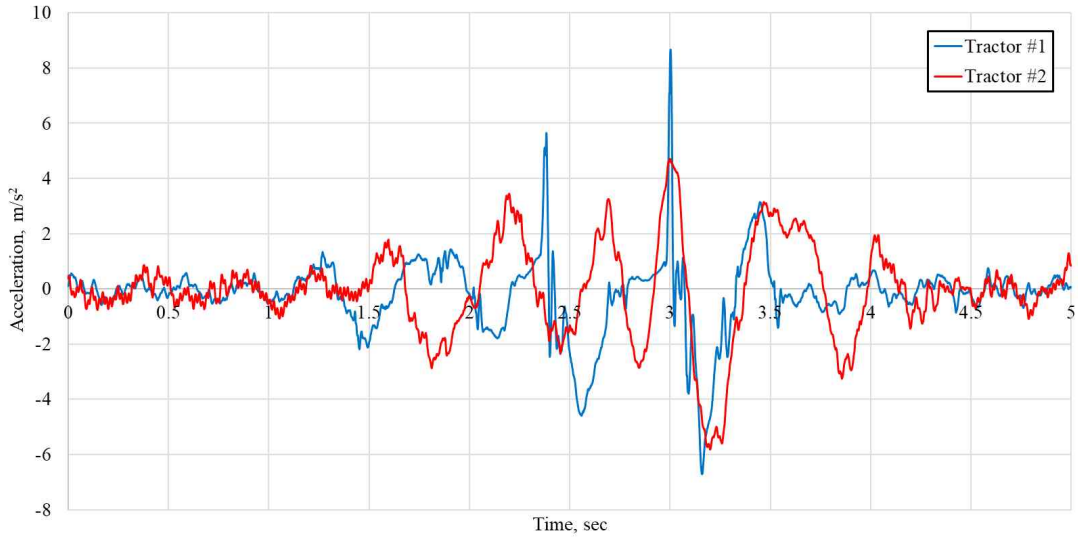


Fig. 2.15 Z-axis acceleration results at cabin basement.

범프 통과 시험은 일반적으로 충격성 진동에 해당하며 4개 트랙터에 대한 진동 특성을 상대 비교하기 위하여 VDV 계산을 통하여 시험 결과를 분석하는 것이 타당하다고 판단하였다. 더군다나 그림 2.13에서 확인할 수 있듯이 진동 지속 기간이 짧지만, 운전자가 느끼는 진동은 상대적으로 크기 때문에 VDV를 사용하는 것이 적합하다고 판단하였다. 표 2.9는 VDV를 계산한 결과이다.

Table 2.9 Vibration dose value results

	Tractor #1			Tractor #2			Tractor #3			Tractor #4		
axis	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
VDV, $m/s^{1.75}$	3.872	5.773	9.217	2.632	2.222	3.637	2.394	0.926	2.065	2.233	0.899	2.822
VDV_{total}, $m/s^{1.75}$	10.541			4.613			3.471			3.565		

그림 2.15은 VDV를 사용하여 건강 주의 구간의 상한선과 하한선을 기준으로 하였을 때 각 트랙터의 수준을 분석한 것이다. ISO 2631-1에서 제시한 건강 주의 영역에 따르면 VDV를 기준으로 하였을 때 건강 위험구간 하한선은 8.5 $m/s^{1.75}$이며 상한선은 17 $m/s^{1.75}$이다. #1 트랙터를 제외한 모든 트랙터에서 건강 주의 영역의 하한선보다 낮은 진동 노출량이 측정되었으며, #1 트랙터의 경우 건강 주의 영역 안에 들어가는 것으로 나타났다. 캐빈 서스펜션 시스템이 장착된 트랙터는 고무 마운트만으로 구성된 트랙터보다 최대 33.8%의 VDV 값을 확인할 수 있었다. 이를 통해 범프를 통과할 때 발생하는 진동과 같은 충격성 진동이 트랙터에 가해졌을 때의 진동을 분석하면 서스펜션 시스템이 장착된 트랙터가 고무 마운트가 장착된 트랙터보다 우수한 결과가 나타난 것을 확인할 수 있었다.

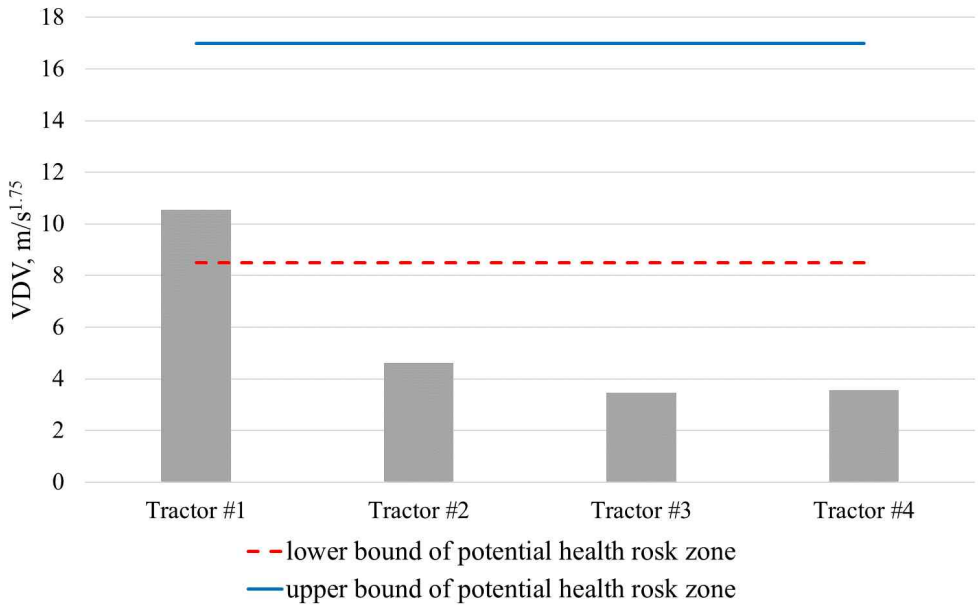


Fig. 2.16 Potential health risk analysis results for each tractor.

Tractor #3과 #4는 모두 유공압 캐빈 서스펜션을 사용하고 있지만 제어 방식이 서로 다르다. 두 트랙터의 시험 결과를 분석한 결과 VDV는 반능동 방식이 수동 방식보다 높게 나타났지만 그 차이는 2.6%로 매우 작았다. 앞서 평탄 노면에서의 결과에서 두 트랙터의 차이와 비교했을 때 VDV의 편차가 훨씬 작기 때문에 서스펜션 시스템이 트랙터 전체 시스템과 잘 맞는지 확인하기 위해서는 평탄한 노면에서 주행하여 총 승차 진동을 비교하는 것이 합리적이라고 판단된다.

2.4 결론

본 연구의 목적은 캐빈 서스펜션의 종류에 따라 다양한 조건에서 트랙터의 승차 진동을 측정하고 분석하여, 트랙터의 캐빈을 지지하는 방식이 승차 진동에 어떠한 영향을 미치는가를 평가하는 것이다. 이에 따른 구체적인 결론은 다음과 같다.

(1) 평탄 노면에서의 주행 시험 데이터를 FFT 분석하였을 때 x축과 y축 결과는 각각의 시험 조건에 따라 다양하게 나타났으나, z축 결과는 일관된 경향을 보였다. z축의 FFT 분석 결과, 3Hz 근처에서 최대 피크가 발생하였으며, 10 Hz 이상의 고주파 영역에서는 값이 매우 낮게 나타났다. 고무 마운트 트랙터와 비교해 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 트랙터는 최대 50.1%의 피크 개선 효과가 나타났다.

(2) 평탄 노면 주행 시험을 분석한 결과 파고율은 모든 경우에서 9 이하의 값이 나타났으며, 이는 ISO 2631-1에 따라 총 승차 진동으로 평가하는 경우로 확인되었다. 분석 결과 고무 마운트 트랙터 대비 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 트랙터는 최대 53.8%의 총 승차 진동 개선 효과가 나타났다. 또한 속도가 증가할수록 총 승차 진동이 증가함을 확인할 수 있었으며, 총 승차 진동에는 z축 방향의 가속도 값이 가장 큰 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다.

(3) 범프 통과 시험을 분석한 결과 파고율은 1개의 트랙터에서 9 이상의 값이 나타났으며, 비교 분석을 위해 ISO 2631-1에서 제시하는 VDV를 통해 분석하였다. 분석 결과 고무 마운트 대비 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 트랙터는 최대 67.1%의 VDV 개선 효과가 나타났다.

(4) 캐빈 서스펜션 시스템이 수동인 것과 반능동인 것의 차이는 총 승차 진동 기준으로 7.1%, VDV 기준으로 2.6%가 나타났다. 이를 통해 서스펜션을 구성하는 스프링과 댐퍼의 물성을 적절하게 구성한다면 반능동과 비교했을 때 그 성능이 떨어지지 않는 시스템을 구축할 수 있음을 확인하였다.

(5) 캐빈을 지지하는 방식에 따라 평탄 노면과 범프 노면에서 승차 진동을 분석한 결과 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터가 고무 마운트 트랙터보다 승차 진동 수준이 낮은 것으로 확인되었다. 또한 같은 캐빈 서스펜션이더라도 서스펜션의 변수가 고정되어 있는 수동에 비해 서스펜션의 변수를 변경할 수 있는 반능동 서스펜션의 진동 개선 효과가 큰 것으로 나타났다. 이에 노면으로부터 서스펜션에 입력되는 진동에 대응하여 서스펜션 변수를 변경할 수 있는 제어 알고리즘이 적용된다면 승차 진동을 획기적으로 개선할 수 있을 것으로 기대한다.

제 3 장 트랙터 구성 요소의 물리적 특성

3.1 개요

트랙터 시뮬레이션 모델은 다양한 노면 조건 및 주행 조건에서의 승차 진동을 실제 시험 전에 확인하여 평가할 수 있게 하며, 다자유도의 시뮬레이션 모델은 시스템을 제작하기 전에 시스템의 설계요인 분석 및 사양 결정, 성능 예상 등 다양한 분야에서 활용되어 연구의 효율을 높일 수 있다. 캐빈 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘을 개발하는 본 논문의 연구 진행 과정에 있어 시뮬레이션 모델은 플랜트 모델로 활용되기 때문에 반드시 필요하며, 제어 알고리즘의 품질을 높이기 위해서는 정확도가 높은 시뮬레이션 모델의 개발이 중요하다.

트랙터의 시뮬레이션 모델에 관련한 연구에서는 Quarter-차량 모델부터 3차원 모델까지 다양하게 개발되었고, 이를 활용하여 각 연구에 필요한 조건에서 해석을 수행하였다. 다만 시뮬레이션 모델의 정확성 관점에서 연구의 한계를 확인할 수 있었다. 우선 해석에 필요한 다수의 물리적 특성을 가정함으로서 시뮬레이션 모델의 정확성을 확보하지 못하였다. 승차 진동을 예측하는 동역학 시뮬레이션 모델의 경우, 질량 행렬[M]을 구성하는 각 요소의 질량, 질량중심과 질량 관성 모멘트 및 강성 행렬[K]과 감쇠 행렬[C]을 구성하는 타이어, 고무 마운트 및 캐빈 서스펜션의 스프링 상수 및 감쇠계수와 같은 파라미터가 가장 중요하다. 기존 문헌에서는 대부분의 특성을 가정하였으며, 실제 시험을 통해서 특성을 구한 경우 시험 방법에 대한 구체적인 설명이 부족하여 물리적 특성에 대한 정확성을 확보할 수 없었다. 또한, 타이어, 고무마운트, 캐빈 서스펜션의 스프링 상수 및 감쇠계수의 비선형적인 특성을 제대로 반영하지 못하여 시뮬레이션 모델의 정확도가 낮게 나타났다. 시뮬레이션 모델의 정확성이 확보되지 못했다면 모델을 활용하는 후속 연구 역시 정확성에 심각한 의문이 제기되게 된다. 본 연구에서는 시뮬레이션 모델의 정확성을 높이기 위해 모델의 구성 요소에 대한 물리적 특성을 측정하고 분석하였다.

3.2 대상 트랙터

본 연구에서 사용된 트랙터는 캐빈의 4개소에 고무 마운트가 적용된 트랙터이며, 트랙터에 관한 정보와 그림은 각각 표 3.1 및 그림 3.1과 같다.

Fig. 3.1 The tractor used for this study.

Table 3.1 Specification of the tractor used for this study

Item	Specification
Model	TX1500
Manufacturer	TYM
Power	145 PS
Rated engine speed	2,200 rpm
Transmission Type	Continuously variable transmission (CVT)
Speed	0 ~ 40 km/h (FR/RR)
Front tire	380/85R28
Rear tire	460/85R38
Total Weight	5,655 kg

캐빈 서스펜션의 효과를 해석하기 위해서는 서스펜션이 지지하는 캐빈과 트랙터를 분리하여 모델링해야 한다. 캐빈을 제외한 트랙터를 본 논문에서는 샤시(Chassis)로 명명하여 사용하고자 한다. 캐빈과 샤시, 그리고 시뮬레이션 모델을 구성하는 구성 요소의 위치는 그림 3.2에 나타내었다.

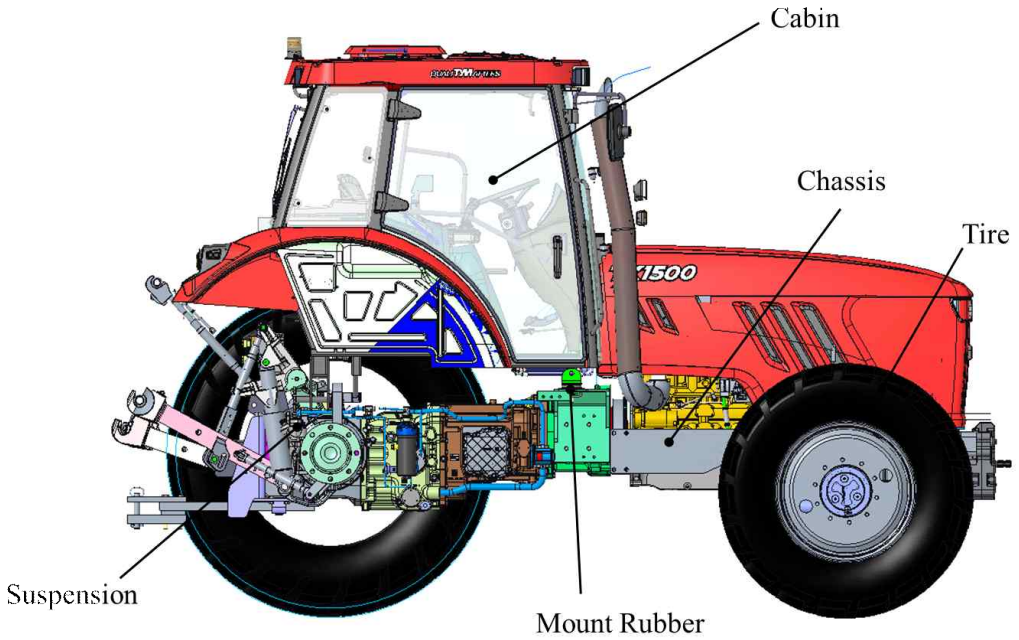


Fig 3.2 Definition of chassis.

그림 3.3과 같이 시뮬레이션 모델을 개발하기 위해서는 캐빈과 샤시의 질량, 질량 중심, 질량 관성 모멘트의 정보가 필요하다. 또한 타이어, 고무 마운트의 스프링 상수와 감쇠계수의 정보 역시 필요하다. 한편 대상 트랙터는 고무 마운트로 캐빈을 지지하는 방식이며 캐빈 서스펜션은 적용되어 있지 않다. 하지만 본 연구의 최종 목표를 위해서는 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터에 대한 시뮬레이션 모델 개발이 필요하며, 이를 위해서는 캐빈 서스펜션에 대한 정보가 중요하다. 이에 서스펜션의 스프링 상수와 감쇠계수를 연구 대상에 포함하였다. 본 연구에서는 다양한 연구사를 바탕으로 각 구성 요소들의 물리적 특성을 측정하고 그 결과를 분석하였다. 분석 대상 정보는 표 3.2에 정리하였다. 승차 진동은 일반적으로 수직 방향과 피치 방향으로 10Hz 이하의 저주파 가진에 큰 영향을 받는 것으로 알려져 있다(Prasad et al., 1995). 따라서 본 연구에서 개발하고자 하는 시뮬레이션 모델은 수직 및 피치 방향의 거동을 정확히 구현하는 것을 목표로 하였다. 이에 타이어, 고무 마운트, 서스펜션의 스프링 상수와 감쇠계수를 측정하고 분석하는 것은 모두 수직 방향에 대하여 수행하였다.

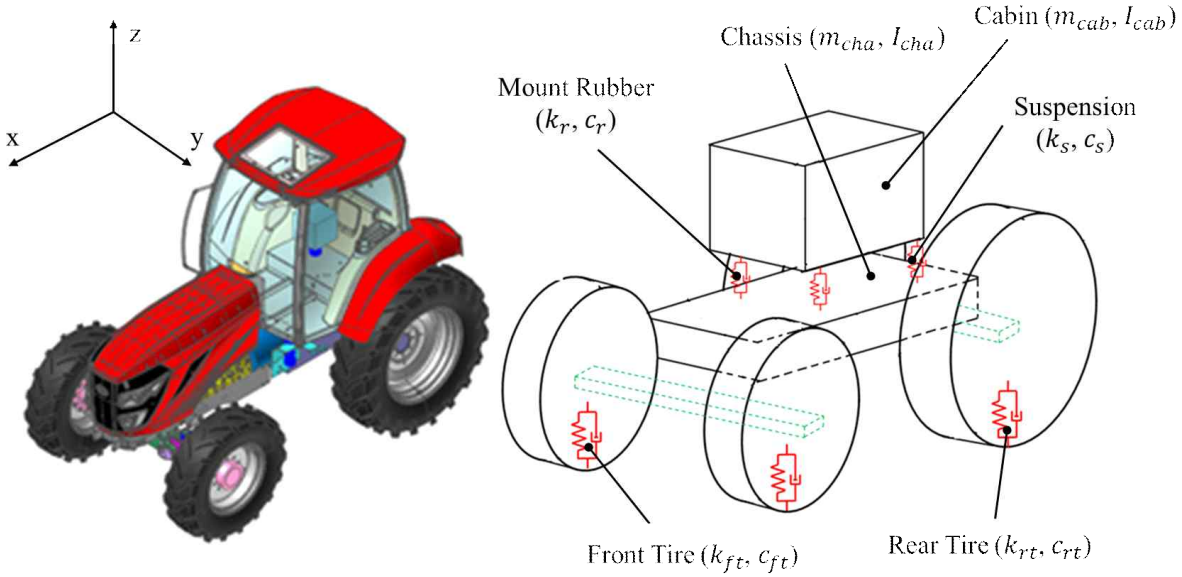


Fig. 3.3 Components of tractor simulation model.

Table 3.2 Parameters of tractor

Parameter		Symbol	Unit
Cabin	Mass	m_{cab}	kg
	Mass center	-	mm
	Inertia	I_{cab}	kg-m^2
Chassis	Mass	m_{cha}	kg
	Mass center	-	mm
	Inertia	I_{cha}	kg-m^2
Front tire	Stiffness	k_{ft}	N/m
	Damping coefficient	c_{ft}	Ns/m
Rear tire	Stiffness	k_{rt}	N/m
	Damping coefficient	c_{rt}	Ns/m
Rubber mount	Stiffness	k_r	N/m
	Damping coefficient	c_r	Ns/m
Suspension	Stiffness	k_s	N/m
	Damping coefficient	c_s	Ns/m

3.3 질량

승차 진동을 예측하기 위한 동역학 시뮬레이션 모델을 개발하기 위해서는 스프링 상중량(Sprung mass)과 스프링 하중량(Unsprung mass)에 대한 정보가 필요하다. 캐빈 서스펜션의 관점에서 스프링 상중량은 캐빈 중량에 해당하며 스프링 하중량은 샤시의 중량에 해당한다. 이에 질량중심의 위치 및 중량, 질량 관성 모멘트를 측정하는 대상은 캐빈과 샤시를 대상으로 하였으며, 이를 위한 시험을 시행하였다.

질량의 측정은 저울을 이용하여 측정하였으며, 질량중심의 경우 ISO 789-6에서 제시한 전륜과 후륜을 각각 들어 올리는 방법을 사용하여 측정하였다. 또한 질량 관성 모멘트는 Kim et al. (1987)이 제안한 진자 운동 방식(Pendulum method)을 기반으로 하는 요동대 시험을 수행하여 측정하였다. 시험 대상을 요동대(Oscillating system)위에 장착하고 가진(Oscillating)하여 회전반경과 주기를 측정하여 계산하였다.

트랙터 전체를 대상으로 질량과 질량중심을 측정하였으며, 캐빈을 분리하여 질량과 질량중심, 질량 관성 모멘트를 측정하였다. 두 가지 측정 내용을 바탕으로 샤시의 질량과 질량중심을 계산하였다. 또한, 샤시의 질량 관성 모멘트는 시험장치 크기의 제한으로 직접 측정하는 것이 불가능하므로 질량 측정 결과와 샤시의 3D CAD를 이용하여 계산하였다.

그림 3.3는 트랙터와 캐빈의 질량 중심을 측정하는 시험 과정이며 그림 3.4는 캐빈의 질량 관성 모멘트를 측정하는 시험 과정이다. 측정 결과는 표 3.3에서 정리하였다. 질량 중심은 트랙터의 질량 중심의 위치를 원점으로 하여 정리하였으며, 좌표축은 그림 3.3에 있는 방향으로 설정하였다.

(a) Cabin (b) Tractor

Fig. 3.4 Measurements of masses and their centers of the cabin and tractor.

Fig. 3.5 Measurement of mass moment of inertia of the cabin with respect to the z-axis.

Table 3.3 Measured and calculated tractor parameter values

		Tractor	Cabin	Chassis
Mass, kg		5,603	550	5,053
Mass Center	x-axis, mm	0	-683.3	74.4
	y-axis, mm	0	7.6	-0.8
	z-axis, mm	0	657.4	-71.6
(Pitch) Mass Moment of Inertia, kg-m^2		-	182.75	3,358.0 (Calculated)
(Roll) Mass Moment of Inertia, kg-m^2		-	178.04	-

3.4 타이어

3.4.1 개요

시뮬레이션 모델을 구성하는 요소 중 농업용 트랙터의 타이어는 일반 승용차와는 달리 다품종 소량으로 생산되기 때문에 모든 개발 기종에 대한 성능 시험이 어렵고 비용도 많이 소요된다. 또한 타이어의 동특성 정보는 제조 회사에서조차 공개하고 있지 않으며, 이에 관한 선행 연구도 부족한 실정이다.

트랙터는 일반적인 승용차와는 달리 대부분 차축 서스펜션이 없으므로 노면으로부터 발생하는 진동이 타이어만을 거쳐 그대로 차체로 전달된다. 따라서 트랙터의 타이어는 노면으로부터의 진동을 1차적으로 감쇠시키기 때문에 승차감에 큰 영향을 준다. 따라서 타이어의 동특성은 승차 진동 저감과 주행 시뮬레이션 등 시뮬레이션 모델 기반의 연구를 수행하는 데 있어 매우 중요하다. 하지만 지금까지 국내에서 타이어의 스프링 상수와 감쇠계수에 관해서는 연구된 바가 없으며, 트랙터용이 아닌 일반 승용차용 타이어의 경우 일부 연구가 수행된 바 있다.

타이어의 물리적 특성은 정적(Static) 특성과 동적(Dynamic) 특성 간에 큰 차이가 있으며 타이어의 동특성은 주행 속도, 하중, 타이어 공기압 등에 따라 큰 차이를 보인다, 따라서 타이어의 정확한 물리적 특성을 확보하기 위해서는 시험 방법과 데이터에 대한 검증이 필요하다.

Kim et al. (1996)은 일반 승용차용 타이어에 대하여 진동에 영향을 미치며 스프링 상수 및 감쇠계수와 관련이 많은 반경 방향 고유진동수를 측정하였다. 측정 방법으로는 가진 해머(Impact hammer)를 이용한 충격 진동법(Shock vibration test), 가진기(Shaker)를 이용한 강제 진동법(Forced vibration test), 클릿(Cleat)이 설치된 드럼에 타이어를 올려 하중을 가한 상태에서 회전시키며 동특성을 도출하는 드럼 시험법(Drum test) 등을 사용하였다. 이 방법들은 실제 기계 시스템과 타이어의 진동 특성을 측정하기 위해 많이 사용되나, 트랙터용 타이어의 동특성 측정에는 부적합한 것으로 판단된다. 충격 진동법의 경우, 고무 재료 특유의 비선형성으로 인해 가진력 및 차체가 타이어에 가하는 하중에 따라 고유진동수가 변화하여 스프링 상수 및 감쇠계수에 영향을 준다. 또한 가진 해머를 이용하여 타이어의 수직 방향으로 가진이 이루어져야 하는데, 시험자가 원하는 방향으로 정확히 가진하는 것이 매우 어렵다. 한편, 강제 진동법과 드럼 시험법의 경우 본 연구에서 사용한 150마력급 트랙터용 타이어의 지름이 승용차용 타이어와 비교하였을 때 2배 이상 크기 때문에 시험용 지그 혹은 드럼을 설계하는 데에 어려움이 존재한다. 또한 트랙터용 타이어의 경우 트랙터 제원에 따라 반경, 폭 등 타이어의 크기가 매우 다양한데, 여러 타이어에 대한 시험을 시행하기 위해 각 크기에 맞는 지그 혹은 드럼을 준비해야 하는 것은 현실적으로 불합리한 시험 방법이라 판단된다. 또한, 차체로부터 받는 하중이 일반 승용차와 비교하였을 때 매우 크기 때문에 장비들이 높은 하중을 견딜 수 있도록 설계되어야 한다. 따라서 강제 진동법이나 드럼을 이용한 시험은 현실적으로 어렵다.

Sleeper and Dreher (1980)는 항공기 타이어에 대한 스프링 상수와 감쇠비를 측정하는 방법을 제시하였다. 시험은 정적 시험과 동적 시험으로 나뉘어 진행되었다. 정적 시험에서는 천천히 수직 하중을 가하면서 동시에 하중과 변형량을 측정하고 변형량에 대한 히스테리시스(Hysterisis) 곡선을 이용하여 정적 스프링 상수와 정적 감쇠비를 측정하였다. 동적 시험에서는 자유낙하 테스트의 결과로 나타나는 시간-변위 그래프로부터 대수감소율(Logarithmic decrement)을 계산함으로써 감쇠비를 측정하였다.

Kising and Göhlich(1988)는 드럼 대신 트랙으로 타이어를 굴리면서 전자 유압 액추에이터를 통해 가진 시킬 수 있는 테스트 스탠드를 개발하고 동특성 연구에 사용하였다. 하지만 이를 이용한 시험조차도 실제 주행 환경을 구현하지는 못하였다.

Lines and Young(1989)은 트랙터 후미에 연결되는 지그를 설치하여 테스트할 타이어를 별도로 고정하고 유압 장치를 통해 하중을 가한 채 실제 야지에서 주행하면서 데이터를 받는 측정 기계를 만들었다. 측정 기계를 통해 다양한 토양 조건에 따라 타이어의 동특성을 분석하였다. Lines의 시험은 실내에서 진행되었던 다른 연구와는 달리 트랙터의 실제 주행 환경에서 시험을 진행하였기 때문에 보다 현실적인 데이터를 얻을 수 있었다.

Lines and Murphy (1991a, 1991b)는 10가지 이상의 각각 다른 트랙터용 타이어를 사용하여 타이어의 공기압, 크기, 연식, 마모의 정도, 주행 환경 등이 스프링 상수와 감쇠계수에 미치는 영향을 분석하였다. 이 과정에서 일반적인 주행상황에서의 농업용 타이어의 스프링 상수는 300~500 kN/m, 감쇠계수는 1.5~3.5 kNs/m를 갖게 된다고 분석하였다. 또한 타이어의 연식, 크기, 공기압을 이용하여 타이어의 스프링 상수를 예측할 수 있는 예측식을 제시하였다.

위에서 확인한 것과 같이, 타이어의 동특성에 관한 국내외 연구는 더디게 이뤄지고 있다. 특히 트랙터용 타이어의 경우, 앞서 살펴본 연구들은 실제 주행 상태에서의 특성값을 도출하지 않고, 정지 상태, 혹은 무하중 상태에서의 값들을 도출하거나, 실내 시험(Lab test)을 하였기 때문에 실제 주행 환경을 반영하지 못했다는 한계점을 지니고 있다. 또한, 트랙터 타이어의 크기로 인해 전용 지그(Jig)나 시험 장비들을 제작하였는데, 트랙터의 다양한 크기로 인해 타이어의 크기도 다양하므로 같은 시험 장비로 다른 크기의 타이어에 대해 시험을 재현하는 것이 어려울뿐더러, 장비 제작에 상당한 비용을 투입해야 한다.

따라서 본 연구에서는 실제 주행 환경에서 시험하면서 타이어의 스프링 상수와 감쇠계수를 구하는 방법을 제시하고자 한다. 본 연구에서 제시하는 시험 방법은 기존 시험 방법보다 간단하면서 더욱 정확한 값을 도출할 수 있다는 장점이 있다. 클릿이 설치된 아스팔트 노면에서 트랙터를 주행하여 클릿을 지날 때의 수직 방향의 가속도를 측정하

였으며, 측정된 가속도 데이터를 바탕으로 대소 감소율법(Logarithmic decrement method)과 최소 자승 포락선 적합법(Least squares exponential curve fitting)을 이용함으로써 스프링 상수와 감쇠계수를 도출하였다.

3.4.2 대상 타이어

본 연구에서 사용된 트랙터는 표 3.1과 그림 3.1에서 제시한 트랙터를 사용하였다. 추가적으로 해당 트랙터에 장착된 타이어는 Agrimax RT 855(Balkrishna Industries Limited, Mumbai, India)이다. 타이어의 제원과 각 타이어에 인가되는 하중의 크기는 표 3.4와 같다. 여기서 하중의 크기는 표 3.3을 통해서 확보한 트랙터의 질량과 질량중심의 위치, CAD를 이용한 타이어의 조립 위치를 이용하여 계산하였다.

Table 3.4 Specification of tire and applied weight on each tire

	Front Tire		Rear Tire	
	Left	Right	Left	Right
Applied Weight, kN	11.46	11.60	15.65	15.51
Size	380/85 R 28		460/85 R 38	
Overall Diameter, mm	1,357		1,747	
Section Width, mm	380		475	
Inflation Pressure, kPa	160		160	

3.4.3 부족감쇠운동과 스프링 상수 및 감쇠계수

대부분의 단일 방향 진동 시스템은 식 3.1과 같은 1자유도 감쇠 시스템으로 표현할 수 있다. 한편, 타이어의 경우 다양한 방법으로 모델링이 가능한데, 본 연구에서는 승차 진동 시뮬레이션을 위한 가장 간단한 모델링 방법인 점접촉(Point contact) 모델(Captain et al., 1979)을 사용하였다. 점접촉 모델은 그림 3.6과 같이 스프링과 댐퍼 한 쌍이 병렬로 연결되어 지면과 점접촉을 한다고 가정한다. 또한 일반적인 진동 시스템에 대한 방정식인 식 3.1을 그대로 적용할 수 있으므로 분석 과정이 간단해진다는 장점이 있다.

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx(t)=0 \tag{3.1}$$

where m : mass of system, kg
c : damping coefficient, Ns/m
k : stiffness, N/m
x(t) : displacement at time t, m

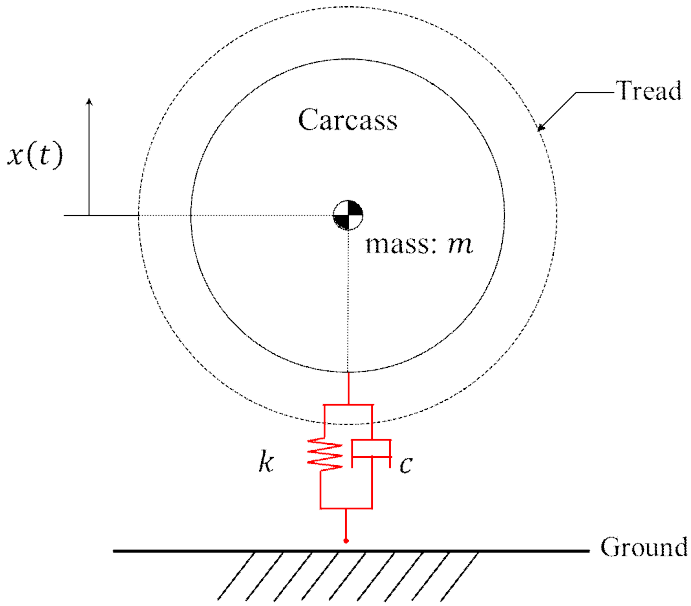


Fig. 3.6 Point contact model of tire.

여기서 변위가 $x(t)=ae^{\lambda t}$의 형태라고 가정하면, 식 3.2와 같은 특성방정식의 해를 얻을 수 있다.

$$\lambda_{1,2}=-\frac{c}{2m}\pm\frac{1}{2m}\sqrt{c^2-4km}=-\zeta\omega_n\pm\omega_n\sqrt{\zeta^2-1} \tag{3.2}$$

where ζ : damping ratio
ω_n : undamped natural frequency

식 3.2에서 c^2-4km 혹은 ζ^2-1의 부호에 따라 λ가 실수 혹은 복소수가 되는데, 복소수 여부에 따라 진동의 종류가 달라진다. 즉, ζ의 크기가 1보다 크거나 작을 때, 시스템은 각각 다른 응답 특성을 나타낸다. ζ가 0보다 크고 1보다 작을 때에는 진동이 발생한 뒤 사라질 때까지 점차 진폭이 감소하며 진동하는데, 이를 부족감쇠 운동(Underdamped motion)이라 한다. 부족감쇠 운동은 기계 시스템에서 가장 흔하게 볼 수 있는 진동의 형태이다. 트랙터 타이어 또한 반경(Radial) 방향으로 진동이 발생한 뒤, 점진적으로 잦아드는 부족감쇠 운동의 양상을 보인다. 따라서, 본 연구의 해석은 타이어의 진동 시스템이 부족감쇠 운동을 한다는 것을 가정하고 수행되었다. 0< ζ <1 조건에서, 변위에 대해 식 3.3과 같이 정리할 수 있다.

$$x(t)=e^{-\zeta\omega_n t}\left(a_1 e^{j\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n t4}+a_2 e^{-j\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n t}\right)=Ae^{-\zeta\omega_n t}\sin\left(\omega_d t+\phi\right) \tag{3.3}$$

where ω_{d} : damped natural frequency

한편, 식 3.3을 미분하여 속도나 가속도를 구하면 삼각함수의 합성법을 이용하여 같은 형식으로 나타낼 수 있기 때문에 본 연구에서는 가속도 데이터를 활용하여 분석하였다. 감쇠 고유진동수는 아래와 같이 식 3.4로 정의된다.

$$\omega_d=\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}=\frac{2\pi}{T} \tag{3.4}$$

where T : period

이때 실제 진동은 그림 3.7과 같이 외부 충격 등 가진으로 인한 과도 진동(Transient vibration)과 시스템에 가진이 없더라도 내부 원인에 의해 주기적인 사인파의 형태로 존재하는 정상 진동(Steady-state vibration)으로 분류되는데, 정상 진동 구간에서는 식 3.3을 감쇠가 없는 $x(t)=A'\sin\left(\omega_d t+\phi\right)$의 형태로 근사할 수 있다. 그림 3.7에서 점선으로 나타낸 선도는 과도 진동의 감쇠 포락선(Decay curve)에 해당하며 $Ae^{-\zeta\omega_n t}$의 꼴로 나타낼 수 있다.

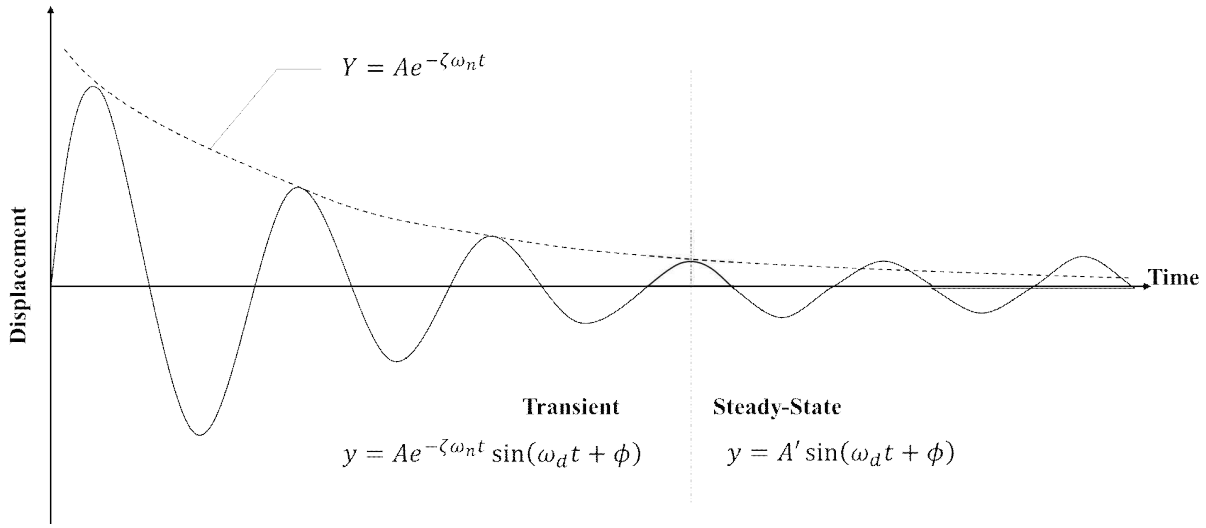


Fig. 3.7 Transient, steady-state vibration and decay curve of underdamped motion.

실측된 진동의 주기가 T로 일정하다고 가정하였을 때, 대수 감소율법을 적용할 수 있다. 대수 감소율 δ는 식 3.5와 같이 정의되며, 이때 t는 진동의 어떤 피크가 관측될 때의 시간을 의미한다. 또한, 감쇠 고유진동수, 비감쇠 고유진동수, 감쇠비의 관계로부터 식 3.5를 식 3.6과 같이 나타낼 수 있으며, 이로부터 감쇠비와 비감쇠 고유진동수를 계산할 수 있다. 계산된 감쇠비와 비감쇠 고유진동수는 식 3.7과 3.8에 나타내었다.

$$\delta = \ln\frac{x(t)}{x(t+T)} = \zeta\omega_n T \tag{3.5}$$

$$\delta = \ln e^{\zeta\omega_n T} = \zeta\omega_n T = \zeta\omega_n \frac{2\pi}{\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \tag{3.6}$$

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2+\delta^2}} \tag{3.7}$$

$$\omega_n = \frac{\delta}{\zeta T} = \frac{\sqrt{4\pi^2+\delta^2}}{T} \tag{3.8}$$

식 3.7과 3.8 및 스프링 상수와 감쇠계수의 정의를 사용하면, 관측 데이터인 가속도로부터 대수 감소율을 구할 수 있으며, 이를 통해 스프링 상수(k)와 감쇠계수(c)를 식 3.9, 3.10과 같이 간단히 얻을 수 있다.

$$k = \omega_n^2 m = \frac{m(4\pi^2 + \delta^2)}{T^2} \tag{3.9}$$

$$c = 2m\omega_n \zeta = \frac{2m\delta}{T} \tag{3.10}$$

하지만 감쇠계수의 경우, 3.4.6절에서 후술할 포락선 적합의 문제 때문에 두 피크로부터 대수감소율법을 이용하여 계산하는 방식이 아닌, 여러 피크들의 가속도 데이터를 반영하는 최소 자승법을 이용한 지수 곡선 맞춤법을 통해 구하였다.

피크들의 가속도 데이터의 로그값으로부터 반-대수 감쇠 포락선(Semi-log decay curve)의 일차 회귀식을 추정할 수 있다. 식 3.11은 감쇠 곡선의 수식으로, 이 과정에서는 $-\zeta\omega_n$을 하나의 계수인 B로 정의한다. 식 3.12은 식 3.11을 로그화한 것이다.

$$Y = Ae^{-\zeta\omega_n t} = Ae^{Bt} \tag{3.11}$$

$$\ln Y = \ln A + Bt \tag{3.12}$$

식 3.13은 일차함수의 형태로서, 클릿을 넘어갈 때 처음으로 발생하는 피크를 반영하기 위해 첫 번째 피크의 좌표인 (a,b)를 지나는 일차함수의 기울기 d를 추정하도록 한다.

$$\hat{y_i} = \hat{d}(t_i - a) + b \tag{3.13}$$

선형회귀를 위해 잔차(Error) 제곱의 합이 최소가 되는 기울기에 대한 추정량 $\hat{d}$를 다음과 같은 과정을 통해 구한다.

$$\sum_{i=2}^{n} error_i^2 = \sum_{i=2}^{n} \left(y_i - \hat{y_i}\right)^2 = \sum_{i=2}^{n} \left[y_i - \hat{d}(t_i - a) - b\right]^2 \tag{3.14}$$

$$\frac{d\sum error_i^2}{d\hat{d}} = \sum_{i=2}^{n} 2\left[y_i - \hat{d}(t_i - a) - b\right](-t_i + a)$$
$$= \sum_{i=2}^{n} 2(y_i - b)(-t_i + a) + 2\hat{d}\sum_{i=2}^{n}(-t_i + a)^2 \tag{3.15}$$

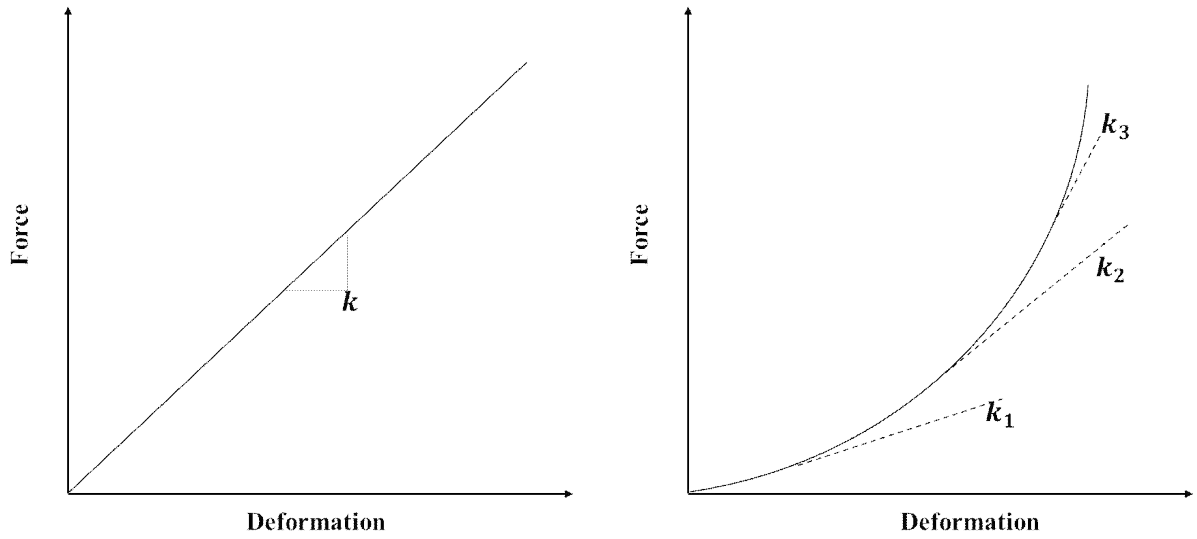
식 3.14는 잔차 제곱의 합을 나타낸 식으로, i는 피크의 개수, n은 회귀에 사용되는 피크의 수이다. 식 3.15는 식 3.14를 $\hat{d}$에 대해 미분한 식으로, 이것을 0으로 만드는 $\hat{d}$가 최소제곱 추정량이다. 따라서, $\hat{d}$를 식 3.16과 같이 정리할 수 있으며, 이것을 바탕으로 감쇠계수($c_{regression}$)를 식 3.17과 같이 계산할 수 있다.

$$\hat{d} = \frac{\sum_{i=2}^{n}(y_i - b)(-t_i + a)}{\sum_{i=2}^{n}(-t_i + a)^2} = -\zeta\omega_n \tag{3.16}$$

$$c_{regression} = 2m\zeta\omega_n = 2m(-\hat{d}) \tag{3.17}$$

3.4.4 하중-변형 곡선과 정적 스프링 상수

금속 재료의 변형은 가해지는 하중과 선형적인 관계를 나타낸다. 따라서 재료의 변형과 힘의 비율, 즉 하중-변형 곡선의 기울기로 나타낼 수 있는 스프링 상수는 그림 3-8(a)와 같이 단일한 값을 갖는다. 하지만 멀린스 영향(Mullins effect)에 의해 변형과 하중이 비선형적 관계를 나타내는 고무 재료는 그림 3-8(b)와 같이 변형(Deformation) 또는 하중(Force)에 따라 스프링 상수가 달라진다(Diani, 2009). 또한, 하중의 인가 속도 등 다른 조건에 의해서도 스프링 상수가 달라진다고 알려져 있다(Amin, 2006).



(a) Linear material (b) Non-linear material

Fig. 3.8 Force-deformation curve of linear and non-linear material.

본 시험의 대상인 타이어는 금속 재료로 이루어진 타이어 코드와 겹쳐 있는 카커스(Carcass)와 고무 재료로 이루어진 트레드(Tread)로 구성되기 때문에 변형량, 하중, 하중 인가 속도에 따라 스프링 상수가 달라진다. 따라서 여러 속도로 하중을 인가하여 시험을 시행하여 하중-변형 곡선을 구한 뒤 하중 변화에 따른 스프링 상수의 추이를 분석할 필요가 있다. 특정 변형량 혹은 하중에서의 스프링 상수는 식 3.18과 같이 구할 수 있다.

$$k_{static} = \frac{dF}{dD} \tag{3.18}$$

where F : Force
D : Deformation

3.4.5 시험 및 데이터 분석 방법

본 연구에서는 대수 감소율법 및 감쇠 포락선 회귀로부터 동적 스프링 상수와 감쇠계수를 얻기 위한 클릿 시험을 수행하였다. 클릿 시험은 일반 승용차용 타이어의 진동 특성을 측정하기 위해 흔히 사용되는 시험 방법이다. 본 시험은 차축이 타이어와 연결되는 허브에 지면과 수직 방향으로 가속도계를 설치한 채로 일정 크기의 클릿을 넘어갈 때의 가속도 데이터를 계측하는 방식으로 진행되었다. 가속도계는 4개의 타이어(Front/Left, Front/Right, Rear/Left, Rear/Right)와 이어진 허브에 그림 3.9의 빨간색 원으로 표시한 것과 같이 부착하여 각 타이어로부터 전달되는 가속도를 개별적으로 계측할 수 있도록 하였다.

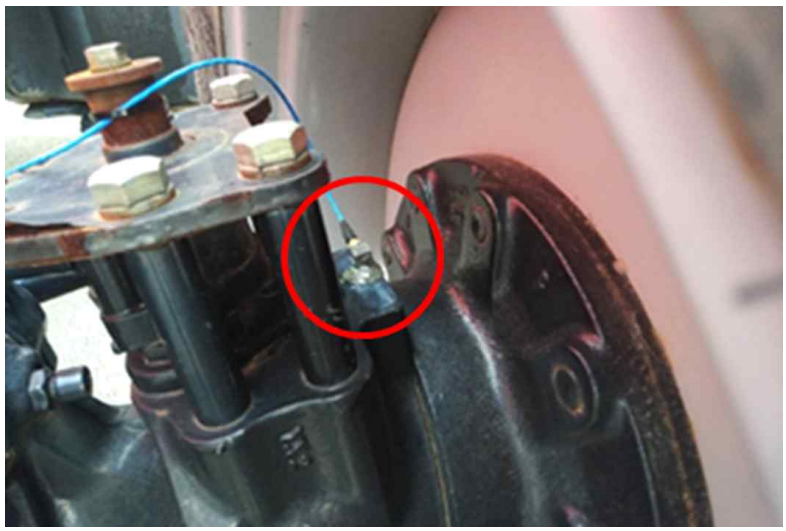


Fig. 3.9 Accelerometer mounted on tire hub.

Brinkmann (2017)에 따르면 클릿의 크기를 최소화함으로써 충격이 가능한 한 짧은 시간 안에 이루어지는 한편, 최소한 하나의 트랙터 타이어 러그(Lug) 쌍이 클릿과 접촉할 수 있을 만큼 충분한 단면 높이를 갖도록 할 것을 권장하였다. 한편 예비 시험을 통해 클릿의 높이가 과도하게 높거나(75, 100 mm) 주행 속도가 빠르면 (20 km/h 이상) 클릿을 넘어가면서 트랙터의 단수가 중립으로 바뀌면서 엔진이 꺼지는 현상이 발생하는 것을 확인하였다. 따라서 주행로에 정사각 단면의 높이가 40 mm인 클릿을 설치하는 것으로 시험 노면을 구성하였다. 그림 3.10은 주행로에 클릿이 설치되어 있는 것이다.

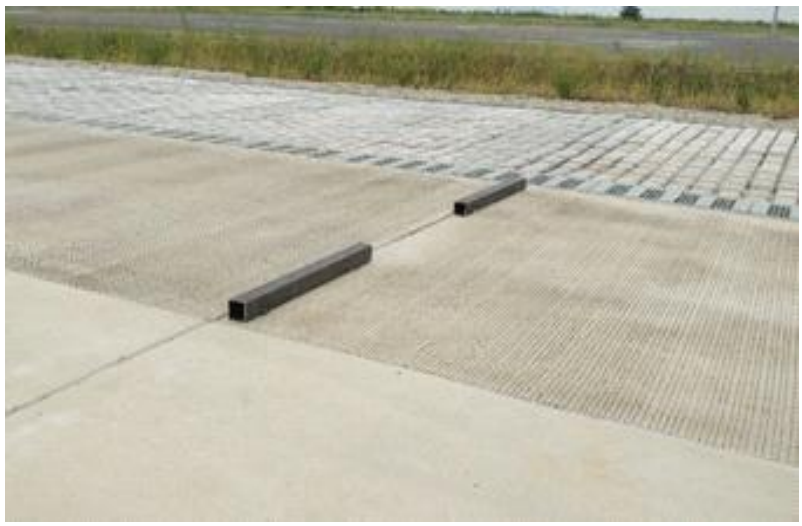


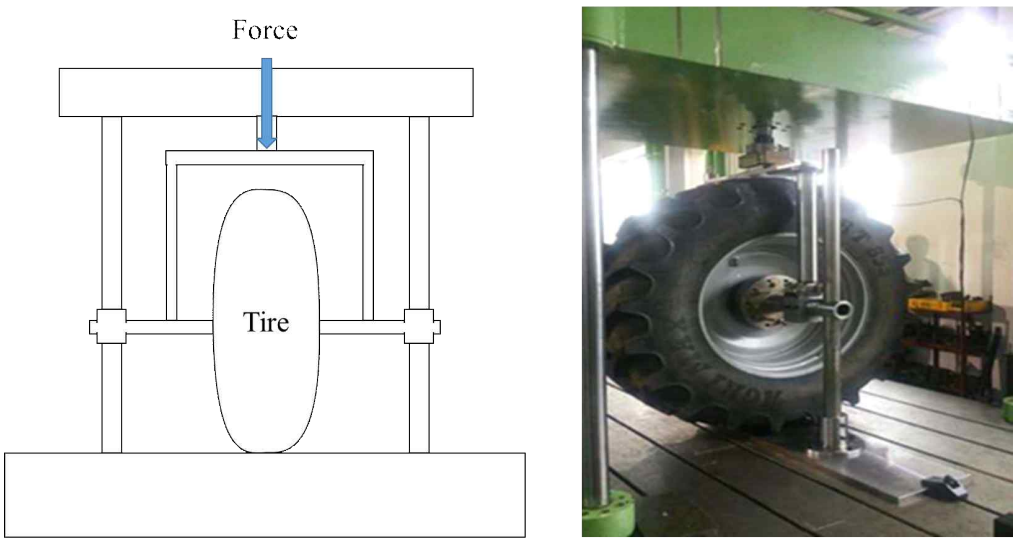
Fig. 3.10 40mm cleat attached on the test track.

트랙터의 속도는 7, 10 km/h를 시험 조건으로 결정하였으며, 시험하는 동안 일정하게 속도를 유지하도록 하였다. 표 3.5는 측정에 사용된 센서 및 데이터 수집 장치(Data Acquisition System)에 대한 정보를 나타낸 것이다.

Table 3.5 Specification of sensors and DAQ used during cleat test

Equipment	Model	Specification
Data acquisition system	HBM eDAQ	Maximum analog channel: 64-96 Frequency range: 0.1-100,000 Hz Input voltage: 10-55 VDC Digital I/O: -0.3-5.5 V Maximum output pull-up voltage: 5.5 V
Accelerometers	PCB 356A33	Sensitivity: 10 mV/g (±10%) Measurement range: ±500 g•pk Frequency range: 2-7000 Hz
GPS sensor	HBM EGPS-200 Plus	Maximum velocity: 514 m/s Minimum velocity 0.01 km/h Accuracy: ±0.05 km/h

정적 스프링 상수의 도출에는 압축시험이 가장 널리 이용된다. 압축시험에서는 그림 3.11과 같이 타이어를 지그에 고정시킨 채 유압 장치를 이용하여 하중을 부가하며 하중에 따른 타이어의 변형을 측정한다. 압축 속도에 따른 변형의 추이가 존재하는지 확인하기 위하여 3, 5, 6.67, 10, 20 kg/s의 속도로 하중을 인가하면서 시험을 수행하였다.



(a) Diagram (b) Test rig

Fig. 3.11 Test rig for compression test.

클릿 시험의 가속도 데이터에는 클릿으로 인해 발생하는 가속도 뿐만 아니라 엔진 등 차량 자체에서 발생하는 고주파수 진동이나 클릿이 아닌 노면으로부터 발생하는 다양한 노이즈가 존재한다. 이에 클릿에 의한 가진을 다른 노이즈와 분리하기 위해 저역 통과 필터(Low-pass filter)를 사용하였다. 저역 통과 필터 처리는 MATLAB(R2019b, Mathworks Inc., Natick, MA, USA)에 내장된 버터워스 필터(Butterworth filter)함수를 이용하였다. 버터워스 필터는 통과 대역을 평평하게 만들어 주는 특징이 있는데 이로 인해 주파수 통과 대역을 오류 없이 전달하는 것이 가능하다는 장점이 있다. 또한 필터의 차수를 증가할 경우 이상적인 필터에 가까워진다. 이에 본 연구에서는 필터 차수는 5차, 차단 주파수(Cut-off frequency)는 100 Hz로 설정하였다. 필터링 결과의 예시를 아래 그림 3.12에 나타내었다.

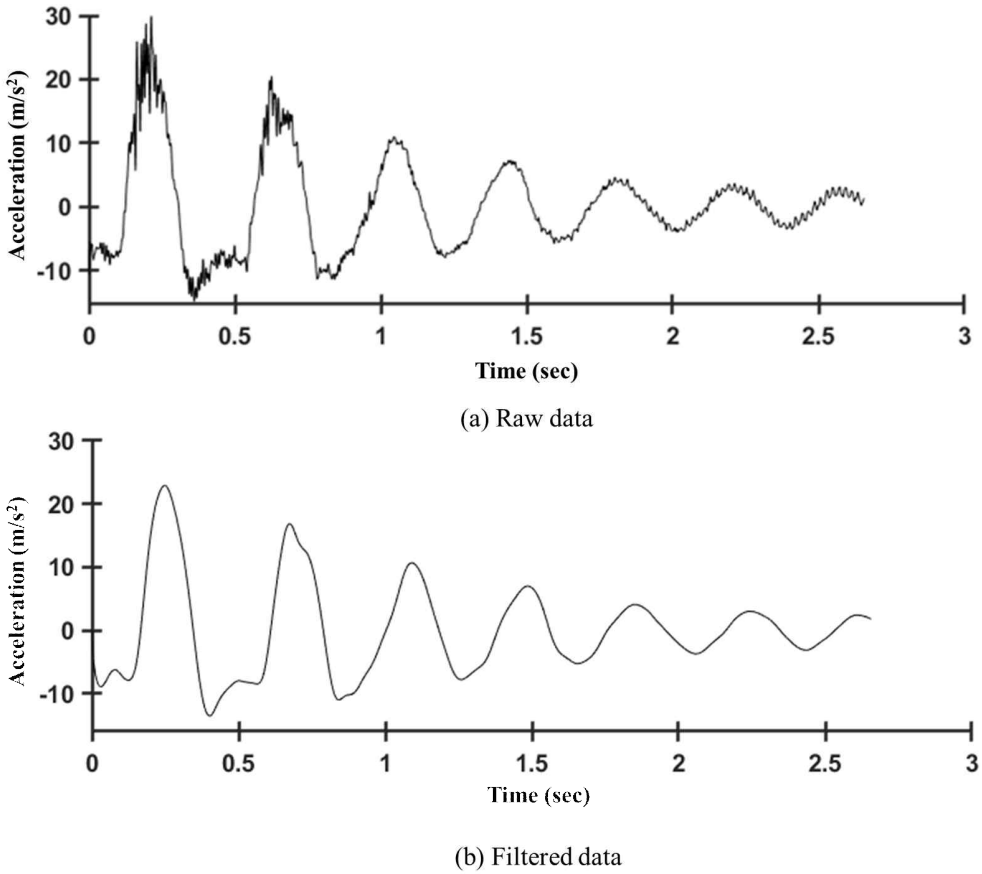
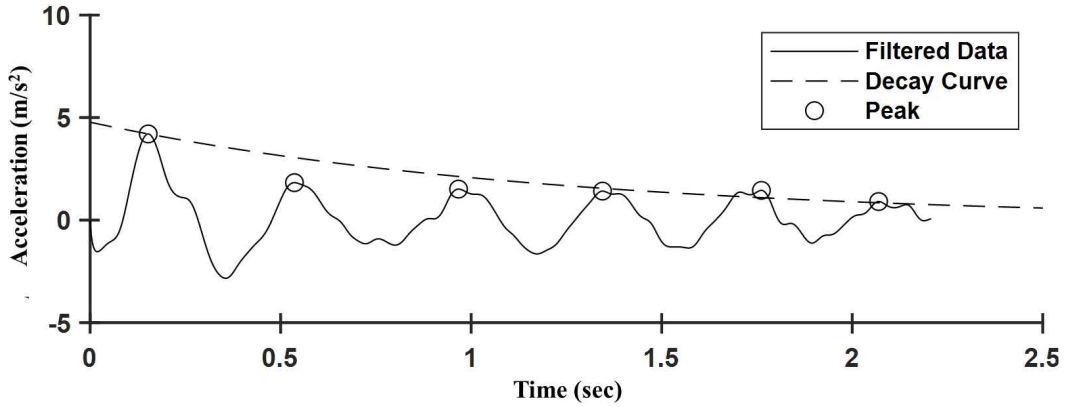


Fig. 3.12 Raw data and filtered data using Butterworth low pass filter.

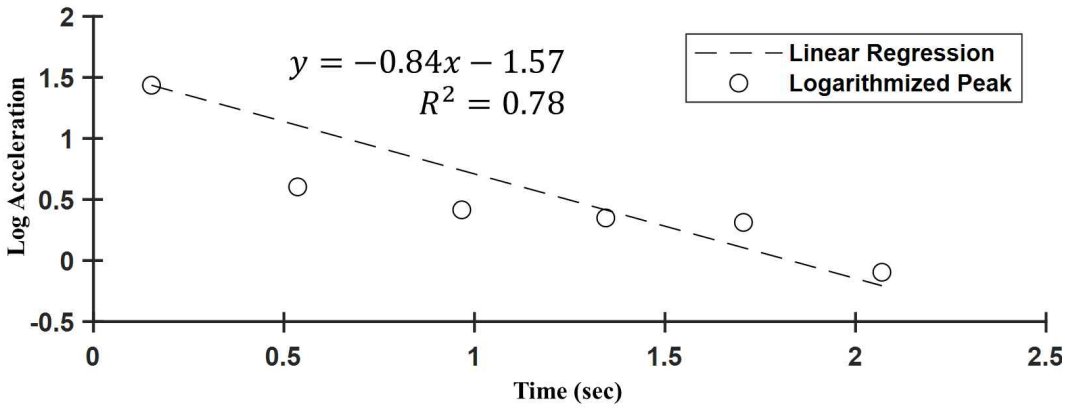
타이어의 물성을 측정하는 시험에는 타이어의 특성만이 데이터에 반영되도록 시험 설계가 이루어져야 한다. 하지만 클릿 시험을 수행할 경우 타이어 뿐만 아니라 클릿의 특성이 데이터에 반영됨으로 인해 데이터가 오염될 가능성이 있다. 이에 본 연구에서 분석에 사용한 데이터는 첫 번째 피크를 제외하고 나머지 피크를 이용하여 감쇠 포락선을 구하고 타이어의 특성을 분석하였다. 첫 번째 피크는 클릿의 특성이 반영된 데이터로 판단하였기 때문이며 두 번째 피크부터 데이터를 분석할 경우 클릿은 타이어에 가진을 인가하는 가진원의 역할만을 담당하게 된다. 이러한 과정을 통해 타이어의 특성만을 반영한 데이터를 확보할 수 있었다.

3.4.6 결과 및 분석

그림 3.13은 클릿 시험으로부터 얻은 결과 중 왼쪽 후륜 타이어를 대상으로 10 km/h의 속도로 주행한 결과이다. 그림 3.13(a)에는 필터 처리된 데이터를 실선으로 나타내었으며, 최소 자승 적합법(Least squares fitting)에 사용한 피크들을 표시하였다. 점선으로 나타낸 감쇠 포락선은 그림 10(b)의 회귀선을 다시 지수화(Exponentialize)하여 나타낸 것이다. 이를 바탕으로 계산된 강성 및 감쇠계수와 피팅(Fitting) 과정의 R^2(R-square) 값을 표 3.6에 정리하였다. 스프링 상수와 감쇠계수는 두 가지 경우의 속도로 주행했을 때 모두 전륜이 높게 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 전륜의 경우 스프링 상수는 486.08~570.69 kN/m, 감쇠계수는 4.02~4.52 kNs/m였으며, 후륜의 스프링 상수는 409.42~483.79 kN/m, 감쇠계수는 2.21~2.67 kNs/m로 나타났다. 또한 R^2 값은 10 km/h 후륜 조건(RR, RL tire)을 제외하고 모두 0.85 이상으로, 대체로 회귀가 잘 이루어진 것으로 판단된다.



(a) Filtered acceleration data and decay curve



(b) Logarithmized peaks and linear regression line

Fig. 3.13 Example of cleat test result (10 km/h, RL tire).

Table 3.6 Stiffness and damping coefficient calculated from cleat test

Velocity	Tire	k, kN/m	$c_{regression}$, kNs/m	R^2
7 km/h	FL	551.33	4.26	0.92
	FR	486.08	4.02	0.95
	RL	409.42	2.22	0.85
	RR	428.80	2.65	0.91
10 km/h	FL	570.69	4.21	0.86
	FR	559.80	4.52	0.87
	RL	436.22	2.67	0.78
	RR	483.79	2.21	0.70

그림 3.14는 타이어의 압축시험 결과를 정리한 것이다. 그림에서 나타나듯 하중과 변형은 전륜과 후륜 모두 선형적인 관계에 있음을 확인할 수 있다. 하중이 인가되는 속도에 따른 하중-변형 선도의 기울기의 역수를 스프링 상수로 산정하여 표 3.7과 같이 정리하였다. 분석 결과 하중이 인가되는 속도는 스프링 상수에 큰 영향을 주지 않는 것으로 판단되었으며, 후륜의 스프링 상수가 전륜의 스프링 상수와 비교하였을 때 평균적으로 약 15 kN/m 정도 높게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

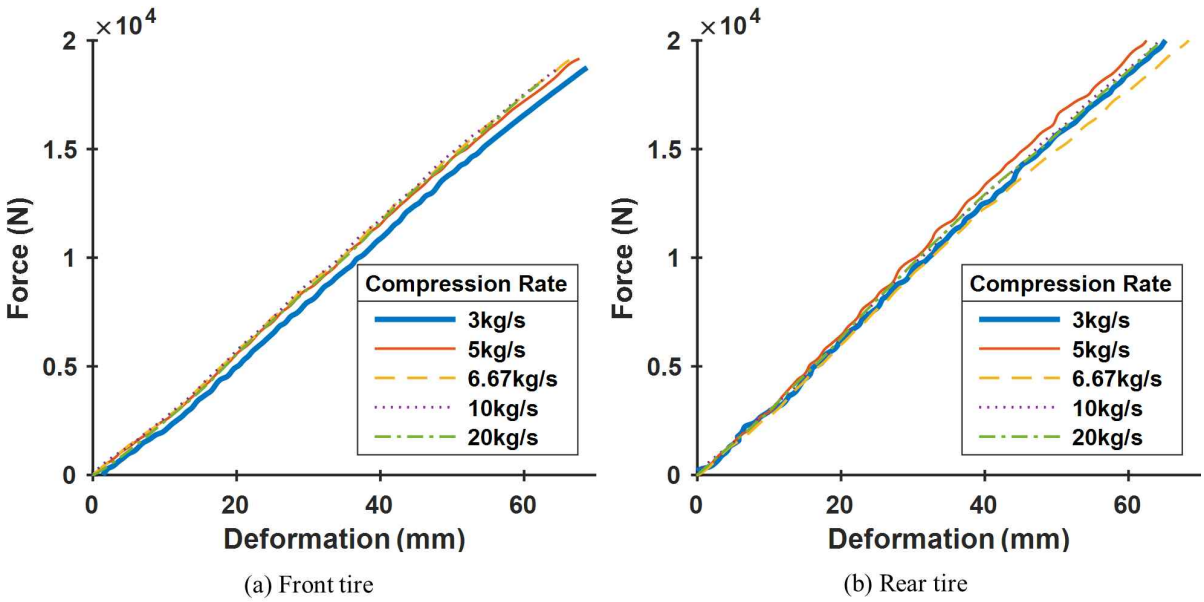


Fig. 3.14 Force-deformation curve attained by compression test.

Table 3.7 Static stiffnesses from compression test

Compression rate, kg/s		3	5	6.67	10	20
Static stiffness, kN/m	Front tire	275.65	291.28	295.08	295.83	297.19
	Rear tire	305.74	322.45	292.10	308.74	308.10

클릿 시험을 통해 구한 동적 스프링 상수와 감쇠계수, 압축시험을 통해 구한 정적 스프링 상수를 Lines and Murphy (1991a, 1991b)가 필드 시험(Field test)에서 구한 값과 비교하여 표 3.8에 나타내었다. Lines and Murphy의 연구는 본 연구에서 사용한 타이어들보다는 작은 크기이지만 실내 시험이 아닌 현장 시험으로 시행한 것이기 때문에 비교할 만한 가치가 있다고 판단하였다.

Table 3.8 Stiffnesses and damping coefficients from cleat test, compression test and forced vibration test of Lines and Murphy

	Cleat test	Compression test	Forced vibration test
Stiffness, kN/m	409.42~570.69	275.65~322.45	300~500
Damping coefficient, kN/m	2.21~4.52	-	1.5~3.5

클릿 시험으로 구한 스프링 상수와 감쇠계수는 후륜의 경우 Lines가 제시한 값의 범위에 포함되었으나, 전륜의 경우 두 계수 모두 Lines가 제시한 값보다 큰 값을 보였다. 본 연구에서의 시험 대상 타이어는 Lines의 연구가 수행되었던 1991년에는 생산하지 않았던 크기로서, 그 세부 제원이나 시험을 시행한 환경 및 분석 방법이 다르므로 스프링 상수와 감쇠계수의 값 중 어떤 것이 정확한 것인지 판단하기 어렵다. 다만 클릿 시험을 통해 구한 특성값들이 Lines의 연구를 포함한 다른 선형 연구에서 제시된 값과 10% 이내의 차이를 보이고 있기 때문에 차이가 크지 않은 것으로 판단하였다.

Lines and Young(1989)은 시험 방법에 따른 차이를 알아보기 위해 정적 스프링 상수를 구하는 압축시험과 동적 스프링 상수를 구하는 세 가지 방법(Apparent method, Free vibration, Forced vibration)으로 시험을 진행하였다. 그 결과 압축시험을 통해 구한 정적 스프링 상수는 330 kN/m의 결과를 나타낸 반면, 동적 스프링 상수는 각각 450, 485,

480 kN/m로, 정적 스프링 상수보다 120~155 kN/m 큰 값을 나타내었다. 그의 연구에 따르면, 단순 압축시험은 동적 영향(Dynamic effect)을 제거하기 위해 하중을 천천히 인가해야 하며, 이 경우 타이어 고무가 크리프(Creep)를 일으키기 때문에 고무 특유의 히스테리시스 특성에 의해 강성이 작아진다고 하였다. 또한 하중 인가 및 제거(Loading and unloading) 속도가 계측되는 특성값에 큰 영향을 미치는 것으로 보고하였다.

Nang(2009)의 연구에서도 같은 이유로 낙하 시험(Drop test)으로 구한 동적 스프링 상수가 압축시험을 통해 구한 정적 스프링 상수의 값보다 15~20% 정도 크게 나타났다. 이는 본 연구에서 도출한 동적 스프링 상수가 정적 스프링 상수에 비해 크게 나온 것과 일치하며, 하중이 인가되는 속도에 따라 정적 스프링 상수가 조금씩 달라지는 현상에 대한 근거를 제시한다. 그러므로 트랙터 승차 진동 모델에는 감쇠계수의 영향, 즉 타이어의 동적 특성을 반영하기 위하여 압축시험을 통해 얻어낸 스프링 상수보다는 클릿 시험을 통해 얻은 값을 사용해야 하는 것으로 판단된다.

클릿 시험 데이터 분석결과, 같은 주행 조건(주행 속도, 클릿의 크기, 타이어) 하에서 실시한 시험에서 각 시험간 편차가 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 편차 발생 원인은 크게 세 가지를 예상할 수 있다.

첫 번째 원인은 포락선 적합의 적절성(Feasibility of exponential curve fitting)에 기인한다. 이론적으로 부족감쇠 운동에서 감쇠 포락선은 변위, 혹은 가속도 그래프에 접하도록 해야 한다. 하지만 노면, 트랙터 엔진 등에 의한 불균일한 진동, 각 바퀴가 클릿을 넘어갈 때 발생하는 진동의 상호 간섭 등으로 인해 가속도의 모든 피크를 지나도록 포락선을 접하게 만드는 것이 불가능하다.

본 연구에서는 최적의 진동 시스템 모사를 위해 감쇠계수는 오직 두 개의 피크를 반영하는 대수 감소율법 대신 최소 자승 포락선 적합법을 통해 구하였다. 클릿을 넘어갈 때 가속도가 비약적으로 커지는 첫 피크를 반드시 지나면서 나머지 피크들의 크기를 반영해줌으로써 오차를 최소화하고자 하였다. 이 방법을 사용할 경우 감쇠계수는 여러 피크를 고려하여 직접 구할 수 있기 때문에 결과에 대한 신뢰성이 있지만 스프링 상수는 ζ 혹은 ω_n 중 하나를 알아야 계산이 가능하기 때문에 직접 구할 수 없다는 한계가 있다. 따라서 포락선 적합 방법에 따라 계산 결과가 달라지거나 혹은 결과의 현실성이 떨어질 수 있다. 따라서 스프링 상수는 최소 자승 적합법으로 구할 수 없다는 점에 유의해야 하며, 추가적으로 포락선 적합 알고리즘에 대한 연구가 더욱 진행되어야 할 것이다.

두 번째 원인은 전륜, 후륜이 각각 클릿을 통과하면서 발생하는 진동이 중첩되는 현상 혹은 노면으로부터 발생하는 불규칙적인 진동 때문이다. 이는 포락선 적합에 큰 영향을 미치게 된다. 그림 3.15의 점선 사각형으로 표시한 부분은 전륜이 클릿을 통과하

면서 피크가 발생한 다음, 후륜이 넘어갈 때의 진동으로 인해 다른 피크들이 발생한 경우를 예시로 보여준 것이다. 이 경우, 중첩되는 피크 중 전륜에 의한 진동이 어느 피크까지인지 설정함에 따라 포락선의 형태와 특성값의 크기가 달라지는데, 분석 결과 피크 설정에 따라 그 값이 매우 민감하게 달라지는 것을 확인할 수 있었다.

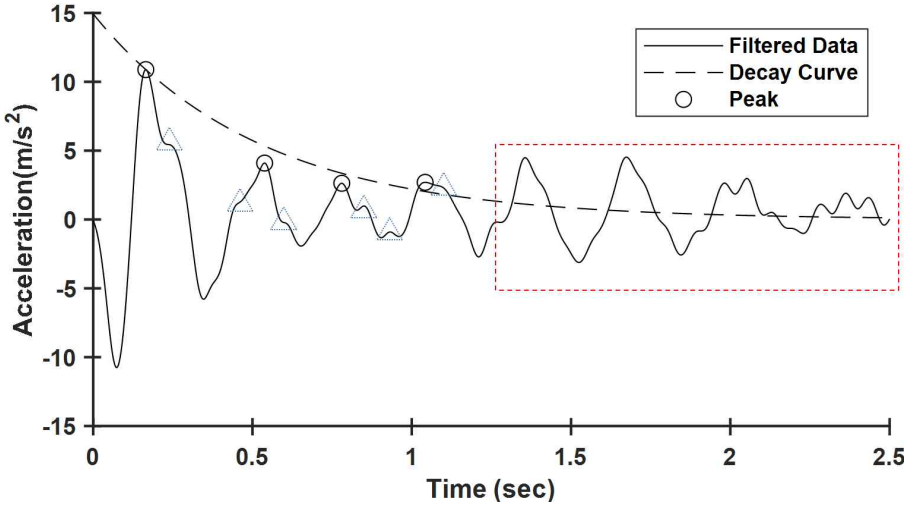


Fig. 3.15 Vibration affected by other tires (triangle: between left and right tire, rectangular: between front and rear tire)

본 연구에서 수행한 시험 조건 중 주행 속도는 각각 7, 10 km/h (1.94, 2.78 m/s)로 정속 주행하도록 설정하였다. 한편 트랙터의 축간 거리(Wheel base)는 2.77 m이기 때문에, 각각 1.428초, 1초의 시간차를 두고 전륜과 후륜이 클릿을 넘어가게 된다. 이로부터 전륜의 포락선 적합은 첫 피크 이후 1.428초, 1초가 지난 뒤 나타나는 피크들은 포락선 회귀분석에 포함시키지 않았다. 이러한 한계 때문에 후륜 가속도의 포락선 회귀분석에는 최소 5개 이상의 피크를 사용한 것에 비해, 전륜 가속도의 포락선 회귀분석에는 3개 혹은 4개의 한정된 피크 데이터를 사용하였다.

한편 그림 3.15의 점선 삼각형으로 표시한 부분과 같이 큰 피크가 발생한 0.01초 전후에 작은 피크가 발생하거나 부자연스러운 진동이 발생한 것을 확인할 수 있다. 이는 좌-우 차륜이 클릿을 넘어갈 때 상호 간섭이 발생하거나 클릿에 의한 진동이 아닌 다른 진동(외부 충격, 엔진/트랜스미션의 진동)의 영향을 받은 것으로 판단된다. 이렇게 발생한 작은 피크는 포락선 회귀분석에 포함하지 않았지만, 분석에 사용한 피크의 발생 시간과 가속도의 크기에 영향을 주었을 것으로 판단된다.

또한 10 km/h 속도 조건에서 후륜의 경우 R^2 값이 0.8 이하인 값을 보였으며, 이는 다른 결과에 비해 상대적으로 작은 것이다. 10 km/h 조건에서는 거의 모든 경우에서 두 번째 피크의 가속도가 감쇠 포락선보다 큰 편차를 가지고 작게 나타났으며, 이러한 현상은 후륜에서 두드러지게 나타났다. 이러한 원인으로 인해 R^2 값이 작게 나타났으며, 나아가서는 처음 두 개의 피크 데이터를 사용하여 구하는 스프링 상수의 정확도에 영향을 끼친 것으로 판단된다. 따라서 신뢰성이 높으며 실제 타이어의 특성을 정확하게 분석할 수 있는 시험 및 분석 방법에 대한 고찰이 필요할 것이다.

마지막은 진동 모델의 선정이다. 본 연구에서는 단순히 타이어가 지면과 점접촉을 하는 것으로 가정하는 점접촉 모델을 선정하였다. 하지만 타이어는 고무 재료의 특성상, 차체의 하중에 의한 변형이 발생하기 때문에 지면과 면접촉을 하게 된다. 그림 3.16과 같이 면접촉을 반영하기 위한 다양한 모델을 확인할 수 있다. Bernard et al.(1981)의 연구에서 점접촉(Point contact), 고정된 풋프린트(Fixed footprint), 레이디얼 스프링(Radial spring) 모델을 사용하였을 때 타이어가 받는 수직 하중 및 변위의 차이가 유의하게 나타났다. 또한 Crolla et al.(1990)에 따르면, 트랙터용 타이어 모델로 스프링과 댐퍼를 직렬로 연결한 모델이 병렬로 연결한 모델보다 세로(longitudinal), 가로(lateral) 방향의 가속도를 더 잘 예측한다고 하였다. 따라서 타이어 모델에 따라 도출되는 강성 및 감쇠계수의 크기가 달라지기 때문에, 여러 타이어 모델을 통해 계산된 결과를 비교해보고 가장 현실적인 결과를 나타내는 모델을 사용해야 한다.

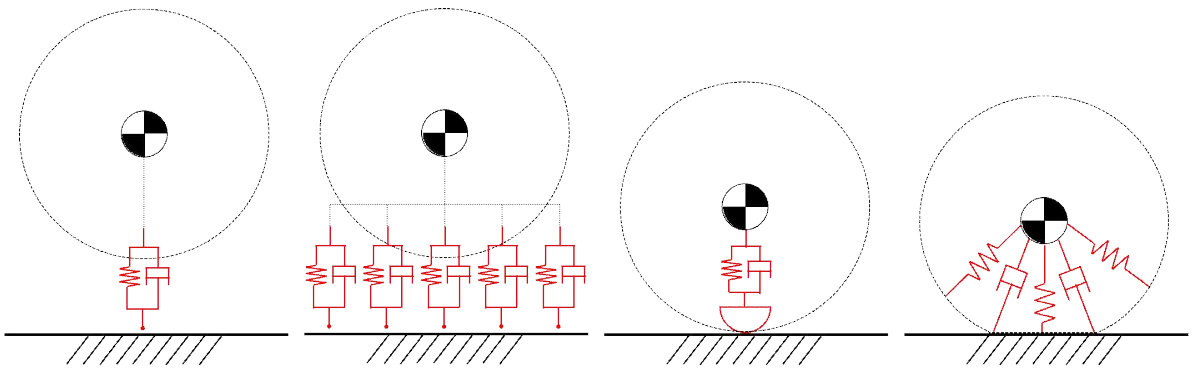


Fig. 3.16 Various tire models (point contact model, fixed footprint model, rigid tread band model, radial spring or adaptive footprint model from left).

3.4.7 결론

본 연구에서는 트랙터 시뮬레이션의 정확도를 높이기 위해 신뢰성이 높은 타이어의 강성 및 감쇠계수를 도출하는 시험 및 분석 방법을 제안하였다. 기존 시험들은 지그와 가진 장치 등 시험을 위한 장비를 개발해야 하므로 시험 과정이 복잡하며 많은 비용이 소요된다. 이에 클릿을 이용한 주행 시험을 통해 시험 과정을 간소화하고 시험 비용을 절감하면서 동시에 실제 주행 환경에서 시험을 진행하여 동특성을 확인할 수 있었다.

시험을 위해 트랙터 차축에 가속도계를 장착하였으며, 40mm 높이의 클릿을 지나갈 때 지면과 수직 방향의 가속도를 계측하였다. 확보한 가속도 데이터의 처음 두 개의 피크로부터 대수감소율법을 이용해 스프링 상수를 도출하였으며, 여러 피크의 영향을 고려하는 최소 자승 포락선 적합법을 이용하여 감쇠계수를 계산하였다.

시험 결과, 전륜의 스프링 상수는 486.08~570.69 kN/m, 후륜의 스프링 상수는 409.42~483.79 kN/m, 감쇠계수는 각각 4.02~4.52 kNs/m, 2.21~2.67 kNs/m로 나타났다. 하지만 포락선 적합, 시험 조건 등에 따라 데이터 변동이 존재하고, 타이어 모델링 방법에 따라 시험 결과가 달라질 가능성이 있기 때문에 이 부분들에 대한 보완과 시험 결과에 대한 검증이 필요하다. 그럼에도 본 연구에서 제시한 시험 방법은 실내 시험이 아닌 실제 주행 환경을 반영하는 시험 방법이며, 기존의 방법보다 과정이 간소하다는 장점이 있다. 무엇보다도 그동안 연구가 미미했던 농업용 타이어의 동특성을 도출하는 새로운 시험 방법을 제시하였다는 것에 의의가 있다.

3.5 고무 마운트

3.5.1 개요

캐빈 서스펜션 시스템이 개발되기 전에 트랙터는 일반적으로 승차 진동을 줄이기 위해 캐빈과 캐빈 마운트 프레임 사이에 고무 마운트를 장착하는 방법을 적용하였다. 하지만 고무 마운트의 성능이 충분치 않아 승차 진동이 과도하게 발생하는 문제가 보고되고 있다. 또한 트랙터의 고무 마운트의 동특성에 관한 연구는 거의 이루어진 것이 없기 때문에 고무 마운트의 개선은 고무의 경도를 변경하여 실제 트랙터에 장착, 시험하는 시행착오(Trial and error) 방식으로 수행하고 있다.

트랙터를 제외한 다른 기계 시스템에서 고무 마운트 혹은 방진고무의 동특성을 결정하는 방법으로는 모델링 기법을 이용하는 방법과 시험으로 구하는 방법이 있다. Lee et al.(2013)은 고무 단품에 대하여 상용 프로그램(Abaqus)을 이용한 해석 결과와 비 공진 방법을 이용한 시험 결과를 비교하였으며, 이를 통해 해석의 타당성을 입증하였다. 그

러나 해석 결과와 시험 결과의 오차가 20% 이상이었기 때문에 시험과 해석 모든 경우에 대해 적합성을 입증했다고 보기 어렵다.

방진고무의 진동절연성능을 개선하기 위해 Choi et al.(2018)은 방진고무의 형상 최적 설계를 수행하였다. 고무 인장시험을 통해 고무의 비선형적인 특성을 파악하였고 이를 바탕으로 유한요소해석을 진행하였다. 최적 설계로 제시한 방진고무의 해석 결과 초기 방진고무 대비 35%의 진동 절연 효과를 확인하였다.

한편 Cho et al.(1999)은 방진고무의 동특성을 측정하는 방법으로 모드 시험(Modal test)으로부터 얻은 가진 벡터, 응답 벡터, 가진 주파수 등을 이용하여 주파수 영역에서 직접 결정하는 직접 시스템 결정법을 제시하였다. 하지만 직접 시스템 결정법은 관심 주파수 대역에서 시스템의 거동이 강체 운동을 하는 시스템에 적용했을 때 상대적으로 더 정확하며 일반적인 방진 고무의 동특성을 파악하기에는 한계가 있다. 스프링 상수의 경우 최대 14.8%, 감쇠계수의 경우 최대 8.7%의 오차가 발생하였다고 보고하였다.

자동차의 변속기를 지지하는 고무 마운트를 대상으로 Hur et al.(2004)은 고무 시편을 이용하여 정적, 동적 시험을 시행하였고 이를 통해 초탄성 및 점탄성 특성을 구하였다. 또한 고무 마운트의 해석을 수행하여 시험 결과와 비교, 연구의 타당함을 입증하였다.

Yim et al.(2000)은 자동차 엔진 마운트의 최적 설계를 가능하게 하는 프로그램을 개발하였다. 프로그램은 엔진 마운트의 정역학 해석, 진동 모드 해석, 주파수 응답 해석 등을 수행하여 설계한 마운트의 적합성을 검토하여 최적 설계를 가능하게 하였다.

Kwon et al.(2001)은 압축, 전단 하중을 받는 고무 마운트의 변형 진폭 및 주파수에 따라 나타나는 고무 마운트의 동적 특성을 시험적 방법으로 파악하였다. 특히 여기에서는 3축에 대한 모든 동적, 정적 특성을 확인하였다. 또한 시험 결과를 유한요소법을 이용한 해석 결과와 비교하여 타당성을 입증하였다.

자동차 분야에서는 엔진이나 트랜스미션을 지지하는 방진고무에 관한 연구를 수행한 바 있으며, 특히 고무 시편을 활용하여 동특성을 확인하는 방향으로 연구가 진행되었다. 트랙터는 구조와 크기, 무게 등 고무 마운트의 특성을 결정하는 대부분의 요소들이 자동차와 확연하게 다르기 때문에 자동차를 비롯한 다른 산업 분야의 선행 연구를 참고하여 고무 마운트의 특성을 확보하기 위한 연구가 이루어져야 한다. 하지만 이러한 연구는 거의 이루어지지 않았다. 따라서 동특성을 가정하여 후속 연구가 진행되었으며, 이로 인해 연구의 결과가 부정확하다는 단점이 있다.

본 연구에서는 캐빈을 지지하는 고무 마운트의 동특성(스프링상수, 감쇠계수)을 KS M 6604 규격에서 제시하는 공진 방법을 활용하여 확인하였다. 이를 통해 정확한 시뮬레이션 모델을 구성하는데 도움이 될 것이다.

3.5.2 대상 고무 마운트

본 연구에서 사용된 트랙터는 표 3.1과 그림 3.1에서 제시한 트랙터를 사용하였다. 고무 마운트에 인가되는 하중의 크기는 표 3.3을 통해서 확보한 캐빈의 질량과 질량중심의 위치, CAD를 이용한 마운트 고무의 조립 위치를 참고하여 계산하였으며, 그 결과 전방 캐빈 고무 마운트에는 100.1 kg, 후방 마운트에는 174.9 kg의 하중이 인가되는 것을 확인하였다. 동특성을 측정하고자 하는 고무 마운트의 구조는 그림 3.17과 같다. 트랙터의 캐빈 고무 마운트는 기본이 되는 플레이트와 이를 감싸는 고무, 그리고 가운데 볼트를 체결하는데 사용되는 파이프로 구성되어 있다.

트랙터 캐빈은 4개의 고무 마운트에 의해 지지된다. 일반적으로 전방과 후방에 사용되는 고무 마운트는 그 물리적 특성이 다르며, 좌측과 우측에는 동일한 고무 마운트를 사용한다. 그림 3.18은 고무마운트가 트랙터에 설치되어 있는 사진이다.

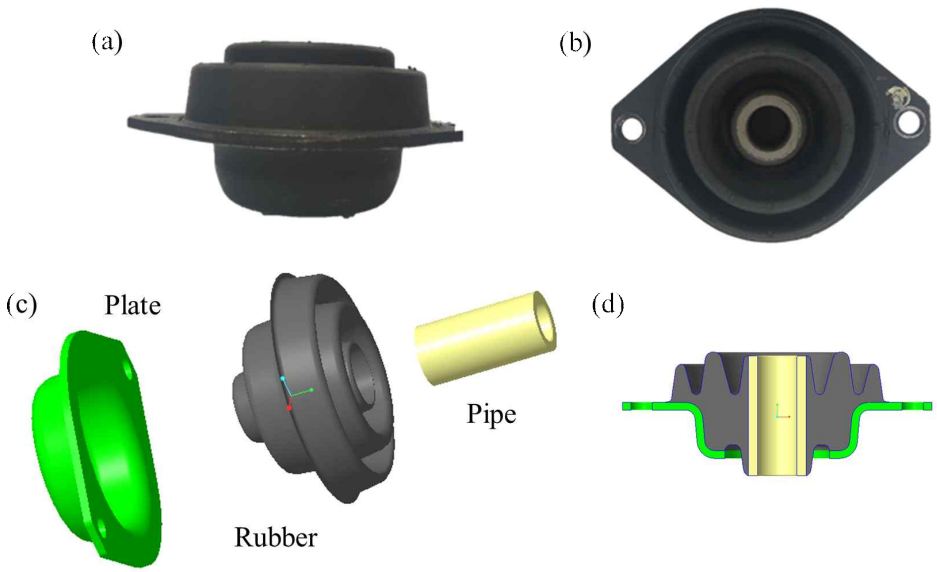


Fig 3.17 (Up) Figuration of mount rubber
(Down) Decomposition and cut view of mount rubber.

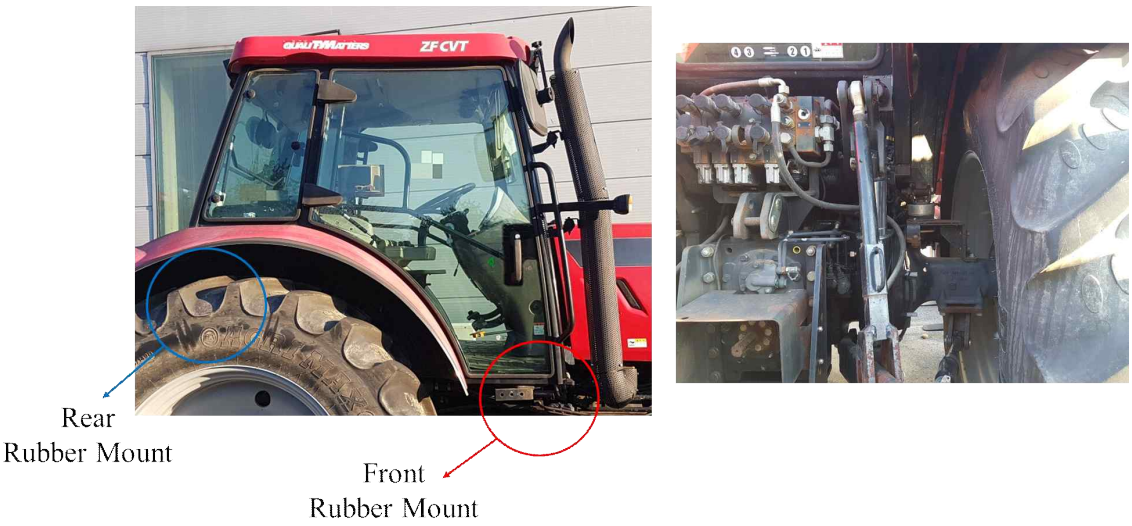


Fig 3.18 Location of rubber mounts (left) detailed view of rear rubber mount (right).

3.5.3 바닥 가진을 통한 고무 마운트 시험 방법

고무 마운트의 동특성을 확인하는 방법으로 KS M 6604 규격에서는 공진 방법과 비공진 방법을 제시하고 있다. 두 가지 방법의 동일한 시험 기준은 표 3.9와 같다.

Table 3.9 Test Condition

	Value
Test Temperature (℃)	20
Test Frequency (Hz)	10
Average Strain (%)	0
Shear Strain Amplitude	1.0

단, 시험 주파수의 경우는 비공진 방법에 한정하며, 공진 방법으로 시험을 수행할 경우 시험 주파수는 공진 주파수가 된다.

비공진 방법으로 고무 마운트의 동특성을 확인하기 위해서는 일반적으로 고무 마운트에 하중을 가하고, 하중에 대한 변형량의 값을 구하는 시험을 수행한다. 이를 기록한 그래프에서 곡선에 외접하는 직사각형을 그리면 그림 3.19과 같다. x축은 하중이고 너비는 $2x_0$에 해당한다. y축은 변형률이며 높이는 $2P_0$에 해당한다.

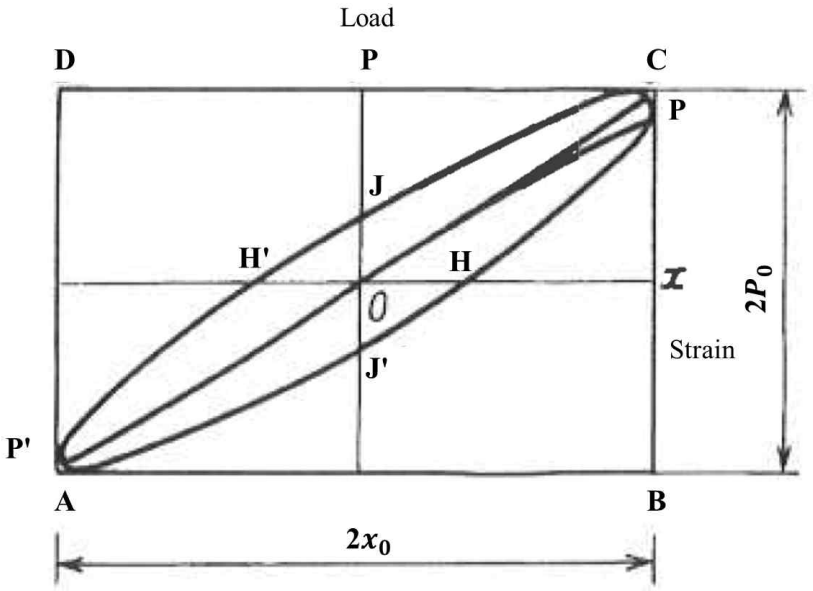


Fig. 3.19 Load-strain curve.

이 직사각형의 면적 2W와 하중-변형량 곡선에 둘러싸인 면적 △W를 계산한다. 이를 식 3.19 ~ 3.21에 적용하여 스프링 상수를 계산한다.

$$|k^*| = \frac{P_0}{x_0} = \overline{BC}/\overline{AB} \tag{3.19}$$

$$\sin\delta = (2/\pi)(\triangle W/W) = \overline{H'H}/\overline{AB} = \overline{J'J}/\overline{BC} \tag{3.20}$$

$$k = |k^*|\cos\delta = |k^*|\sqrt{1-\sin^2\delta} \tag{3.21}$$

where P_0 : half of the height of the circumscribed rectangle, m

x_0 : half of the height of the circumscribed rectangle, m

$\triangle W$: area enclosed by the load-strain curve, m^2

where W : half of the area of the circumscribed rectangle, m^2

δ : loss angle, rad

k^* : absolute spring stiffness, N/m

k : spring stiffness, N/m

공진 방법으로 고무 마운트의 동특성을 확인하기 위해서는 공진 곡선을 기록하고 강제 변위의 진폭 ξ_0을 측정하여 이를 일정하게 유지하면서 진동수를 변화시켜 진폭 x_0을 측정한다. 이 때 x_0가 최대일 때를 공진(Resonance frequency)이라고 하며 이때의 진동수와 진폭을 그래프로 표현하면 그림 3.20과 같게 된다.

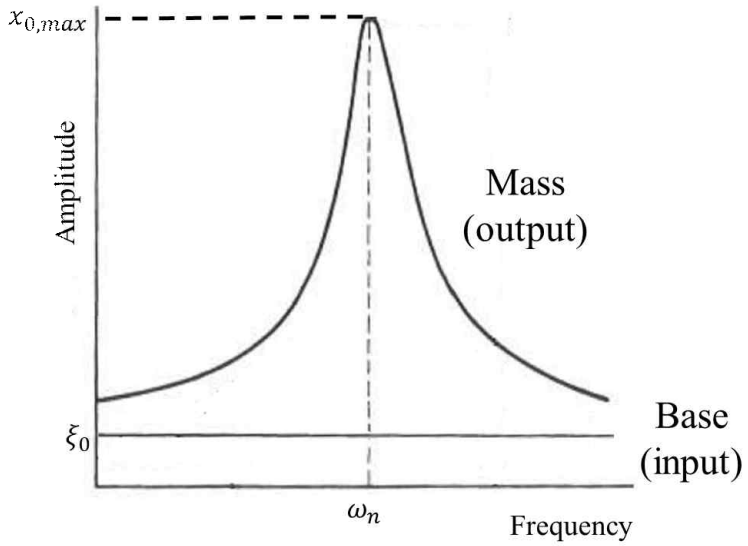


Fig. 3.20 Graph of frequency amplitude

트랙터의 연직방향 승차 진동 모델은 시스템이 바닥의 운동에 의해 가진되는 것으로 생각할 수 있으며, 이는 바닥 가진 시스템으로 단순화할 수 있다. 단순화한 진동 모델은 그림 3.21과 같이 표현할 수 있다. 가진면(Base)에서의 변위는 y(t)이고 방진고무 위에 올려진 캐빈의 변위는 x(t)로 정한다. 여기에서 바닥 가진면의 변위는 식 3.22와 같이 정의한다.

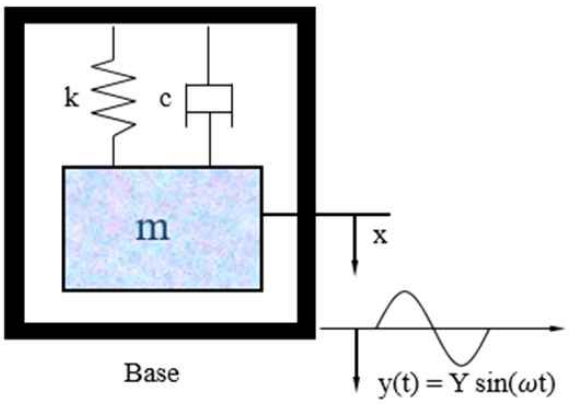


Fig. 3.21 Base excitation system model.

$$y(t) = Y\sin\omega_b t \tag{3.22}$$

where Y : amplitude of base excitation, Hz

ω_b : frequency of base excitation, Hz

그림 3.21과 같은 시스템의 운동방정식은 식 3.23과 같이 표현할 수 있다.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \tag{3.23}$$

where m : mass, kg

c : damping coefficient, Ns/m

k : Spring stiffness, N/m

식 3.22을 식 3.23에 대입하고 정리하면 식 3.24과 같이 정리된다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = cY\omega_b\cos\omega_b t + kY\sin\omega_b t \tag{3.24}$$

식 3.24은 두 개의 조화입력이 있는 스프링-질량-감쇠기 시스템을 나타낸다고 할 수 있다. 해는 운동방정식의 선형성을 이용하여 구한다. 입력을 $cY\omega_b\cos\omega t$라고 가정함으로써 얻은 특수해 $x_p^{(1)}$과, 입력을 $kYsin\omega_b t$라고 가정함으로써 얻은 특수해 $x_p^{(2)}$를 합하면 해가 된다.

식 3.23의 양변을 m으로 나누고 정리하면 식 3.24과 같다. 각고유진동수(Angular natural frequency) ω_n과 감쇠비(Damping ratio) ζ는 식 3.24에서 사용된다.

$$\ddot{x}+2\zeta\omega_n\dot{x}+\omega_n^2 x=2\zeta\omega_n\omega_b\cos\omega_b t+\omega_n^2 Y\sin\omega_b t \tag{3.24}$$

where ω_n : $\sqrt{\frac{k}{m}}$, Hz

ζ : $\frac{c}{2m\omega_n}$

앞에서 언급한대로 식 3.24의 해는 다음의 식 3.25, 26의 특수해를 구하고 이를 합치면 된다. 특수해는 식 3.27, 28과 같다.

$$\ddot{x}+2\zeta\omega_n\dot{x}+\omega_n^2 x=2\zeta\omega_n\omega_b\cos\omega_b t \tag{3.25}$$

$$\ddot{x}+2\zeta\omega_n\dot{x}+\omega_n^2 x=\omega_n^2 Y\sin\omega_b t \tag{3.26}$$

$$x_p^{(1)}=\frac{2\zeta\omega_n\omega_b Y}{\sqrt{\left(\omega_n^2-\omega_b^2\right)^2+\left(2\zeta\omega_n\omega_b\right)^2}}\cos\left(\omega_b t-\theta_1\right) \tag{3.27}$$

$$x_p^{(2)}=\frac{\omega_n^2 Y}{\sqrt{\left(\omega_n^2-\omega_b^2\right)^2+\left(2\zeta\omega_n\omega_b\right)^2}}\sin\left(\omega_b t-\theta_1\right) \tag{3.28}$$

where θ_1 : $\tan^{-1}\frac{2\zeta\omega_n\omega_b}{\omega_n^2-\omega_b^2}$, rad

두 해를 합친 특수해는 식 3.29와 같다.

$$x_p(t)=x_p^{(1)}+x_p^{(2)}=\omega_n Y\left[\frac{\omega_n^2+\left(2\zeta\omega_b\right)^2}{\left(\omega_n^2-\omega_b^2\right)^2+\left(2\zeta\omega_n\omega_b\right)^2}\right]^{\frac{1}{2}}\cos\left(\omega_b t-\theta_1-\theta_2\right) \tag{3.29}$$

where θ_2 : $\tan^{-1}\frac{\omega_n}{2\zeta\omega_b}$, rad

특수해 $x_p(t)$의 진폭을 X라고 한다면 시스템에 입력된 기저 진동의 진폭의 크기 Y에 대한 질량의 진폭의 크기 X의 비를 변위전달률(Displacement transmissibility)라고 할 수 있으며, 변위전달률 μ는 식 3.30과 같이 표현할 수 있다.

$$\mu = \frac{X}{Y} = \left[\frac{1 + \left(2\zeta \frac{\omega_b}{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega_b}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega_b}{\omega_n}\right)^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.30}$$

where r : $\frac{\omega_b}{\omega_n}$

μ : displacement transmissibility

식 3.30에서 $\omega_b = \omega_n$, 즉 가진면의 진동수가 고유진동수와 일치할 때 가진부의 운동이 가장 크게 시스템으로 전달된다고 할 수 있다. 변위 전달률을 통해 고유 진동수를 측정하고, 이때의 동특성을 확인한다.

본 연구에서는 가속도의 비율을 측정하게 되는데 변위 전달률과 가속도전달률은 이론적으로 같다고 할 수 있다. 고무 마운트의 입력 변위와 출력 변위를 각각 미분하여 입력 가속도와 출력 가속도로 변환한 후 가속도 전달률을 계산해보면 변위 전달률과 일치하는 것을 확인할 수 있다.

고유진동수에서의 감쇠비 ζ는 식 3.30에 $r = 1$을 대입하는 것으로 구할 수 있다. 감쇠비는 식 3.31과 같이 정의할 수 있다. 이론상 어떤 감쇠비에서도 주파수비가 1일 때 최대 변위 전달률을 얻을 수 있음을 확인할 수 있다. 그림 3.22은 주파수비에 대한 변위 전달률의 관계를 나타내고 있다.

$$\zeta = \frac{1}{2\sqrt{\mu^2 - 1}} \tag{3.31}$$

where ξ : damping ratio

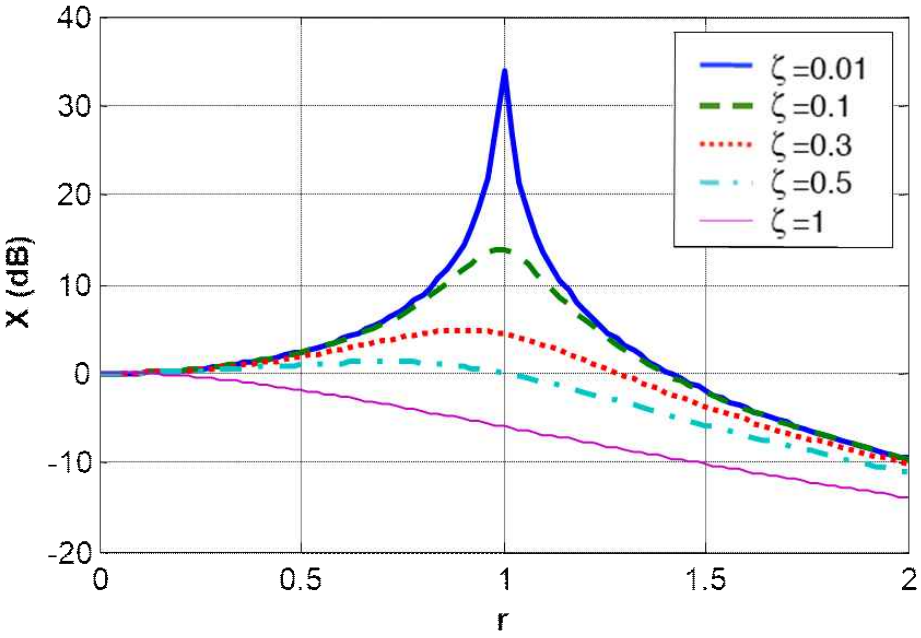


Fig. 3.22 Amplitude and frequency ratio of steady state response for several damping ratios.

이를 이용하여 스프링 상수와 감쇠 계수는 식 3.32와 33을 통해 얻을 수 있다.

$$k = (2\pi f_n)^2 n = \omega_n^2 m \tag{3.32}$$

$$c = 2m\omega_n \zeta \tag{3.33}$$

그림 3.23의 (a)는 시험 장치의 개념도이며 (b)는 실제 방진고무 동특성 시험을 수행하고 있는 그림이다. 가진부와 질량 위에 가속도계를 장착하고 여기에서 얻는 데이터를 얻었다.

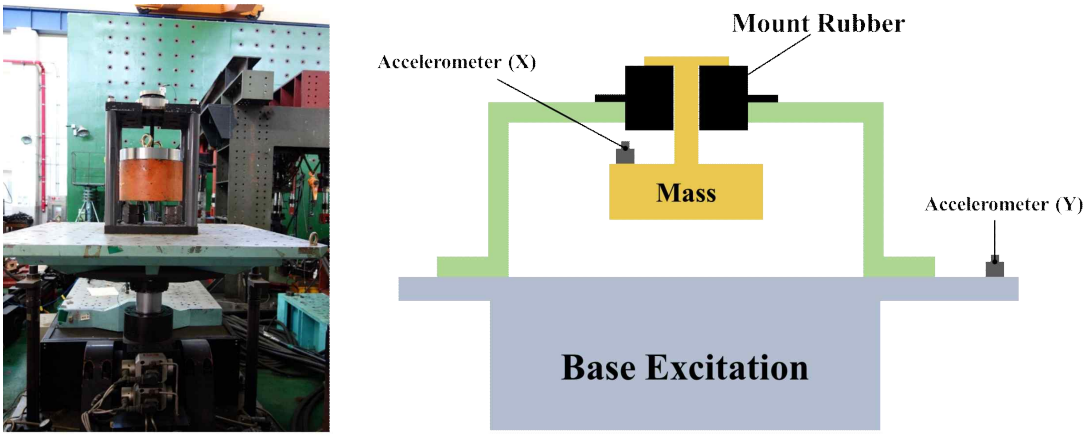


Fig. 3.23 Setup of dynamic characteristics test.

고무 마운트를 시험 프레임 위에 장착하고 트랙터에 장착된 고무 마운트에 인가되는 하중과 같은 무게의 질량을 매달았다. 시험 프레임의 가진면과 고무 마운트면 위에 각각 가속도계를 설치한 후 가진면에서 진동 주파수를 일정하게 증가시키면서(Frequency sweep) 가속도를 측정하였다. 몇 차례의 예비시험 결과 3 Hz부터 30 Hz 사이에서 고유진동수가 나타남을 확인하였고, 이에 제시한 주파수에서 가진을 하였다. 바닥 가진의 예시는 그림 3.24에 그림으로 표현된다.

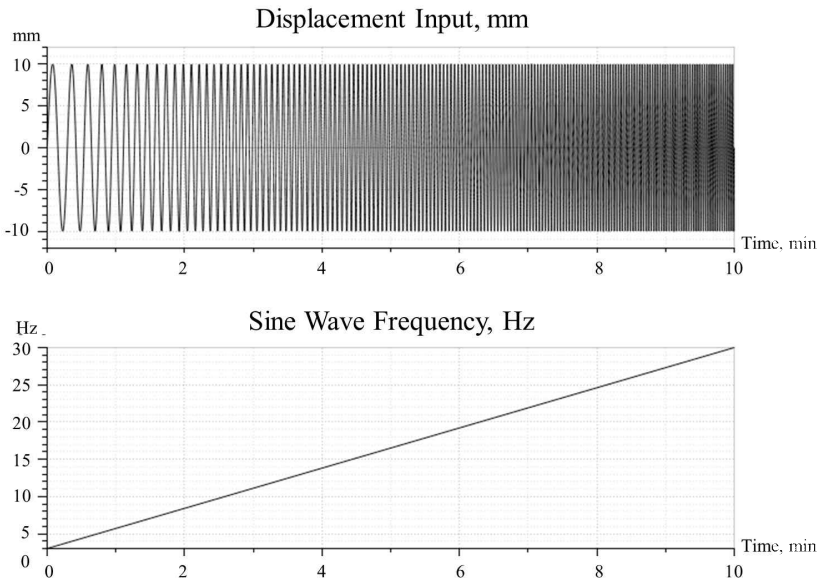


Fig. 3.24 Example of base excitation.

본 연구에서 사용된 가속도계와 신호 분석기의 사양은 표 3.10에 정리하였으며 그림 3.25는 가속도계와 신호 분석기의 사진이다.

Table 3.10 Specification of accelerometer and signal analyzer

Equipment	Model	Specification	
Accelerometers	PCB 333b40	Sensitivity	51.0 (±10%)
		Measurement Range	±98 pk
		Broadband Resolution	0.0005 rms
		Frequency Range	(±5%) 0.5~3000 Hz
Signal Analyzer	B&K 3053-b-120	Input Channels	12
		Frequency Range	0~25.6 kHz

Fig. 3.25 Accelerometer installation and signal analyzer.

가진면의 측정 가속도를 a_{in}, 질량에서의 측정 가속도를 a_{out}라고 하면 변위와 가속도의 관계는 식 3.34, 35와 같이 얻을 수 있다.

$$X = \frac{|a_{out}|}{\omega^2} \tag{3.34}$$

$$Y = \frac{|a_{in}|}{\omega^2} \tag{3.35}$$

where ω : frequency of base excitation, Hz

a_{in} : acceleration at base, m/s^2

a_{out} : acceleration at mass, m/s^2

각 진동수에서 구한 X, Y값을 이용하여 진동수에 대한 변위전달률을 얻을 수 있다. 입력에 해당하는 X와 출력에 해당하는 Y의 관계는 그림 3.26과 같다.

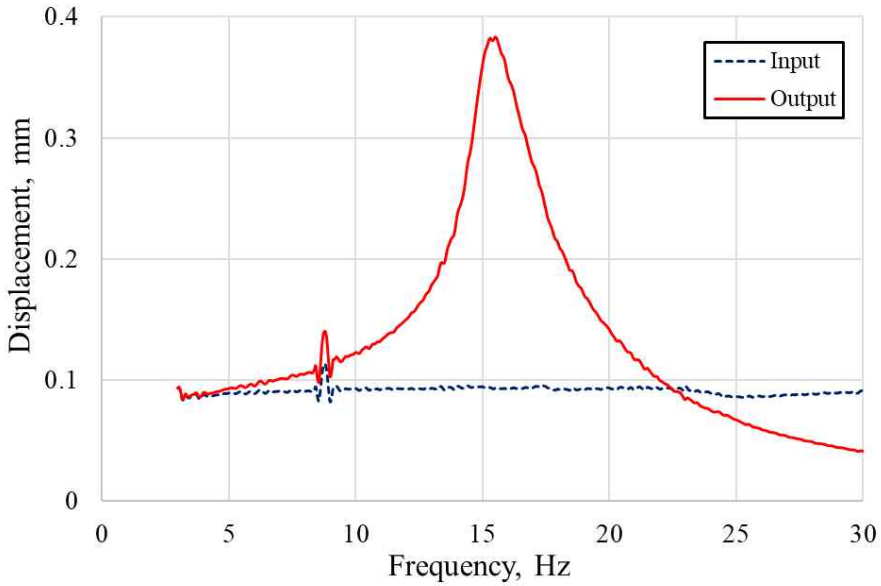


Fig. 3.26 Example of displacement at base and mass.

이 때 변위 전달률이 최대가 되는 지점을 공진점이라고 할 수 있고, 이 고유 진동수의 값을 이용하여 고무의 동특성을 계산하였다. 시험은 전/후방 고무 마운트에 대하여 각각 2회씩 진행하였다.

3.5.4 결과 및 분석

그림 3.27은 전방 고무 마운트의 가진 주파수에 대한 변위 전달률의 그래프이다. 그래프의 유사성을 보았을 때 첫 번째 시험과 두 번째 시험의 오차는 크지 않다고 판단된다. 두 시험의 고유 진동수를 이용하여 동특성을 계산한 결과는 아래의 표 3.11와 같다.

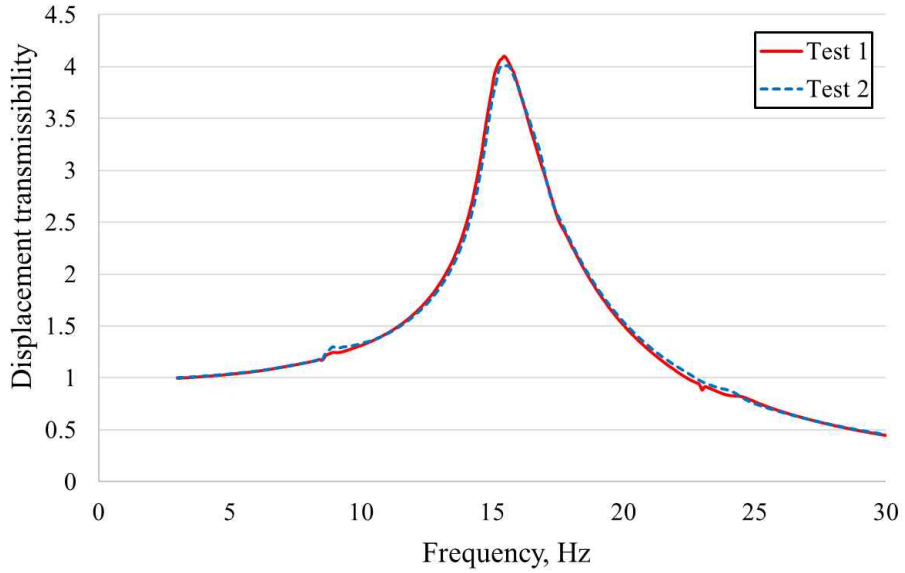


Fig. 3.27 Displacement transmissibility curve of front rubber mount.

Table 3.11 Results of front rubber mount test

	FR Test 1	FR Test 2
Mass, kg	100.1	
Natural Frequency, Hz	15.438	15.438
Displacement Transmissibility (μ)	4.099	4.012
Spring Stiffness (k), N/mm	1247.077	1247.077
Damping Coefficient (c), Ns/mm	3.234	3.309
Damping Ratio (ζ)	0.126	0.129

질량의 경우 전방 고무 마운트에 인가되는 100.1 kg이 적용되었다. 고유 진동수와 변위 전달률은 시험을 통해 얻은 값이며 이를 통해 스프링 상수, 감쇠 계수, 감쇠비를 계산하였다.

그림 3.28은 후방 고무 마운트의 가진 주파수에 대한 변위 전달률의 그래프이다. 전방 고무 마운트와 마찬가지로 두 시험은 거의 유사한 특성을 보이고 있다. 후방 고무 마운트 시험의 고유 진동수를 이용하여 동특성을 계산한 결과는 아래의 표 3.12와 같다.

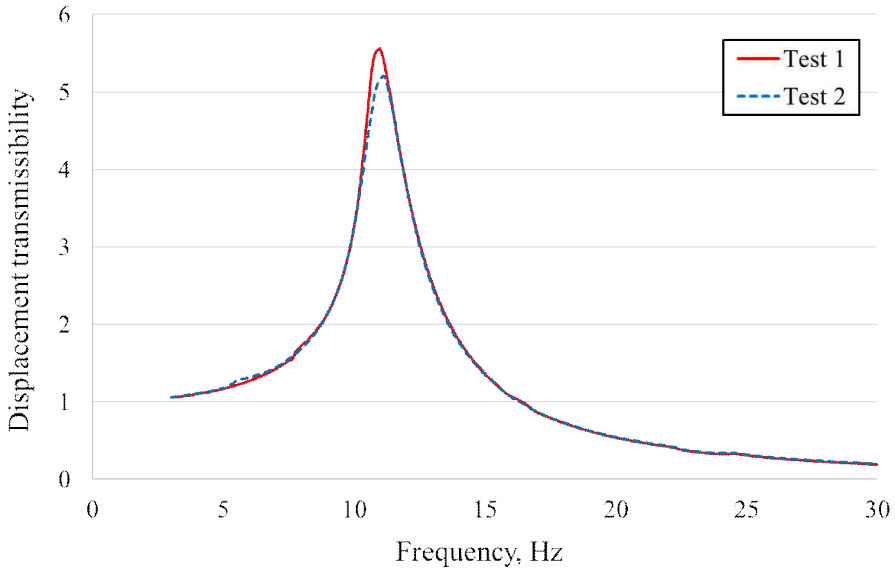


Fig. 3.28 Displacement transmissibility curve of rear rubber mount.

Table 3.12 Results of rear rubber mount test

	RR Test 1	RR Test 2
Mass, kg	174.9	
Natural Frequency, Hz	10.9375	11.125
Displacement Transmissibility (μ)	5.556	5.211
Spring Stiffness (k), N/mm	690.468	714.344
Damping Coefficient (c), Ns/mm	1.838	1.998
Damping Ratio (ζ)	0.091	0.098

시험 결과 전방 고무 마운트의 스프링 상수는 후방 고무 마운트에 비해 77%, 감쇠계수는 71% 큰 값을 가지고 있음을 확인할 수 있었다.

3.5.5 결론

본 연구에서는 트랙터의 승차 진동을 시뮬레이션하기 위한 모델을 구성하는 요소 중 고무 마운트의 동특성인 스프링 상수와 감쇠계수를 측정하였다. KS M 6604 규격에서 제시한 방법에 대한 이론적 배경을 확인하였으며 시험을 통해 그 결과를 확인하였다.

하지만 본 연구는 수직 방향에 대한 동특성만 확인하였다는 것에서 그 한계가 있다. 물론 KS M 6604 규격 역시 수직 방향에 대한 시험만 정의하였을 뿐, 다른 방향에 대한 시험 방법은 제시하지 않고 있다. 추후 연구를 통하여 다른 방향에 대한 고무 마운트의 동특성을 확인할 수 있다면 승차 진동 예측을 위한 시뮬레이션 모델이 좀 더 정확해질 것이다. 또한 병진 방향뿐만 아니라 회전 방향 (Rolling, Yawing, Pitching)에 대한 동특성까지도 얻어야 할 것이다.

마지막으로 고무 마운트의 스프링 상수 및 감쇠계수 값이 캐빈의 거동에 어떠한 영향을 미치는지 확인하고, 고무 마운트의 설계가 타당하였는지에 대한 검토를 진행할 필요가 있다.

3.6 유공압 서스펜션

3.6.1 개요

승차 진동을 저감하기 위하여 트랙터에는 운전자가 탑승하는 캐빈과 샤시 사이에 고무 마운트를 사용되었다. 그러나 고무 마운트는 스프링 상수가 크고 감쇠 계수는 작은 특성을 가지고 있으므로 하중을 지지하기에는 적합하지만 캐빈으로 전달되는 진동을 흡수하기엔 적합하지 않다(Choi et al., 2018). 최근 해외에서 개발되는 대형 트랙터에는 운전자의 승차 진동을 감소시키기 위하여 고무 마운트 대신 캐빈 서스펜션을 설치하는 사례가 증가하고 있다. 최근 한국에서 개발되는 100kW급 대형 트랙터의 최고 주행 속도가 40 km/h까지 도달하므로 고속주행 중 지면에서 발생하는 충격을 저감하기 위하여 캐빈 서스펜션 장착에 대한 요구가 증가하고 있다.

캐빈 서스펜션을 기능적으로 나누어 보면 하중(Weight)을 지지하는 스프링과 속도를 감소시켜 에너지를 소산시키는 댐퍼의 조합으로 이루어져 있다. 스프링은 작동 방식에 따라 기계식, 공압식, 유공압식으로 나누어지며 일반적으로 하중이 작은 시스템에서는 기계식 스프링을 사용하고, 하중이 큰 시스템에서는 공압식 또는 유공압식을 사용한다. 댐퍼는 유압유가 좁은 단면을 통과할 때 발생하는 저항으로 운동에너지를 열에너지로 소산시켜 속도를 감소시키며, 감쇠력 조정 기능과 외부 에너지원 유무에 따라 수동(Passive), 반능동(Semi-active), 능동(Active)으로 구분할 수 있다(Sim et al., 2017). 트랙터

캐빈 서스펜션은 경사진 작업 환경에서 레벨 제어(Level control)가 가능해야 하며, 거친 작업 환경에서 들어오는 부하가 크기 때문에 유공압식 스프링을 사용하는 것이 적합하다(Bauer, 2010). 트랙터는 수행하는 작업의 종류가 다양하고 작업 시에는 저속으로, 이동 시에는 고속으로 주행하기 때문에 다양한 진동이 지면으로부터 들어오므로 상황에 따라 감쇠력을 조정할 수 있는 반능동 댐퍼가 적합하다. 본 연구에서는 트랙터 캐빈용으로 유공압식 반능동 서스펜션을 선정하였고, 서스펜션 단품 시험을 통해 특성을 분석하였다.

대부분의 선행 연구들은 트랙터에 캐빈 서스펜션이 장착된 상태에서 차량의 승차감 향상 및 승차 진동 감소 효과를 분석하였다. 하지만 서스펜션의 단품 시험을 통한 물리적 특성을 분석한 사례는 없다. 유공압식 서스펜션은 유압 시스템의 비선형 특성으로 인하여 전류 조건에 따라 특성이 변화되므로 모델의 정확도를 높이기 위해서는 유공압식 서스펜션의 특성을 정확히 분석하고 이를 바탕으로 모델을 구성할 필요가 있다.

서스펜션 특성 시험 방법은 시험 목적에 따라 다양한 방법이 사용된다. Omar et al.(2017)은 자동차용 능동 서스펜션과 수동 서스펜션의 성능을 동시에 시험할 수 있는 장치를 개발하였다. 시험 장치는 수직으로 고정된 가이드에 서스펜션을 설치하고, 상부에는 상현가 질량을 설치하고 하부에서는 모터를 설치하여 원판 회전운동을 상하 왕복운동으로 변환시키는 방식을 사용하였다.

Konieczny et al.(2013)은 자동차용 반능동 서스펜션의 특성 시험을 위하여 서스펜션의 한쪽 끝을 고정하고 반대쪽은 회전하는 크랭크에 연결하여 왕복 운동하는 시험 장치를 구성하였다. 원판과 크랭크를 사용하는 방식은 입력을 일정한 주파수로 회전시켜도 출력은 기구적인 특성을 반영한 삼각함수로 나오기 때문에 출력의 변위, 속도, 가속도를 변환해야 하는 단점이 있다.

Giliomee and Els(1998)는 서스펜션의 상단을 고정하고 하단에 서스펜션의 변위, 속도, 가속도를 제어할 수 있는 유압 실린더가 설치된 시험기를 개발하였다. 이 시험기를 이용하여 저속 왕복운동으로 스프링 상수를, 고속 왕복운동으로 감쇠계수를 확보할 수 있었다.

위에서 언급한 서스펜션 특성 시험은 주로 승용차, 상용차 등 자동차용 서스펜션을 대상으로 수행되었다. 농업용 트랙터는 자동차와 완전히 다른 노면 조건에서 상대적으로 느린 속도로 주행하기 때문에 자동차용 서스펜션을 트랙터용 캐빈 서스펜션으로 사용할 수 없다. 또한, 자동차용 서스펜션은 바퀴와 차체 사이에 위치하지만, 농업용 트랙터의 캐빈 서스펜션은 트랙터 샤시와 캐빈 사이에 위치하므로 서스펜션의 작동 조건이 달라져 기존 자동차용 서스펜션의 특성 시험 결과를 그대로 적용할 수 없다. 그러므로 트랙터용 캐빈 서스펜션의 특성 시험을 트랙터 작동 조건에 맞게 수행해야 한다. 선

행 연구에서의 원판 또는 크랭크를 사용한 방식보다 더욱 정확하게 하중 조건을 구현하기 위해 본 연구에서는 서보밸브가 장착된 고성능의 가진 시험기를 사용하고자 한다.

본 연구의 목적은 트랙터용 캐빈 서스펜션으로 사용되는 유공압식 반능동 서스펜션을 대상으로 속도와 전류 변화에 따른 특성 시험을 시행하여 서스펜션의 스프링 상수와 감쇠계수를 도출하고, 이를 시뮬레이션 모델에 입력할 수 있도록 힘-변위 선도와 힘-속도 선도를 생성하는 것이다. 시험 장치로는 서보밸브를 사용하여 유압 실린더의 변위와 속도를 제어할 수 있는 가진 시험기를 사용하며, 상현가질량 없이 서스펜션 한쪽을 고정시키고 다른 한쪽을 왕복 운동하는 방식을 사용하였다. 서스펜션의 스프링 상수를 도출하기 위하여 저속 왕복운동 시험을 시행하여 힘-변위 선도를 얻었으며, 감쇠계수를 도출하기 위하여 8개의 속도 조건과 8개의 전류 조건에서 시험하여 각 결과로부터 힘-속도 선도를 얻었다. 특성 시험으로부터 도출된 서스펜션의 스프링 상수와 감쇠계수는 트랙터의 승차진동을 평가하고 제어 알고리즘 개발을 위한 시뮬레이션 모델의 캐빈 서스펜션 특성값으로 사용될 것이다.

3.6.2 서스펜션 특성 이론

스프링-댐퍼 타입 서스펜션은 스프링의 스프링 상수(k)와 댐퍼의 감쇠계수(c)를 사용하여 서스펜션의 특성을 표현할 수 있으며 서스펜션의 반력(F)은 식 3.36과 같이 나타낼 수 있다. 그러나 유공압식 서스펜션은 실린더, 비례 제어 밸브, 어큐뮬레이터를 조합해야만 스프링과 댐퍼 역할을 수행할 수 있으므로 스프링 댐퍼 서스펜션과 같이 개별 부품을 분리하여 특성 시험을 시행할 수 없다. 이러한 이유로 본 연구에서는 실린더, 비례 제어 밸브, 어큐뮬레이터가 조립된 상태의 유공압식 서스펜션에서 스프링 상수와 감쇠계수를 별도로 측정하기 위하여 두 가지 조건으로 나누어 시험을 설계하였다.

$$F = kx + c\dot{x} \tag{3.36}$$

where F : reaction force, N
k : spring constant, N/m
c : damping coefficient, Ns/m
x : displacement, m
$\dot{x}$: velocity, m/s

서스펜션의 스프링 상수만을 측정하기 위해서 감쇠력(Damping force)이 발생하지 않도록 실린더 피스톤을 느린 속도로 움직이며 정적 상태의 반력을 측정하였다. 속도가 매우 작아 무시할 수 있다고 가정하면 서스펜션 반력은 식 3.37과 같이 표현할 수 있다.

$$F = kx \tag{3.36}$$

유공압식 서스펜션에서 감쇠력($c\dot{x}$)이 없다고 가정하면 유압 회로도를 그림 3.29(a)과 같이 표현할 수 있다. 한쪽 방향으로 로드가 연결된 실린더는 헤드 쪽과 로드 쪽의 단면적 차이가 존재한다. 유압 시스템이 정적(Steady) 상태일 때는 내부에 모두 같은 압력이 형성되고, 파스칼의 법칙에 의해 모든 면에 동일한 수직 압력이 작용하기 때문에 실린더의 면적 차이에 의하여 힘이 발생하게 된다. 실린더의 면적은 식 3.37과 같고, 초기 압축력이 F_0이고 실린더가 초기 위치인 x_0에 있을 때 유압 시스템의 압력을 P_0라고 한다면 식 3.38과 같은 관계가 성립한다.

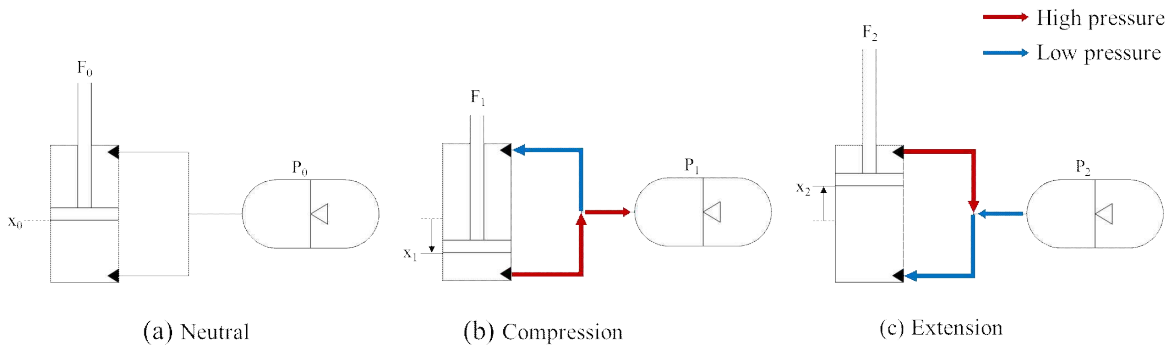


Fig. 3.29 Conceptual diagram of hydraulic oil movement according to cylinder movement direction.

$$X = \frac{|a_{out}|}{\omega^2} \tag{3.34}$$

$$Y = \frac{|a_{in}|}{\omega^2} \tag{3.35}$$

where $\triangle A$: area difference between cylinder head side and rod side, m^2
A_{head} : area of cylinder head side, m^2
A_{rod} : area of cylinder rod side, m^2
D_{head} : diameter of cylinder head side, m
D_{rod} : diameter of cylinder rod side, m
x_0 : initial position of cylinder, m
F_0 : initial compression force, N
P_0 : initial pressure of hydraulic system, N/m^2

서스펜션에 압축 방향의 힘이 작용하면 그림 3.29(b)와 같이 압축(Retraction) 방향으로 실린더가 이동한다. 이 때 실린더 헤드 챔버에서는 작동유가 빠져나와 실린더 로드 챔버로 들어가는데 실린더 로드가 차지하는 부피만큼 작동유가 이동할 공간이 부족하기 때문에 남은 작동유는 어큐뮬레이터로 흘러가게 된다. 어큐뮬레이터에 작동유가 충전되면서 어큐뮬레이터의 가스가 압축되고 유압 시스템의 압력이 증가하여 하중을 지지하는 힘도 증가하게 된다. 이러한 변화는 서스펜션을 누르는 힘과 실린더 내부의 압력과 면적 차이에 의해 지지하는 힘이 평형이 될 때까지 진행된다.

서스펜션에 인장 방향의 힘이 작용하면 그림 3.29(c)와 같이 실린더가 인장(Extension) 방향으로 이동하고 실린더 로드 챔버의 작동유가 빠져나가서 실린더 헤드 챔버로 이동하게 된다. 이 때는 로드의 부피만큼 작동유가 부족하기 때문에 어큐뮬레이터에 충전되어 있는 작동유가 빠져나와서 실린더 헤드 챔버로 이동하게 되고, 어큐뮬레이터의 가스가 팽창되면서 힘이 다시 평형이 될 때까지 유압 시스템의 압력이 감소한 후 정지한다.

그림 3.29의 과정을 힘-변위 관계로 표현하면 그림 3.30과 같은 다양한 결과를 예상할 수 있다. 식 3.36과 같이 이상적인 선형 시스템에서는 그림 3.30(a)과 같은 직선의 기울기를 가지며 이 때의 기울기를 스프링 상수라고 하고 상수 k로 정의할 수 있다. 그러나 유공압식 서스펜션은 공기와 작동유의 압축성에 의해 힘-변위 관계가 그림 3.30(b)과 같이 비선형 특성을 가지며 이 때는 스프링 상수를 상수로 표현할 수 없고 함수 또는 테이블로 표현해야 한다. 실제 서스펜션 시스템에서는 여러가지 마찰 요소에 의하여 피스톤의 움직임을 방해하는 힘이 작용하기 때문에 히스테리시스가 발생한다. 그러므로 서스펜션의 실린더가 압축될 때와 인장될 때 특성 선도가 그림 3.30(c)와 같이 히스테리시스를 포함한 힘-변위 선도로 표현될 수 있다.

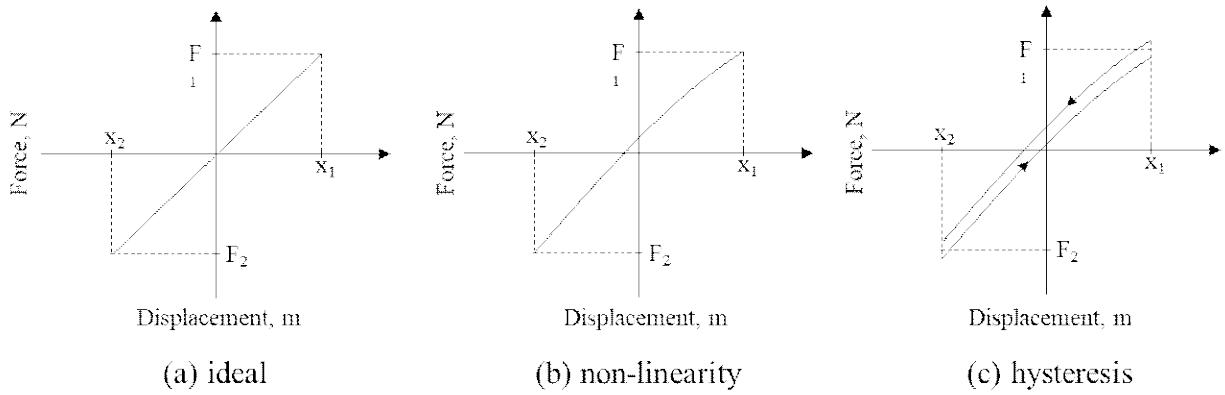


Fig. 3.30 Example of force-displacement relationship according to suspension type.

힘-속도 선도를 이용한 감쇠계수를 구하기 위해서는 서스펜션의 로드를 빠른 속도로 움직여 큰 감쇠력을 발생시켜야 한다. 실린더를 한쪽 방향으로만 움직여 원하는 속도를 가하는 것은 실린더의 행정이 제한되어 있어서 불가능하다. 따라서 정현파 형태의 변위를 가지면서 왕복 운동하는 방법으로 원하는 속도를 구현하였다. 빠른 속도로 움직이는 서스펜션에서는 비례 제어 밸브가 유로 저항으로 작용하여 이동 방향에 있는 챔버에 높은 압력이 생성되고 양쪽 챔버의 압력 차이로 인하여 이동 반대 방향으로 감쇠력이 발생한다. 감쇠력의 크기와 방향은 그림 3.31과 같이 서스펜션의 이동속도와 방향에 따라 결정된다. 그림 3.31에서 (a)와 (c), (b)와 (d)의 차이는 속도 증가에 따른 감쇠력 증가를 표현한 것이다. 속도가 클수록 반력이 크며, 실린더가 압축되는 쪽이 압력이 높게 작용해서 속도 반대 방향으로 힘이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 감쇠력은 동일한 속도로 움직이더라도 비례 제어 밸브의 전류에 따라 크기가 변하며 시험 대상의 서스펜션은 그림 3.32과 같이 입력전류가 작을수록 감쇠력이 증가한다.

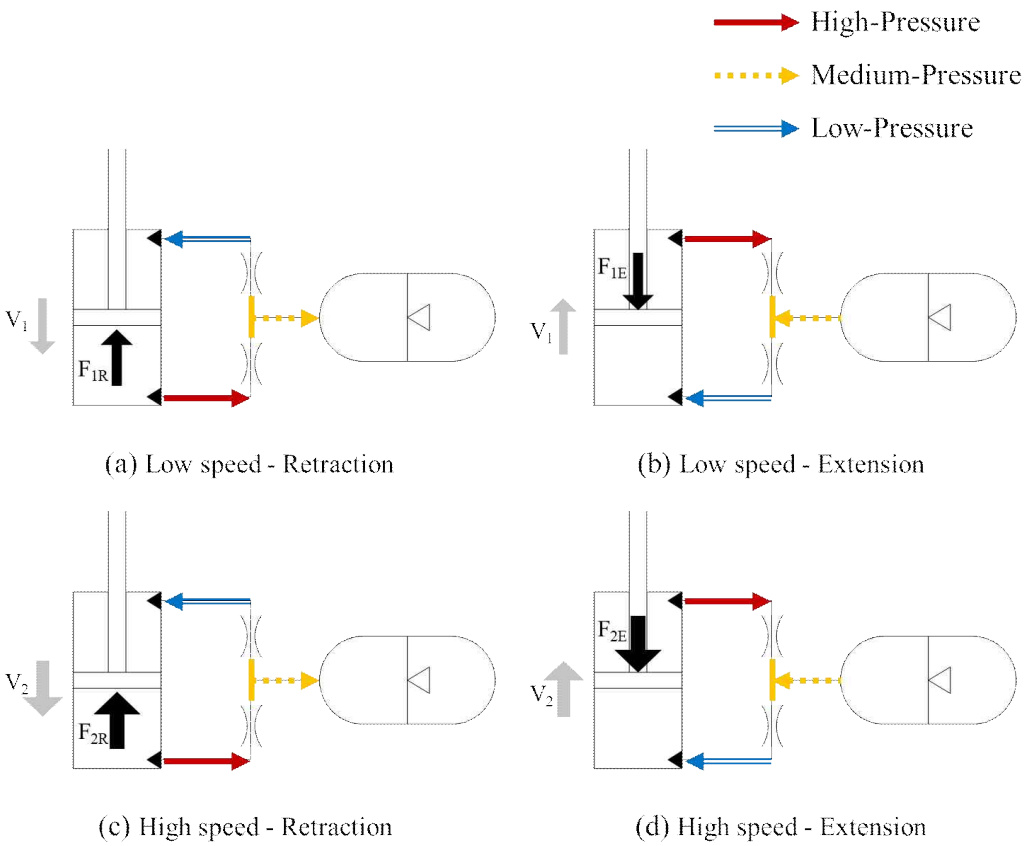


Fig. 3.31 Conceptual diagram of damping force according to velocity change.

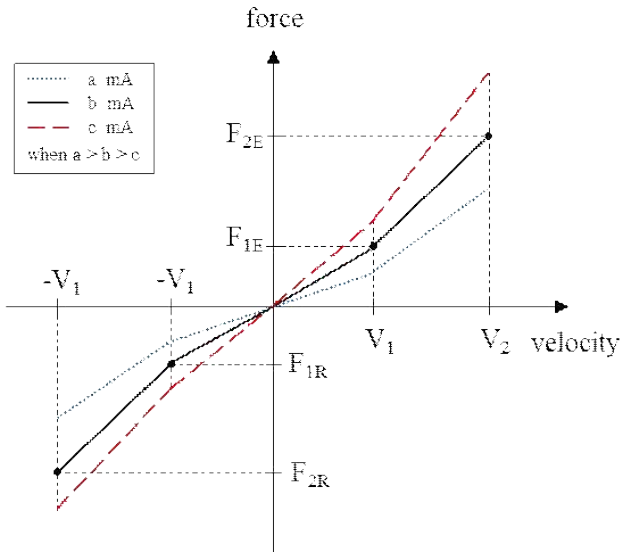


Fig. 3.32 Example of force-velocity characteristic diagram according to test condition.

실린더를 한쪽 방향으로만 움직여서 원하는 속도를 만드는 것은 실린더의 행정이 제한되어 있어서 불가능하기 때문에 정현파 형태의 변위를 가지면서 왕복 운동하는 방법으로 원하는 속도를 구현하였다. 일정한 진폭과 주기를 가지는 정현파의 변위는 식 3.39과 같이 표현할 수 있고, 속도는 식 3.39을 미분하여 식 3.40과 같이 얻을 수 있다. 정현 함수(Sinusoidal function)의 특성에 의하여 변위가 0이 될 때 속도는 최대가 되며, 최대 속도는 식 3.41과 같다. 예를 들어, 진폭이 35 mm일 때 변위가 0인 지점에서 최대속도를 25 mm/s으로 만들기 위한 주파수는 식 3.41에 따라 $25mm/s = 2\pi f \times 35mm$ 이므로 $f = 0.114$ Hz가 된다. 식 3.41을 식 3.36에 대입하면 식 3.42과 같이 최대 힘과 감쇠계수의 관계식을 얻을 수 있다. 변위 파형의 진폭이 일정하면 변위가 0인 지점을 지날 때의 최대 속도를 알 수 있고, 이 때 발생하는 최대 힘을 측정하여 속도로 나누면 감쇠계수를 구할 수 있다.

$$x(t) = A\sin(2\pi ft) \tag{3.39}$$

$$\dot{x}(t) = 2\pi fA\cos(2\pi ft) \tag{3.40}$$

$$\dot{x}_{\max} = 2\pi fA \tag{3.41}$$

$$F_{\max} = c\dot{x}_{\max} = c(2\pi fA) \tag{3.42}$$

where A : amplitude, m
f : frequency, Hz
c : damping coefficient, Ns/m
F_{max} : reaction force at x=0, N

3.6.3 재료 및 시험 방법

서스펜션은 변위에 대한 힘을 발생시키는 스프링과 속도에 대한 감쇠력을 발생시키는 댐퍼로 구성되며, 스프링의 종류와 댐퍼의 제어 가능 여부에 따라 타입을 분류할 수 있다. 본 연구에서 사용한 서스펜션의 타입은 유공압식 반능동 서스펜션으로 그림 3.33과 같이 실린더, 비례 제어 밸브, 어큐뮬레이터 등으로 구성되어 있다.

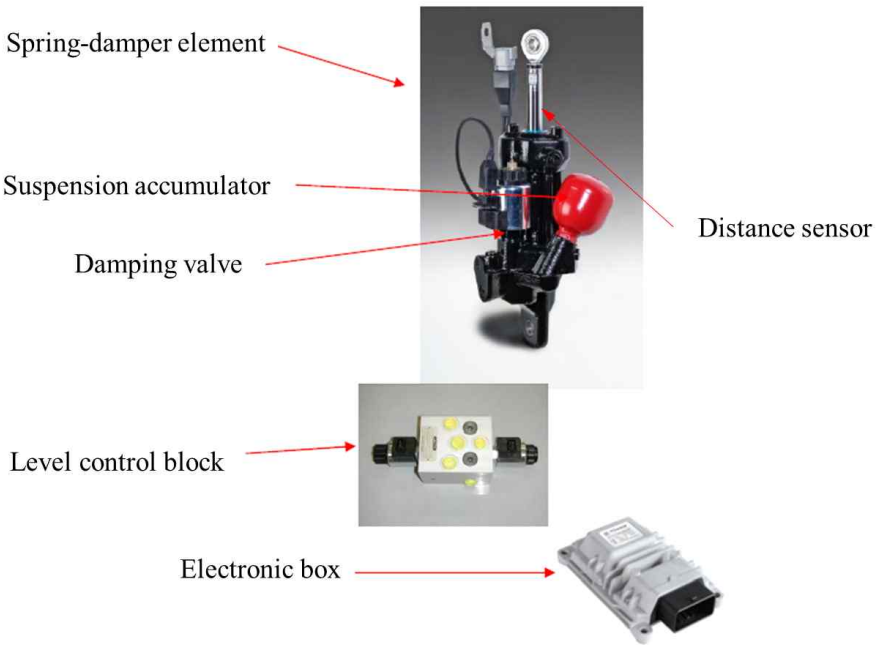


Fig. 3.33 Components for cabin suspension.

서스펜션 구성 요소 및 주요 제원은 각각 그림 3.34, 표 3.13와 같다. 어큐뮬레이터의 가스충전압력에 따라 스프링 상수가 변화되고, 비례 제어 밸브의 열림량에 따라 감쇠계수가 변화된다.

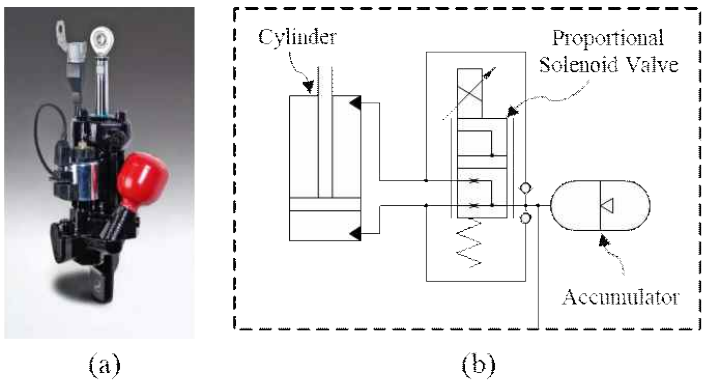


Fig. 3.34 Information of hydro-pneumatic semi-active suspension (a) figuration (b) hydraulic circuit diagram.

Table 3.13 Specification of hydro-pneumatic semi-active suspension

	Specification
Operating Pressure	210 bar
Working Load Range	150 – 300 kg
Type of Fluid	Mineral Oil (HL, HLP)
Supply Voltage	12 VDC
Maximum Current	1.8A, 100% duty cycle at max 50℃
Proportional Valve Type	Normal Closed

서스펜션 시험 장비는 그림 3.35과 같이 구성한다. 서스펜션의 변위와 속도를 제어하기 위해 가진 시험기를 사용할 예정이며 서스펜션의 시험 조건을 제어하기 위하여 컨트롤러, 밸브 제어기, 레벨링 블록, 유압 파워팩, 12V 전원을 사용한다.

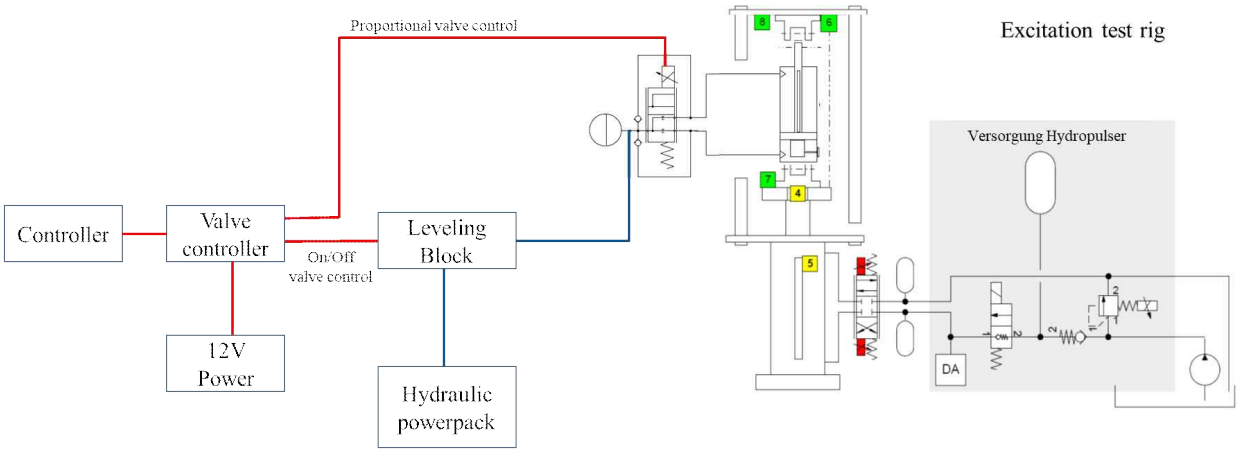


Fig. 3.35 Cabin suspension characteristic test rig.

서스펜션을 구성하는 요소 중 어큐뮬레이터의 사양은 서스펜션의 스프링 상수에 큰 영향을 준다. 서스펜션 제조회사에서는 어큐뮬레이터 용량 160 cc와 가스 충전 압력 40 bar에서 사용할 것을 권장하고 있지만, 두 가지 변수가 변화하였을 때 서스펜션의 성능을 확인하는 것은 본 연구 과정에서 필요하다고 판단하였다. 따라서 어큐뮬레이터의 용량과 가스충전압력이 서스펜션에 어떠한 영향을 미치는지 확인하기 위해 서로 다른 시험 조건을 설정하였다. 어큐뮬레이터의 용량은 75, 160 cc 조건에서 시험을 수행하였으며, 가스 충전 압력은 30, 40, 50 bar의 세 가지 조건에서 시험을 수행하였다.

서스펜션 특성 시험을 수행할 수 있도록 MTS의 가진 시험기를 사용하여 시험 환경을 구성하였다. 가진 시험기의 사양은 표 3.14와 같고 가진 시험기에 시험용 서스펜션을 설치한 모습은 그림 3.36과 같다. 가진 시험기는 변위 제어와 힘 제어가 모두 가능하며 최대 100 kN까지 생성할 수 있다.

Table 3.14 Specification of test equipment

	Specification
Model	810 material testing system
Maker	MTS
Maximum force capacity	100 kN
Vertical test space	1308 mm
Stiffness	2.6 x 10^8 N/m
Weight	500 kg

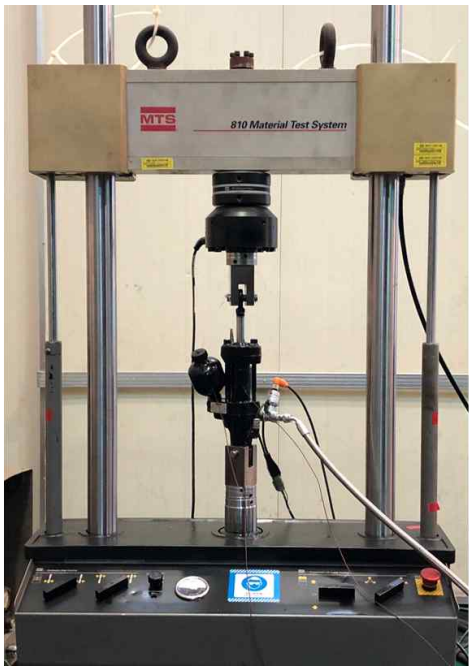
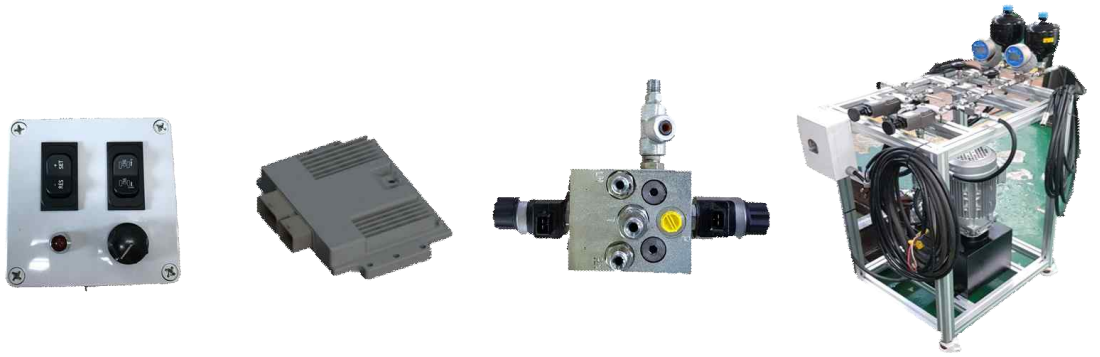


Fig. 3.36 Installation of suspension characteristic test equipment.

컨트롤러는 그림 3.37(a)과 같으며 레벨링 블록의 On/Off 제어와 비례 제어 밸브의 공급 전류를 제어한다. 컨트롤러에서 입력된 제어 명령은 그림 3.37(b)과 같은 밸브 제어기로 전달되어 밸브를 제어하는 전류를 생성한다. 레벨링 블록은 그림 3.37(c)과 같으며, On/Off 제어 전류를 사용하고 서스펜션에 장착된 비례 제어 밸브는 펄스 폭 변조(Pulse width modulation, PWM) 제어 전류를 사용한다. 서스펜션의 압력 충전 및 높이 조절을 위하여 그림 3.37(d)와 같은 유압 파워팩을 사용하며 공급 압력을 제어할 수 있도록 한다.



(a) Controller (b) Valve controller (c) Leveling block (d) Hydraulic powerpack

Fig. 3.37 Figuration of suspension characteristics test equipment components.

힘-변위 선도 시험을 위해서는 감쇠력을 무시할 수 있도록 느린 속도로 구동해야 한다. Yin et al.(2012)는 공압 서스펜션의 스프링 상수를 도출하기 위하여 20 mm의 작동 행정, 0.5 Hz의 작동 주파수 조건에서 시험을 수행하였으며, Alonso et al.(2010) 역시 공압 서스펜션을 대상으로 0.1 Hz의 작동 주파수 조건에서 시험을 수행하여 스프링 상수를 얻었다. 또한 Giliomee et al.(1998)은 유공압 서스펜션의 스프링 상수를 시험하면서 0.01 m/s의 속도 조건을 사용하였다. 본 연구에서는 작동 행정 ±35 mm, 작동 주파수 0.01 Hz의 정현파를 변위 입력으로 사용하였다. 기존 연구들에 비해 훨씬 작은 주파수 혹은 작은 속도 조건에서 시험을 수행하였기 때문에 감쇠력이 발생하지 않았을 것으로 판단하였다.

힘-속도 선도의 시험은 서스펜션의 비례 제어 밸브의 열림량과 서스펜션 구동 속도를 독립적으로 바꾸며 시험하여야 전 구간의 특성을 구할 수 있다. 본 연구에서는 밸브 입력전류를 비례 제어 밸브 열림량 0~100% 구간 중 8개 조건을 선정하고 작동 속도는 8개 조건을 선정하여 총 64개의 시험 조건을 생성하였다. 표 3.15는 본 연구에서 사용한 전류 조건이며 표 3.16은 속도(주파수) 조건이다.

Table 3.15 Current condition of test for force-velocity curve

No.	Command, %	Current, mA
1	0	280
2	20	360
3	30	540
4	40	720
5	50	900
6	60	1,080
7	75	1,350
8	100	1,580

Table 3.16 Velocity condition of test for force-velocity curve

No.	Velocity (m/s)	Frequency (Hz)
1	0.025	0.114
2	0.050	0.227
3	0.075	0.341
4	0.100	0.455
5	0.125	0.571
6	0.150	0.682
7	0.175	0.796
8	0.200	0.909

3.6.4 결과 및 분석

어큐뮬레이터에 따른 결과를 분석하였을 때 서스펜션 제조 회사에서 제공하는 사양으로 시험했을 때 문헌 연구에서 확인하였던 서스펜션 사양에 부합하였다. 어큐뮬레이터의 용량이 작아질 경우 힘-변위 선도가 비선형적으로 변하였으며, 질소의 압력의 변화에 따른 특성 변화는 크지 않았다. 따라서 어큐뮬레이터 조건은 160 cc, 40 bar 조건에 한하여 분석하였다. 어큐뮬레이터의 다른 시험 조건에서의 힘-변위 선도 결과는 Appendix B에 정리하였다.

힘-변위 선도 시험의 결과는 그림 3.38과 같다. 5회 이상 반복 시험을 수행하였을 때 결과 그래프가 동일한 궤적을 그리는 것을 확인할 수 있었다. 서스펜션이 인장될 때와 압축될 때의 측정값이 다른 이유는 내부 마찰과 유체 점성 등에 의해 움직이는 반대 방향으로 저항력이 발생하기 때문이다. 이러한 현상을 히스테리시스라고 하며, 변위가 0인 지점에서 위 & 아래 곡선의 차이를 측정하였을 때 히스테리시스의 크기는 224.2 N 이었다. 시험 결과로부터 힘과 변위의 관계는 두 곡선의 평균 추세선인 식 3.43과 같이 구하였다. 기울기 5.608은 스프링 상수를, 상수 −1,652.7은 변위가 0일 때 어큐뮬레이터의 충전 압력에 의해 작용하고 있는 초기 압축력(F_0)을 의미한다. 여기서 + 부호는 인장 방향의 힘을 의미하며 - 부호는 압축 방향의 힘을 의미한다.

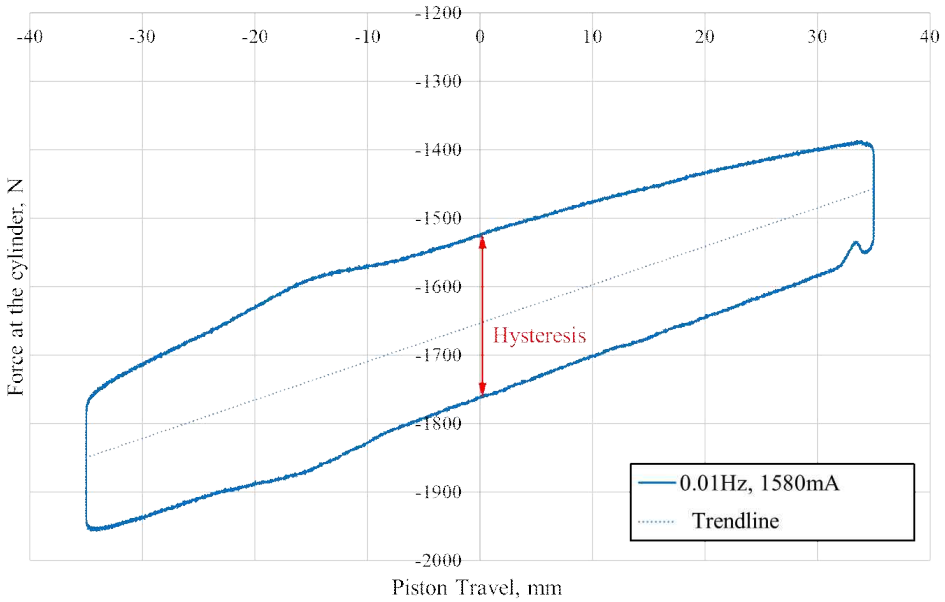


Fig. 3.38 Force-displacement curve from test results.

$$F = 5.608x - 1652.7 \tag{3.43}$$

각 전류 조건에서의 힘-속도 선도는 그림 3.39부터 그림 3.46까지의 결과로부터 얻을 수 있었다. 시험에 사용한 서스펜션의 비례 제어 밸브는 상시 폐쇠형(Normal closed) 타입이므로 인가 전류가 작을수록 열림량이 감소하고 클수록 열림량이 증가한다. 인가 전류가 1580 mA부터 290 mA로 감소할수록 밸브 열림량은 감소하고, 그에 따라 감쇠력이 증가하여 그래프의 y절편의 차이가 점점 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

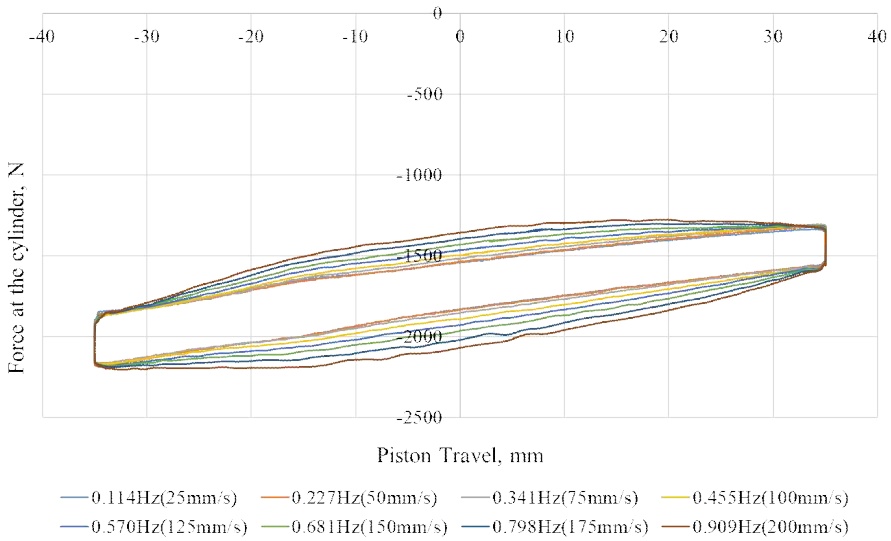


Fig. 3.39 Force-velocity results from test
when applied valve current was 1580mA (command 100%).

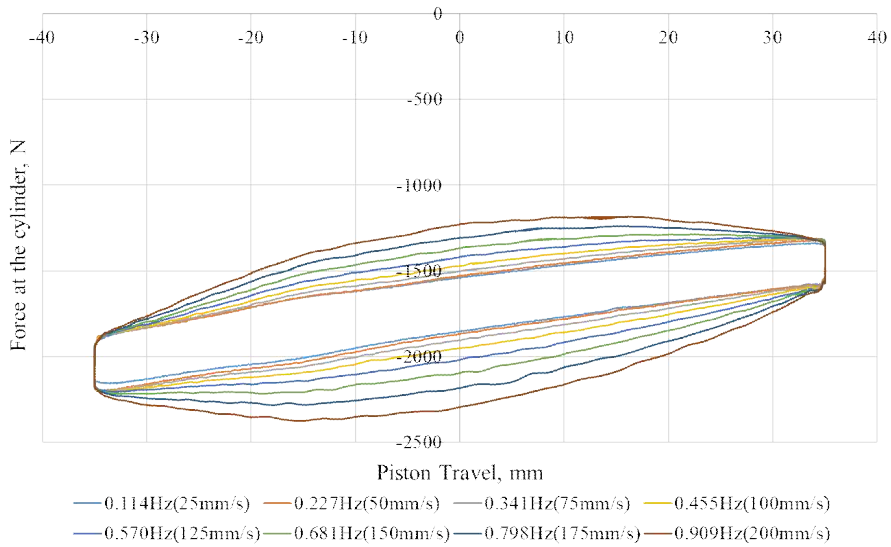


Fig. 3.40 Force-velocity results from test
when applied valve current was 1350mA (command 75%).

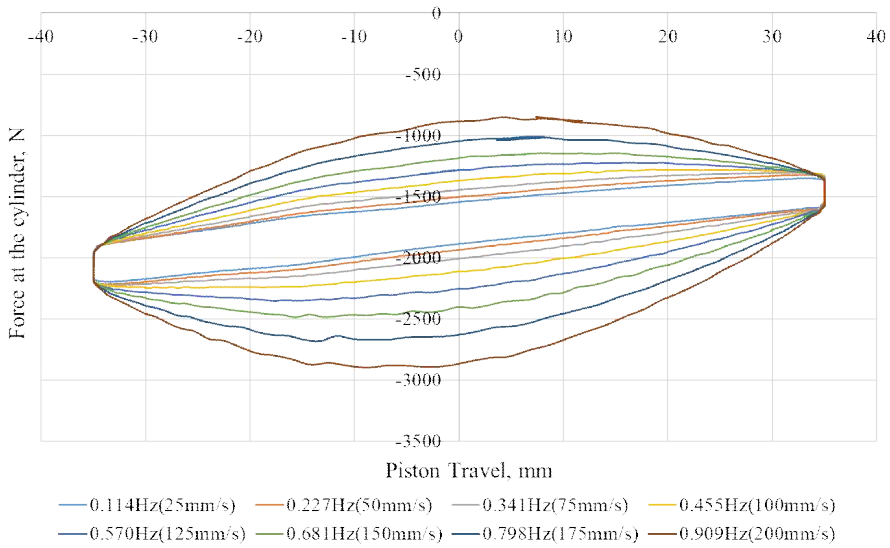


Fig. 3.41 Force-velocity results from test when applied valve current was 1080mA (command 60%).

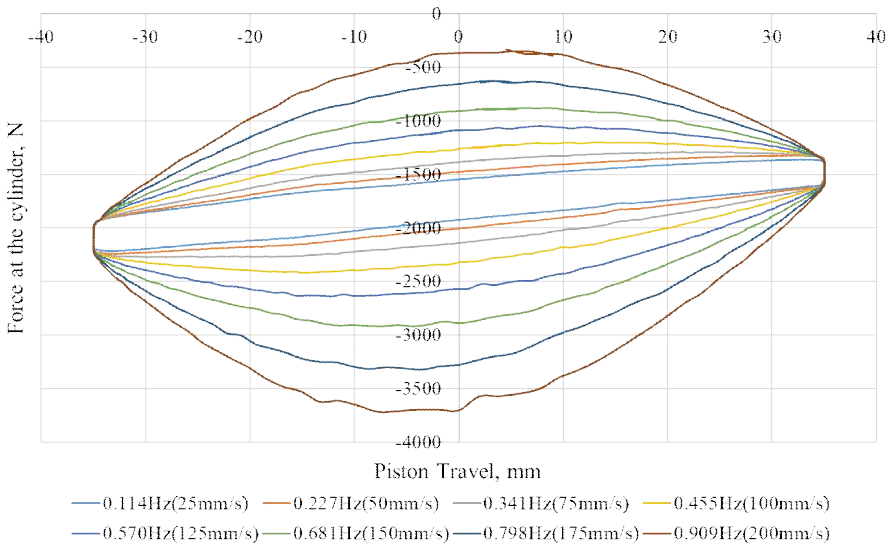


Fig. 3.42 Force-velocity results from test when applied valve current was 900mA (command 50%).

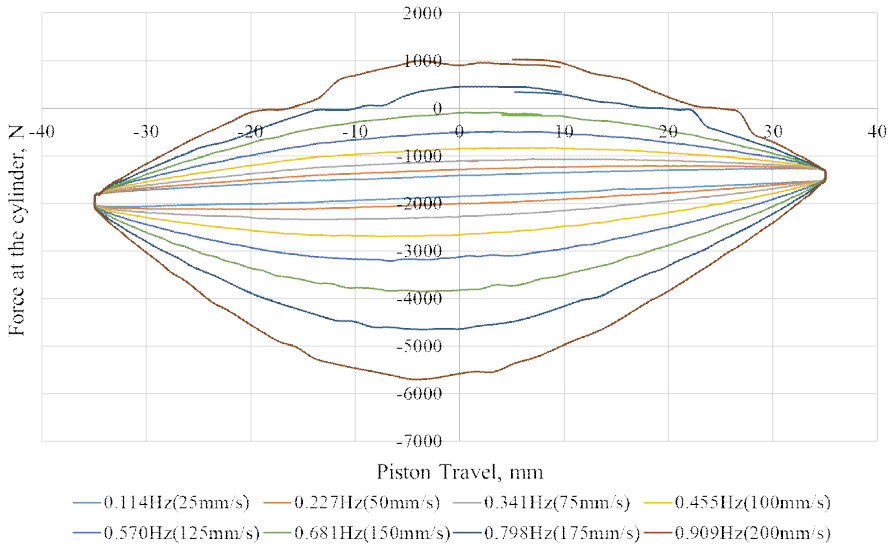


Fig. 3.43 Force-velocity results from test when applied valve current was 720mA (command 40%).

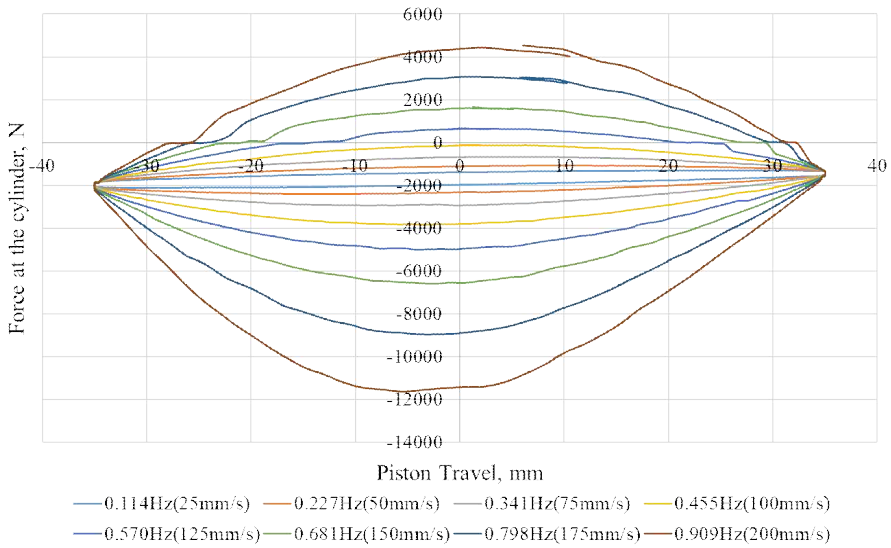


Fig. 3.44 Force-velocity results from test when applied valve current was 540mA (command 30%).

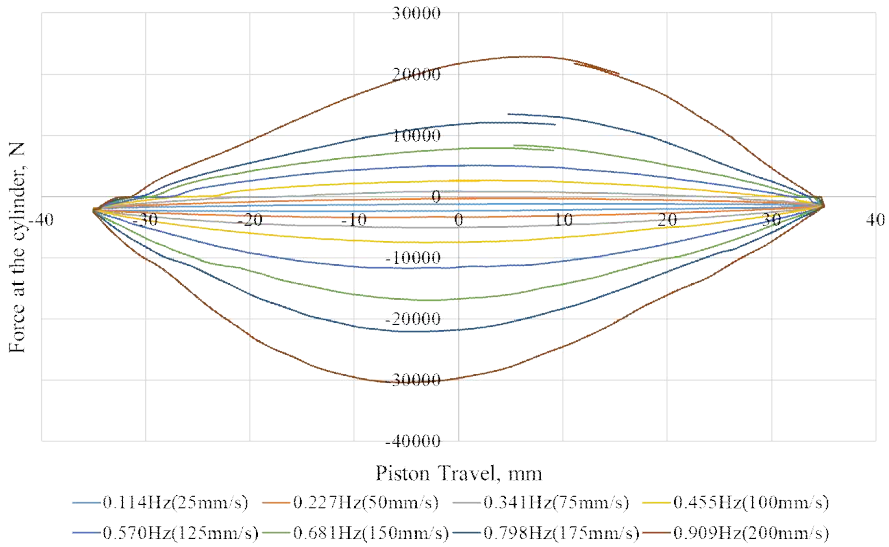


Fig. 3.45 Force-velocity results from test
when applied valve current was 360mA (command 20%).

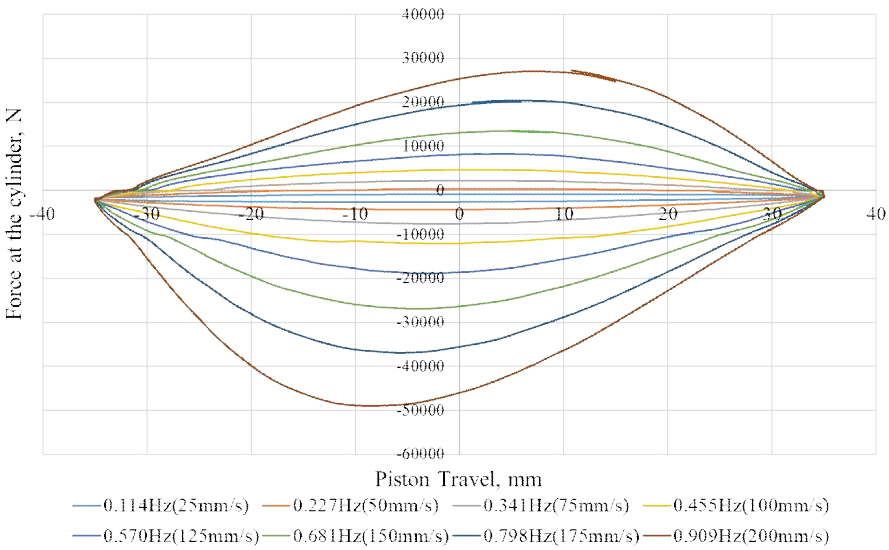


Fig. 3.46 Force-velocity results from test
when applied valve current was 280mA (command 0%).

그림 3.47은 입력전류 540mA의 시험결과로부터 힘-속도 선도를 결정하는 방법을 나타낸 그림이다. 먼저 초기압축력에 의해 - 방향으로 오프셋 되어있는 y축 편차를 원점으로 보정하고, 힘-변위 시험 결과에서 변위 x가 0일 때의 y절편 값을 힘-속도 좌표평

면에 이동시켰다. 각 포인트를 연결한 그래프는 3사분면에서 원점을 통과하여 1사분면으로 증가하는 형태의 비선형 커브를 가진다. 각 시험 조건에 대하여 그림 3.47과 같은 작업을 수행하여 y절편 값을 추출하여 표 3.17와 같은 결과를 얻었다. 표 3.17를 힘-속도 평면에서 그려서 그림 3.48과 같이 서스펜션의 감쇠력 특성을 보여주는 힘-속도 선도를 얻었다.

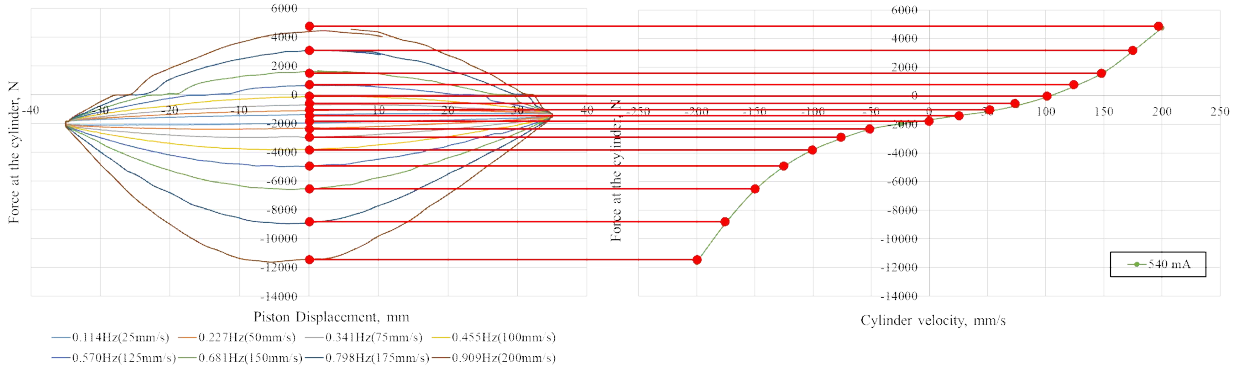


Fig. 3.47 Schematic of method for plotting a force-velocity diagram.

Table 3.17 Result of damping force for current-velocity

Unit: N

Velocity, m/s	1580mA	1350mA	1080mA	900mA	720mA	540mA	360mA	290mA
-0.2	-2,067.6	-2,275.1	-2,863.4	-3,575.6	-5,579.3	-11,638	-29,577	-46,353
-0.175	-2,018.7	-2,183.8	-2,629.3	-3,271.8	-4,602.7	-8,889.4	-21,779	-35,476
-0.15	-1,969	-2,095.6	-2,460.2	-2,882.4	-3,819.6	-6,602.2	-17,217	-26,814
-0.125	-1,929.4	-2,030.8	-2,251.8	-2,571.8	-3,211.7	-4,946.6	-11,412	-18,680
-0.1	-1,891.5	-1,951	-2,118.7	-2,318.9	-2,666.7	-3,777	-7,485.8	-11,927
-0.075	-1,854.2	-1,904.4	-2,007.7	-2,137.9	-2,271.9	-2,967.6	-4,989.8	-7,638.4
-0.05	-1,834.1	-1,867	-1,935.1	-2,005.3	-2,001	-2,311.9	-3,297.2	-4,401.2
-0.025	-1,844.9	-1,852.4	-1,885.8	-1,923.4	-1,852.7	-1,967.9	-2,338.3	-2,560.7
0	-1,709.4	-1,720.3	-1,737	-1,756.6	-1,649.7	-1,684.7	-1,760.2	-1,668
0.025	-1,540.6	-1,538.6	-1,542.9	-1,542.7	-1,419.7	-1,382.4	-1,203.4	-871.6
0.05	-1,543.9	-1,524.7	-1,497.5	-1,478.9	-1,297.6	-1,108.2	-345.3	404.3
0.075	-1,517.5	-1,501.7	-1,449.2	-1,380.4	-1,112.7	-690.8	794.7	2,280.7
0.1	-1,495.4	-1,466.9	-1,371.3	-1,261	-877.9	-108.3	2,656.9	4,743.9
0.125	-1,460.6	-1,408.2	-1,295.7	-1,086.4	-515.5	675.1	5,106	8,172
0.15	-1,429.7	-1,366.2	-1,184.5	-907.4	-161.7	1,639.2	8,564.4	13,196.7
0.175	-1,391.6	-1,293.6	-1,046.2	-663.1	357	3,127.5	14,242.6	19,681.3
0.2	-1,352.7	-1,246.1	-893.3	-354.6	1,076.2	4,755	21,190.3	25,859.1

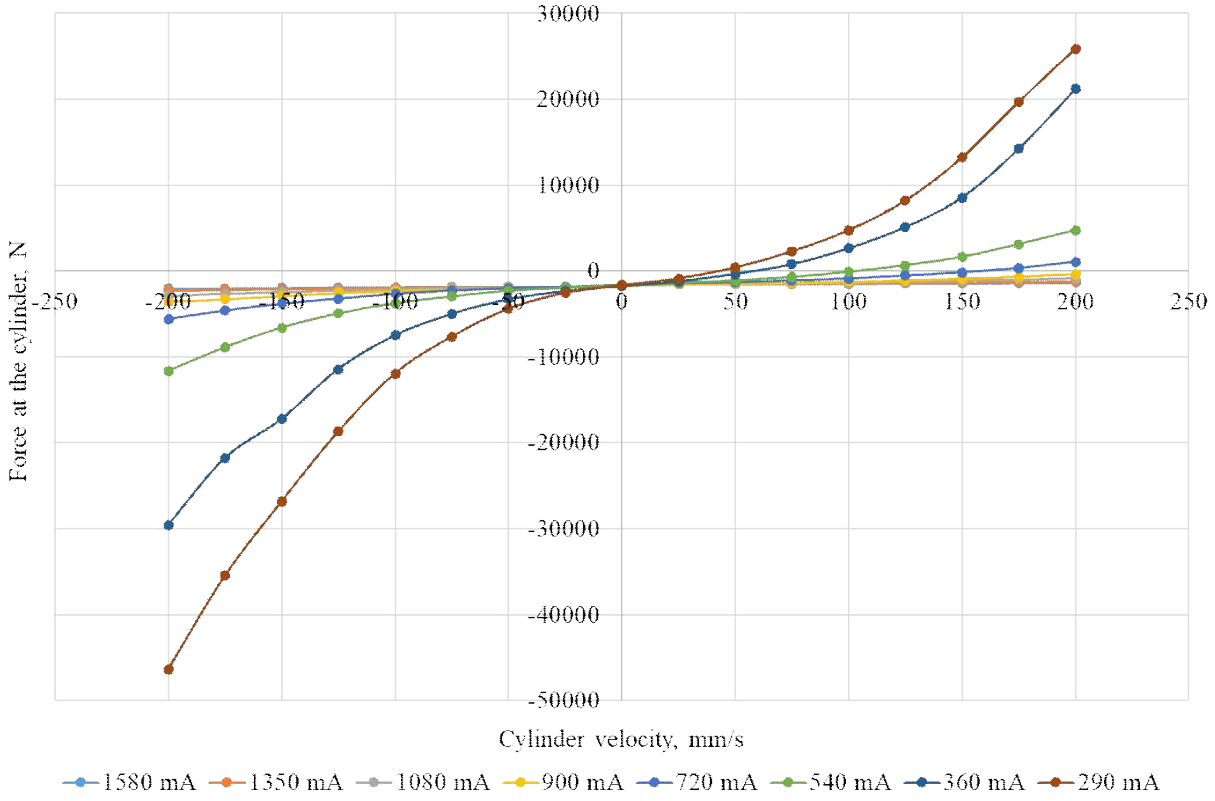


Fig. 3.48 Force-velocity curve according to applied valve current change.

그림 3.48에서 확인할 수 있듯이, 속도가 증가할수록 반력의 크기가 증가하며 기울기는 비선형적이었다. 또한 비례 제어 밸브의 인가 전류에 대해서도 비선형적인 특성 변화를 보였고 전류가 360mA ~ 720mA 구간에서 반력이 크게 변화하였으며 360mA이하와 720mA 이상에서는 상대적으로 반력 변화가 적은 것을 확인할 수 있었다. 감쇠계수의 단위는 Ns/m이므로 힘을 속도로 나누어 표 3.18와 같이 전류와 속도에 대한 감쇠계수를 얻었다.

Table 3.18 Result of damping efficient for current-velocity

(Unit: Ns/m)

Velocity, m/s	1580mA	1350mA	1080mA	900mA	720mA	540mA	360mA	290mA
-0.2	1,791	2,773.9	5,632.0	9,094.8	19,647.9	49,766.9	139,086	223,423
-0.175	1,767.6	2,648.3	5,098.8	8,658.2	16,874.0	41,169.7	114,395	193,188
-0.15	1,730.4	2,502.2	4,821.6	7,505.2	14,465.9	32,783.1	103,042	167,640
-0.125	1,760.4	2,484.2	4,118.2	6,521.5	12,495.6	26,094.8	77,212.1	136,097
-0.1	1,820.9	2,307.1	3,816.8	5,622.7	10,170.2	20,922.7	57,256	102,587
-0.075	1,930.2	2,454.8	3,609.5	5,084.1	8,296.6	17,104.9	43,060.8	79,604.7
-0.05	2,494.2	2,933.8	3,962.5	4,973.1	7,026.3	12,544.3	30,740.5	54,663.4
-0.025	5,418.8	5,285.7	5,952.9	6,674	8,119.6	11,326.9	23,124.9	35,708.7
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.025	6,750.9	7,267.2	7,764.9	8,558	9,201.4	12,093.3	22,273	31,855.6
0.05	3,310.3	3,912.7	4,789.2	5,553.7	7,041.1	11,529.2	28,297.2	41,445.5
0.075	2,559.1	2,914.8	3,837.4	5,015.4	7,160.3	13,252.6	34,064.7	52,649.4
0.1	2,139.9	2,534.3	3,656.6	4,956.1	7,718.3	15,764.3	44,170.7	64,119.1
0.125	1,990.6	2,496.4	3,530.3	5,361.5	9,073.3	18,878.6	54,929.6	78,719.7
0.15	1,864.6	2,360.9	3,683.1	5,661.3	9,920.1	22,159.3	68,830.9	99,098.3
0.175	1,816.1	2,438.6	3,947.6	6,248.4	11,467.1	27,498.5	91,444.3	121,996
0.2	1,783.6	2,370.9	4,218.6	7,009.9	13,629.5	32,198.3	114,752	137,635

3.6.5 결론

본 연구는 유공압식 반능동 서스펜션을 대상으로 속도와 전류 변화에 따른 특성 시험을 수행하여 서스펜션의 스프링 상수와 감쇠계수를 도출하고, 이를 제어 알고리즘 개발을 위한 시뮬레이션 모델에 입력할 수 있도록 힘-변위 커브와 힘-속도 커브를 생성하는 것을 목적으로 하였다. 유공압 반능동 서스펜션은 어큐뮬레이터의 특성(질소 압력, 용량)에 의해 결정되는 기존의 유압식 스프링과 서스펜션 내부의 유량에 의해 결정되는 반능동 댐퍼 기술을 활용하여 구축된 형태이다. 본 연구에 사용된 시험장치로는 유압 실린더의 변위와 속도를 제어할 수 있는 가진 시험기를 사용하였으며, 서스펜션 한쪽을 고정시키고 다른 한쪽을 왕복 운동하였다. 시험은 8개의 속도 조건과 8개의 전류 조건 하에서 수행하였다.

유공압 서스펜션의 스프링 상수를 측정하기 위해서는, 피스톤을 느린 속도로 세팅하여 시험을 수행하여야 감쇠력이 발생하지 않게 되어 정확한 스프링 상수를 측정할 수 있다. 변위에 따른 반력을 측정하고 이를 통해 스프링 상수를 구하였다. 또한 유공압 서스펜션의 감쇠계수를 구하기 위해서는, 서스펜션을 빠른 속도로 움직여 큰 감쇠력을 발생시켜야 한다. 변위가 0인 지점에서의 반력을 측정하고 이를 통해 감쇠계수를 구하였다.

유공압식 반능동 서스펜션은 스프링 상수를 변경할 수는 없지만, 지형이나 운전자의 요구에 맞게 감쇠계수를 변경할 수 있는 동적 특성을 가지고 있다. 본 연구는 이러한 서스펜션의 물리적 특성을 정확하게 확보할 수 있는 시험 방법을 정립하였다는데 그 의의가 있다.

제 4 장 캐빈 서스펜션 트랙터 시뮬레이션 모델 개발

4.1 개요

본 연구에서는 시뮬레이션의 정확도를 높이기 위하여 동역학 시뮬레이션 모델의 질량 행렬, 강성 행렬 및 감쇠 행렬을 구성하는 물리적 특성인 모든 질량요소, 강성요소 및 감쇠요소를 시험을 통해 결정하였다. 측정된 요소들의 물리적 특성을 이용하여 트랙터의 승차 진동을 정확히 예측할 수 있는 다물체 동역학 시뮬레이션 모델을 개발하고자 한다. 또한, 트랙터 시뮬레이션 모델을 집중질량계(Lumped mass system)로 모델링하였는데, 이는 발생할 수 있는 오차를 최소화하기 위함이다. 트랙터 승차진동 시험 결과를 이용하여 시뮬레이션 모델의 검증을 수행하였으며, 검증된 모델을 이용하여 캐빈 서스펜션의 제어 변수를 변경하면서 다양한 주행 조건별로 승차 진동을 최소화할 수 있는 제어 변수의 최적값을 도출하였다. 여기서 개발된 트랙터 시뮬레이션 모델은 트랙터 캐빈 서스펜션의 제어 알고리즘을 개발할 때 트랙터 모델로 활용될 수 있을 것이다.

4.2 시뮬레이션 모델 개발

본 연구에서는 상용 소프트웨어 Ansysmotion(Ansys 2022)을 이용하여 트랙터 승차 진동 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 시뮬레이션 모델은 캐빈, 샤시, 타이어, 가진 바닥(Base excitation) 등 총 10개의 바디(Body)와 기구학적 구속 조건을 정의하는 8개의 조인트(Joint)로 구성하였다. 그림 4.1과 표 4.1는 각 바디의 정보를 정리한 것이다. 모델의 간소화를 위해 트랙터를 8개의 자유도를 가지는 강체 바디로 구성하였다. 각 타이어의 수직 방향(z-axis) 4개, 샤시와 캐빈의 수직 방향(z-axis) 및 피치 방향(y-axis) 각각 2개로 총 8개를 제외한 나머지 방향의 자유도는 강성요소를 이용하여 구속하였다. 강성요소로 구속된 자유도는 본 연구의 연구 목적인 캐빈과 샤시의 수직 및 피치 방향 진동에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 판단하였다(Caputo et al.(2003)).

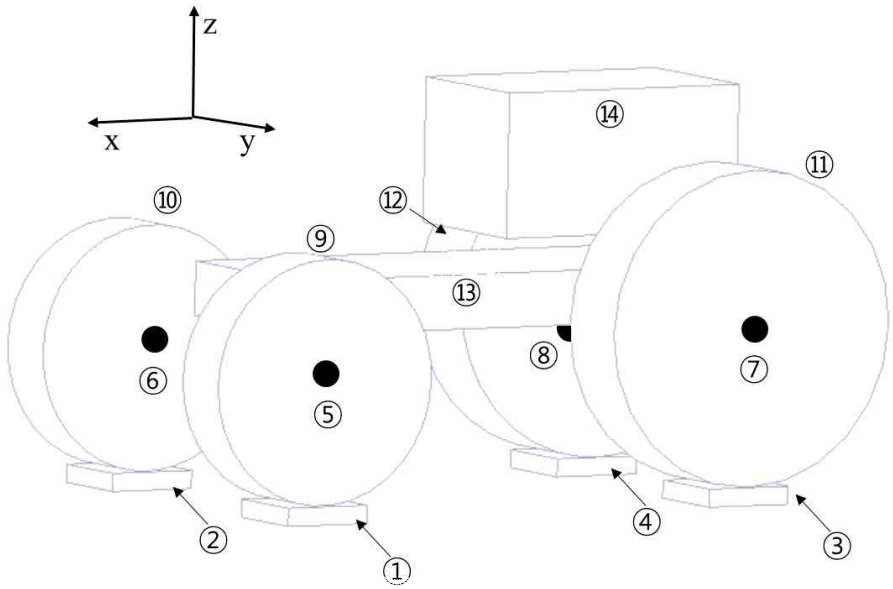


Fig. 4.1 Construction of the simulation model.

Table 4.1 Body information

Body number	Body name	Definition of body name
①	FL Base	Front-left Base
②	FR Base	Front-right Base
③	RL Base	Rear-left Base
④	RR Base	Rear-right Base
⑤	FL Tire	Front-left Bire
⑥	FR Tire	Front-right Tire
⑦	RL Tire	Rear-left Tire
⑧	RR Tire	Rear-right Tire
⑨	Chassis	Chassis
⑩	Cabin	Cabin

표 4.2는 시뮬레이션 모델에 필요한 조인트 정보를 정리한 것이다. 각 바퀴에 가진력을 인가하기 위한 베이스는 Ground와 Translational joint로 연결하였다. 가진 베이스와 타이어는 Fixed Joint로 연결하여 입력되는 가진력이 트랙터 모델에 전달되게 하였으며,

가진 베이스와 타이어가 분리되지 않도록 구속하였다. 트랙터의 강성 및 감쇠 요소(타이어, 고무 마운트, 서스펜션)는 표 4.3과 같이 정의하였다. 조인트 요소는 기구학적 요소로써, 연결된 두 바디에 대해서 사용자에 의해 정의된 방향을 제외한 모든 상대 운동이 완전 구속되며, 강성 및 감쇠 요소는 연결되는 두 바디의 상대 위치와 속도에 따라 반력을 정의할 수 있다는 차이가 있다. 본 연구에서는 조인트와 강성 및 감쇠 요소를 조합하여 캐빈과 샤시의 수직 및 피치 방향의 승차 진동을 실제와 유사하게 모델링하였다.

Table 4.2 Joint information

Connection	Joints	Direction	Quantity
Ground - FL Base	Translational Joint	+Z	1
Ground - FR Base	Translational Joint	+Z	1
Ground - RL Base	Translational Joint	+Z	1
Ground - RR Base	Translational Joint	+Z	1
FL Base - FL Tire	Fixed Joint	None	1
FR Base - FR Tire	Fixed Joint	None	1
RL Base - RL Tire	Fixed Joint	None	1
RR Base - RR Tire	Fixed Joint	None	1

Table 4.3 Stiffness and damping coefficient information for simulation model

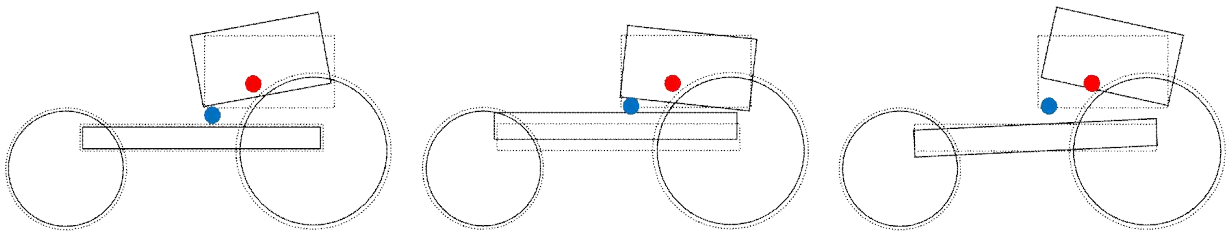
Connection	Force Type	Modeling Unit
FL Tire - Chassis	Tire Radial Stiffness & Damping Coefficient	Torsion-free Bushing
FR Tire - Chassis	Tire Radial Stiffness & Damping Coefficient	Torsion-free Bushing
RL Tire - Chassis	Tire Radial Stiffness & Damping Coefficient	Torsion-free Bushing
RR Tire - Chassis	Tire Radial Stiffness & Damping Coefficient	Torsion-free Bushing
Chassis - Cabin	Rubber Mount Stiffness & Damping Coefficient	Bushing
Chassis - Cabin	Suspension Stiffness & Damping Coefficient	Bushing

4.3 시뮬레이션 모델 검증

4.3.1 모드 해석

트랙터의 승차 진동 특성을 확인하기 위하여 모드 해석을 수행하였으며, 고유 진동수와 각 고유 진동수에서의 모드 형상을 분석하였다. 모드 해석은 감쇠 행렬을 제외한 시스템의 질량 행렬과 강성 행렬만을 이용하며 이를 통해 시스템의 모드 형상을 보여주는 고유치 해석을 하는 것이다.

상용 프로그램을 이용하여 모드 해석을 수행한 결과 0.93 Hz, 3.13 Hz, 15.28 Hz의 고유진동수를 확인하였다. 각 고유진동수에서의 모드 형상은 그림 4.2와 같으며, 그림에서 점선은 변형 전 초기 형상을 나타내며 실선은 트랙터의 모드 형상을 나타낸 것이다. 또한 그림에서 빨간색 점과 파란색 점은 각각 변형 전 캐빈 질량 중심의 위치와 트랙터 질량 중심의 위치를 표기한 것이다. 모드 정보를 통해 0.93 Hz는 서스펜션의 강성에 의한 모드, 3.13 Hz는 각 타이어의 강성에 의한 모드, 15.28 Hz는 고무 마운트의 강성에 의한 모드임을 확인하였다.



(a) Suspension mode - 0.93Hz (b) Tire mode - 3.13Hz (c) Rubber mount mode - 15.28Hz

Fig. 4.2 Mode shapes for tractor model.

모드 해석으로부터 얻은 모드 정보의 유의성을 확인하기 위하여 타이어 가진에 대한 캐빈의 수직 방향 응답을 주파수 응답 함수(Frequency response function, FRF)로 나타내었다. 모드 해석은 시스템의 감쇠 행렬을 고려하지 않았지만, FRF 분석은 타이어, 고무 마운트 및 서스펜션의 감쇠 행렬을 고려함으로서 주어진 주파수 영역에서 입력 가진에 대한 출력 응답을 정확히 예측할 수 있다.

시뮬레이션 모델에서 4개의 바퀴에 동시 가진을 인가한 후 캐빈의 수직 방향 가속도 응답을 입력한 가진력으로 나누어 0 ~ 150 Hz의 주파수 범위에서 FRF를 도출하였다. 그림 4.3은 캐빈의 수직 방향 FRF와 피크 주파수에서의 모드 형상을 나타낸 것이다. 그래프에서 2.9 Hz, 15 Hz 두 지점에서 피크가 발생하는 것을 확인할 수 있으며, 그 중 저주파인 2.9 Hz 부근의 응답이 상대적으로 크게 발생하는 것을 확인할 수 있다. 모드 해석으로 얻은 정보로부터 2.9 Hz에서의 피크는 타이어, 15 Hz에서의 피크는 고무 마운트에 의한 것임을 확인할 수 있다.

FRF의 피크 주파수는 모드 해석에서 얻은 고유진동수에 비해 상대적으로 작게 나타났는데 이는 감쇠 행렬의 고려 여부에 따른 것으로 판단된다. 또한 0.93 Hz의 유공압 서스펜션의 강성에 의한 모드는 모드 해석에서는 확인되었지만, 유공압 서스펜션에서 발생하는 큰 감쇠력에 의해 FRF에서는 나타나지 않았다. 하지만 실제 사용된 서스펜션이 아닌 감쇠계수를 작게 하여 FRF를 수행하면 감쇠력이 감소함으로 인해 1 Hz 근처에서 1차 모드 성분이 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

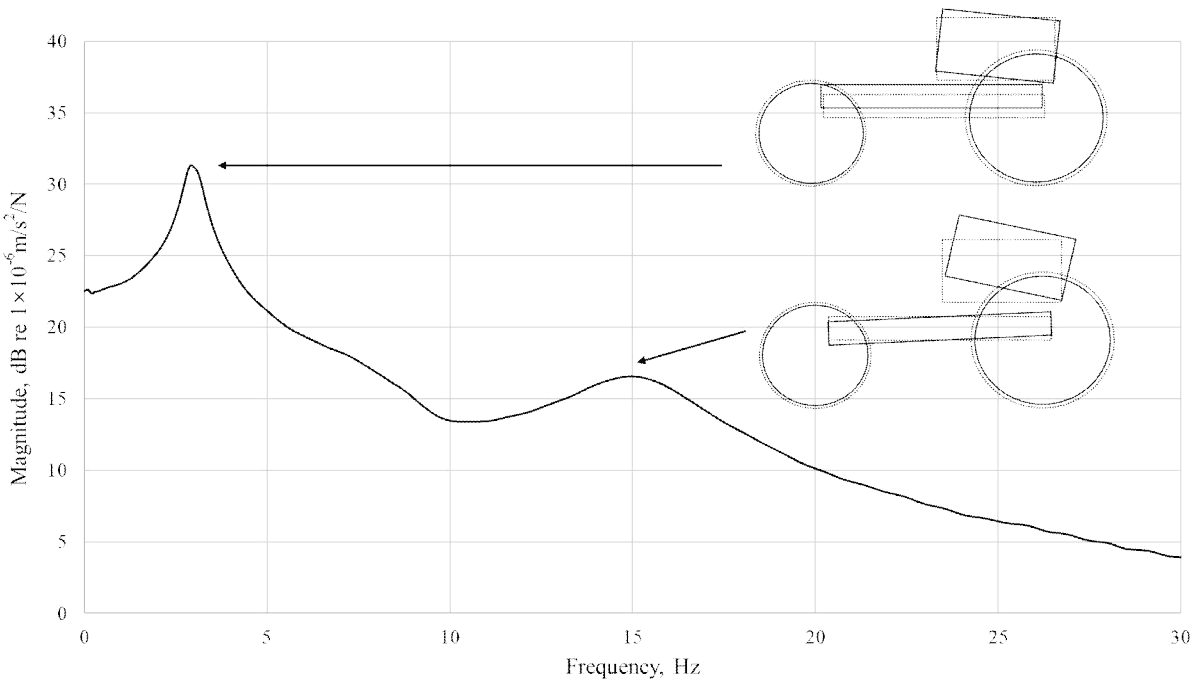


Fig. 4.3 FRF of Cabin and system mode shapes.

4.3.2 캐빈 서스펜션 트랙터 제작

캐빈 서스펜션의 정확한 성능을 검증하고 제어 알고리즘에 관한 연구 등을 수행하기 위해 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터를 개발하였다. 대상 트랙터와 관련한 정보는 그림 3.1과 표 3.1에 나타나있으며, 기존의 고무 마운트로 중 후방 2개소를 그림 4.4과 같이 유공압 서스펜션으로 대체하였다. 후방 2개소가 연직 운동을 하기 때문에 전방 2개소는 그림 4.5과 같이 피치 방향으로의 움직임을 지지할 수 있는 형태로 변경하였다. 아울러 롤링(Rolling)과 요잉(Yawing) 방향의 움직임을 제한함으로서 진동을 안정적으로 유지시키기 위해 스태빌라이저(Stabilizer)를 그림 4.6과 같이 설치하였다.

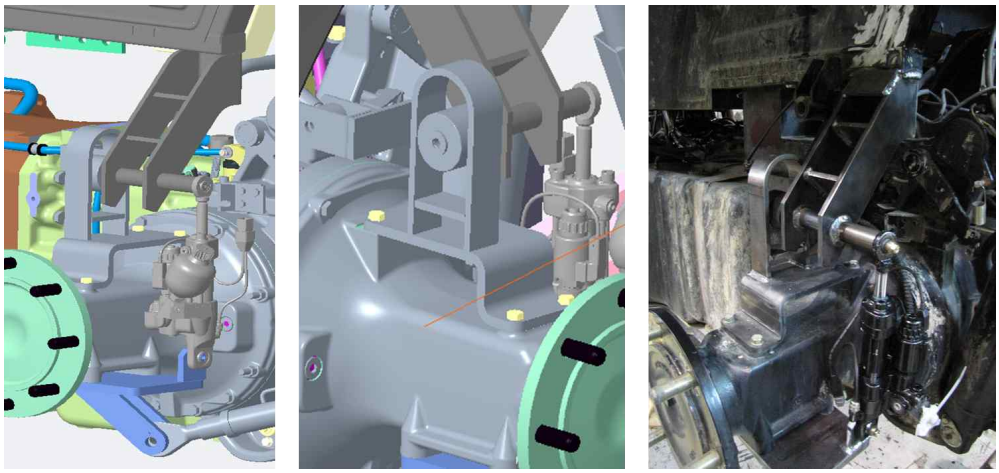


Fig. 4.4 Figuration of changing rear mount.

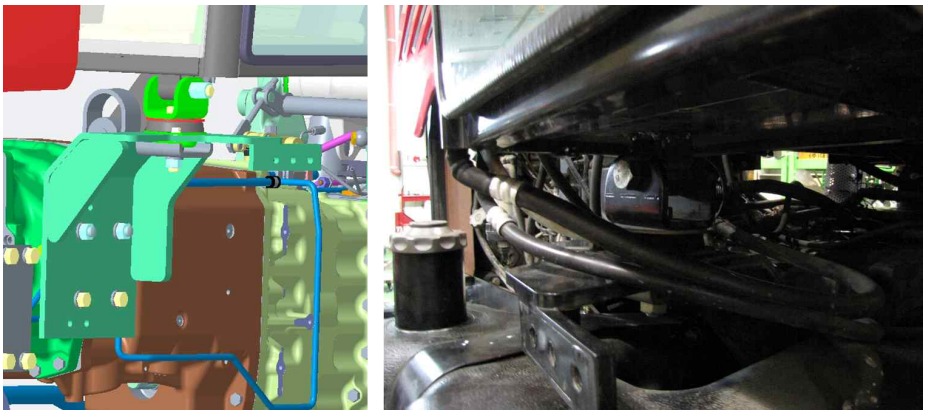


Fig. 4.5 Figuration of changing front mount.

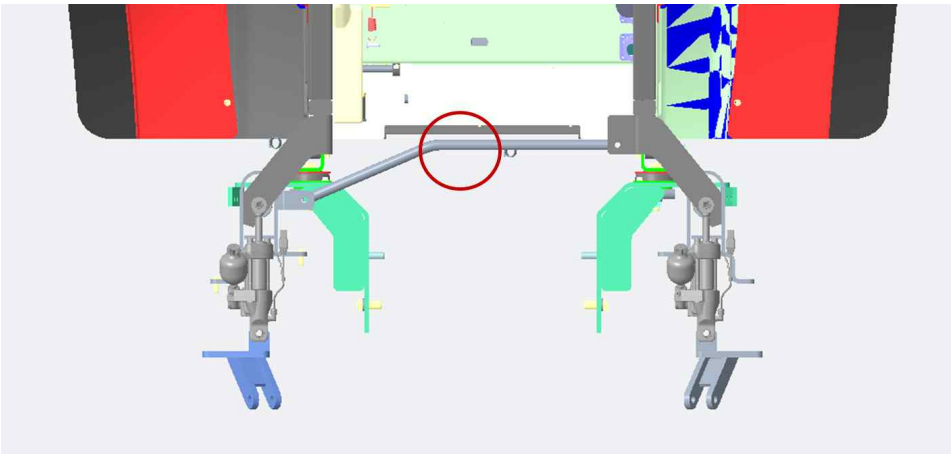


Fig. 4.6 Figuration of stabilizer.

캐빈 서스펜션은 후방 2개소에 장착하였으며, 좌/우의 서스펜션을 밸브를 통해 유압을 조절함으로서 제어하게 된다. 서스펜션 시스템은 그림 4.7과 같이 구성된다.

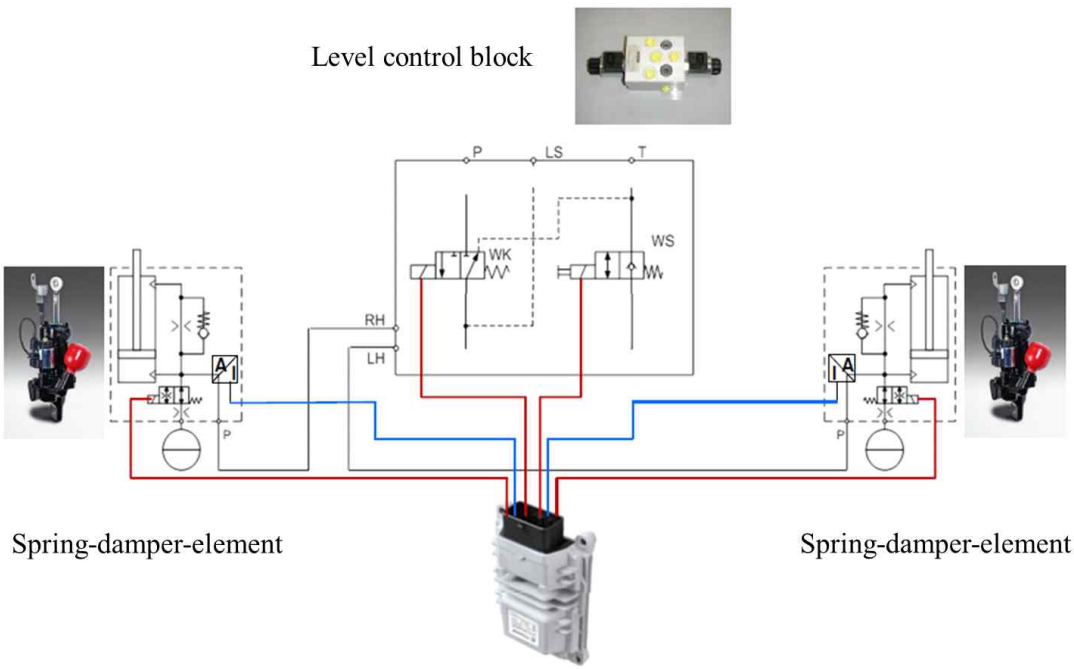


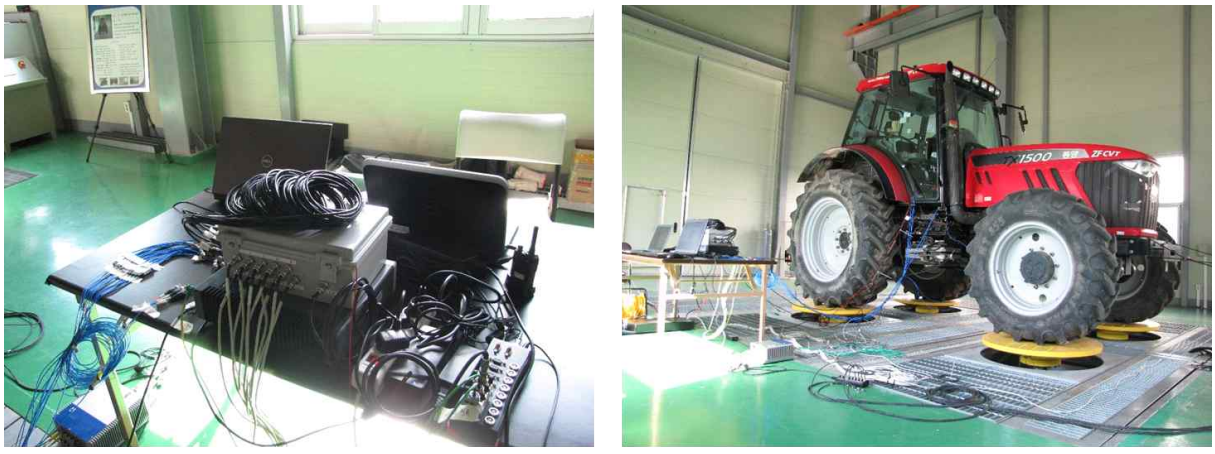
Fig. 4.7 Standard schematic of cabin suspension system.

이와 같은 과정을 통해 트랙터에 캐빈 서스펜션을 장착함으로서 고무 마운트와 캐빈 서스펜션의 차이를 제외하고 모든 부품이 일치하는 트랙터를 개발할 수 있었다. 또한 동일한 트랙터를 이용하는 시험을 통해 캐빈 서스펜션 시스템의 성능을 정확하게 분석할 수 있을 것으로 기대한다.

4.3.3 시험을 통한 시뮬레이션 모델 검증

트랙터 승차 진동 시뮬레이션 모델의 정확도를 확인하기 위해서는 시험 결과와의 비교를 통한 검증이 반드시 필요하다(Yang et al. 2009). 이를 위해 본 연구에서는 대상 트랙터를 이용하여 실차 시험을 수행하였다. 실차 시험은 4축 로드 시뮬레이터(4-Post road simulator)를 이용하여 수행되었다.

실차 시험을 실제 주행 시험이 아닌 4축 로드 시뮬레이터 시험으로 수행한 이유는 실제 주행하기 어려운 다양한 종류의 노면 구현이 가능하고, 동일한 시험 조건을 반복적으로 구현할 수 있어 비교 시험이 가능하기 때문이다. 그림 4.8은 4축 로드 시뮬레이터를 사용한 트랙터 시험 사진이며, 계측과 신호 처리에 사용된 장비인 3축 가속도계, 데이터 로거(Data logger), 4축 로드 시뮬레이터를 포함한 각 장비의 제원은 표 4.4와 같다.



(a) Measurement devices (b) 4-post road simulator

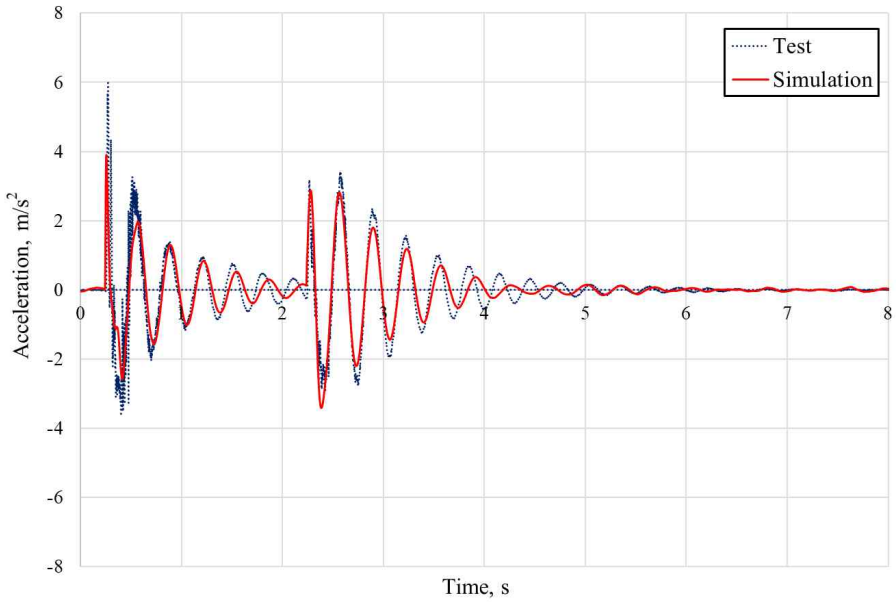
Fig. 4.8 Figuration of model validation test

Table 4.4 Specifications of measurement and analysis equipment

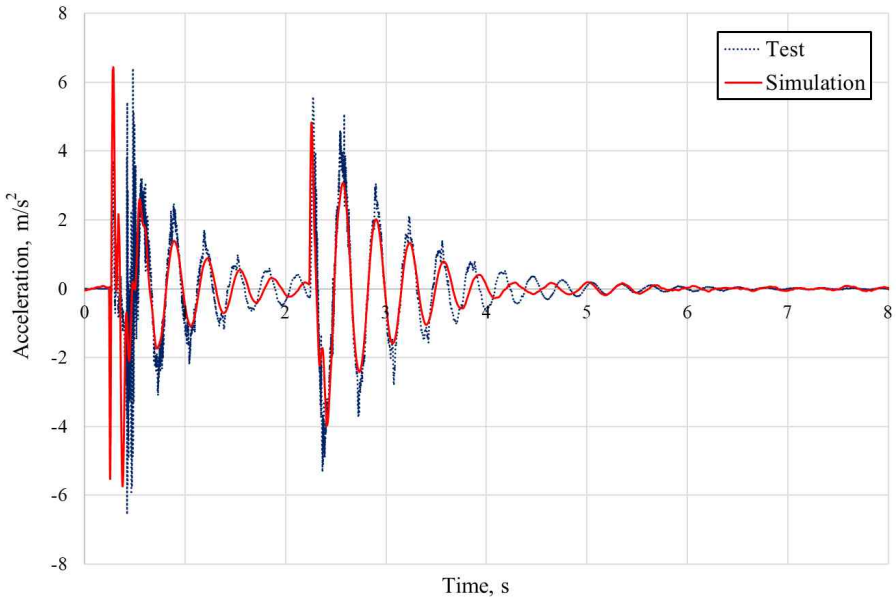
Equipment	Model	Specifications	
4-post road simulator	MTS 320 Tire-coupled	Hydraulic actuator	Stroke: ±125 mm Rated load: 160 kN Maximum acceleration: 21g Maximum speed: 3.4 m/s
		Hydraulic power supply	Flow rate: 680 l/m Operating pressure: 3,000 psi Operation motor: 45 kW (4EA) Reproduction frequency range: ~ 50Hz
Data logger	Simcenter SCADAS Mobile	Sampling rate: ~ 204.8 kHz	
Accelerometers	PCB 356A15	Sensitivity: 100 mV/g (± 10%) Measurement Range: ±50g Frequency range: 2 to 5000 Hz (± 5%)	
	Kistler 8315A	Sensitivity: 79.4 mV/g (± 5%) Measurement Range: ±50g Frequency range: 0 to 1000 Hz (± 5%)	

시뮬레이션 모델의 검증을 위한 시험 노면으로는 20mm 높이의 스텝(Step) 형상의 가상 노면을 선정하였으며 5 km/h의 주행 속도를 가정하였다. 스텝 형상의 노면을 선정한 이유는 트랙터에 모든 주파수 성분의 가진을 인가해주기 위함이다. 4축 로드 시뮬레이터에서 스텝 노면을 구현하여 트랙터를 가진하였다. 스텝 형상의 노면이 로드 시뮬레이터에 구현될 때 바닥면(Base)에서 발생하는 진동을 계측하였으며, 이를 시뮬레이션 모델에 동일하게 입력하여 시험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 승차 진동을 측정하는 위치는 시트 위에서 측정하여야 하지만 이를 위해서는 시트의 물성을 측정하는 과정이 필요하다. 하지만 본 연구의 대상은 캐빈 서스펜션 시스템이며, 시트의 물성까지 고려하면 온전히 캐빈 서스펜션만의 효과를 검증하는 것은 매우 어려울 것으로 판단하였다. 이에 시트 위가 아닌 캐빈에서의 진동 저감을 연구의 목표로 설정하였다. 또한 캐빈을 대상으로 하였을 때 캐빈의 무게 중심 위치에 가속도계를 장착하여 시험하는 것이 현실적으로 불가능하므로, 캐빈에서의 가속도 측정 및 시뮬레이션 위치는 캐빈 바닥이며 시트 바로 아래 지점을 대상으로 하였다.

그림 4.9은 시간의 흐름에 따른 수직 방향 가속도에 대해 계측 결과와 해석 결과를 비교한 것으로, 피크 값과 피크가 발생한 시간 주기 등 데이터의 유사성이 매우 높은 것으로 판단된다.



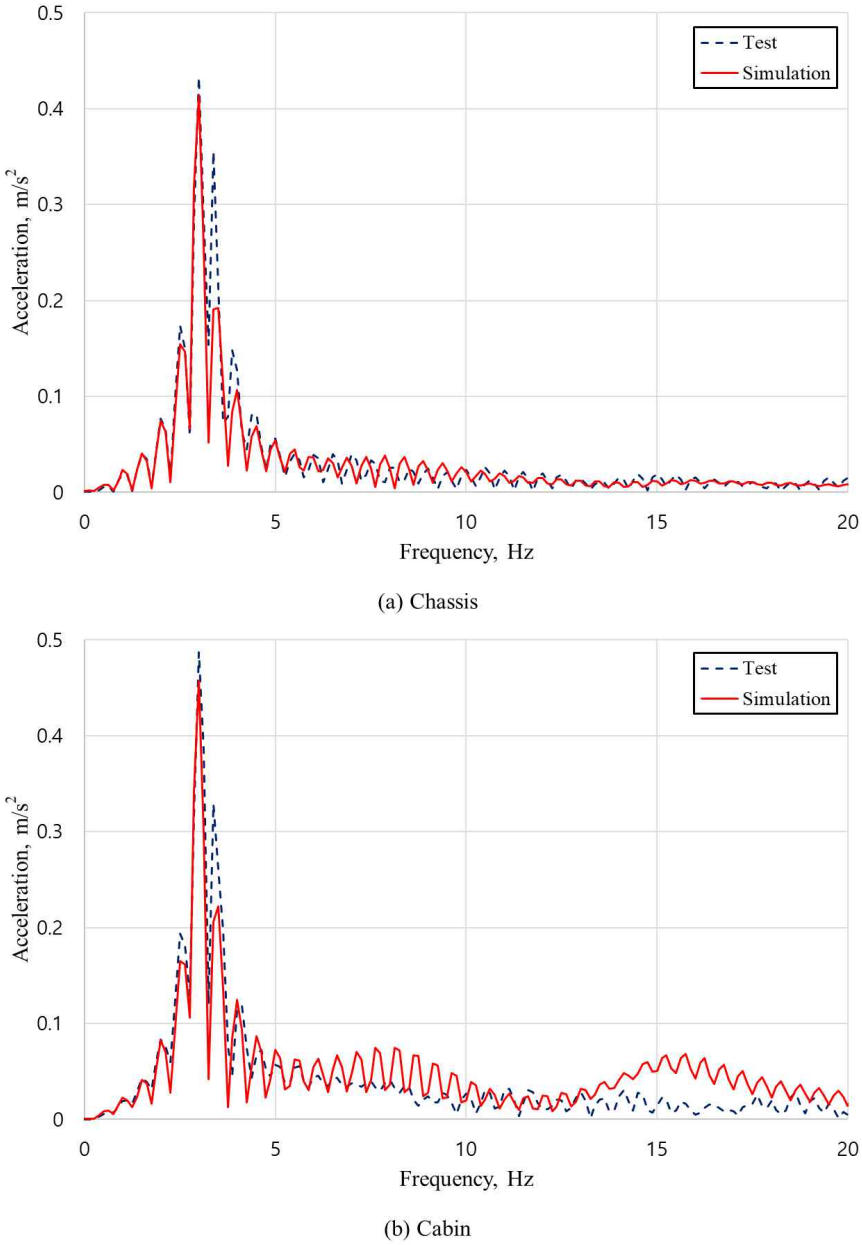
(a) Chassis



(b) Cabin

Fig. 4.9 Test and simulation results of z-axis acceleration

그림 4.10은 샤시와 캐빈 바닥에서의 수직 방향 가속도 결과를 FFT 분석한 결과이다. 시험과 시뮬레이션 결과를 통해 피크 전후로 측파대(Sideband)가 발현되는 것을 확인할 수 있었다. 측파대는 시험 결과와 시뮬레이션 결과에서 공통적으로 관찰되었으며, 피크를 기준으로 대칭적으로 발생하였다.



(a) Chassis

(b) Cabin

Fig. 4.10 Test and simulation FFT results of z-axis acceleration.

발생 원인은 트랙터의 전륜과 후륜에 인가되는 가진력의 시간차에 의해 진폭 변조(Amplitude modulation)가 발생하기 때문이다(Inalpolat et al. 2009). 트랙터의 전/후륜 축간거리에 의해 두 가진력은 시간 간격, T_m을 두고 전달되며, 5 km/h의 주행 조건에서 T_m은 1.999초로, 변조 주파수는 $f_m = \frac{1}{T_m} \approx 0.5\,Hz$가 된다. 그림 4.11은 시간 영역에서의 캐빈 가속도 응답의 엔빌로프(Envelope)와 변조(Modulation) 성분을 나타낸 것이다.

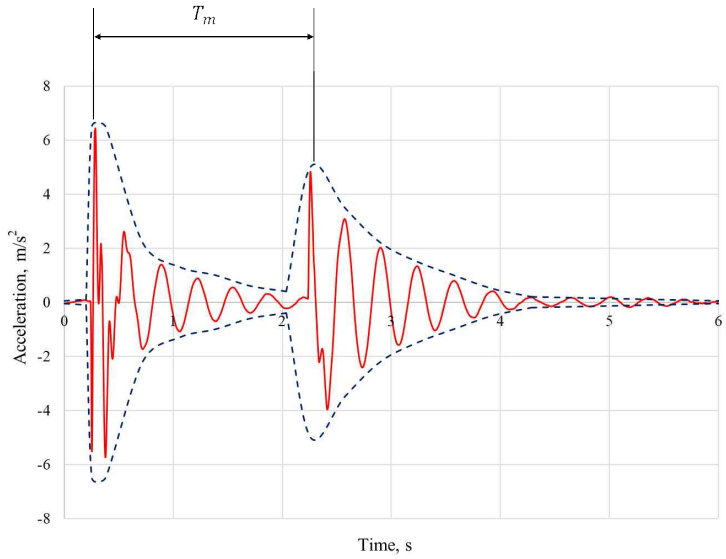


Fig. 4.11 Acceleration of cabin and modulation.

시험과 시뮬레이션의 결과 비교를 통해 피크가 발생하는 고유 진동수가 일치하는 것을 확인할 수 있다. 본 연구에서 사용한 고유 진동수와 측파대의 정의는 그림 4.12에 표현하였다. 기본 주파수(Fundamental frequency)는 가장 큰 피크를 보이는 주파수이며, 1차 하측파대(1st lower sideband)와 1차 상측파대(1st upper sideband)는 고유 진동수의 앞, 뒤 피크에 해당하는 주파수로 정의한다.

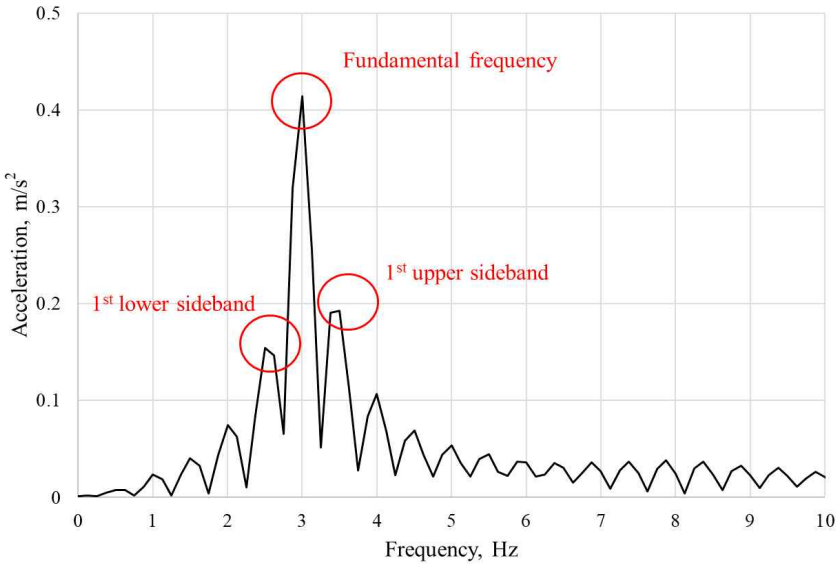


Fig. 4.12 Definition of fundamental frequency and sideband.

표 4.5에서는 고유 진동수와 측파대에 해당하는 주파수에서의 가속도 크기 및 오차를 정리하였다. 가속도 피크의 오차는 샤시에서 4%, 캐빈에서 6%로 나타났다. 측파대의 경우, 가속도 값은 11 ~ 45%의 오차를 보였으나, 피크가 나타나는 주파수는 거의 일치하였다. 기본 주파수에서의 시험 결과와 해석 결과의 차이가 모두 10% 이내로 시뮬레이션 모델이 실제 트랙터의 진동 특성을 잘 반영한다고 판단된다.

Table 4.5 Test and simulation FFT results

		Peak	Frequency, Hz	Acceleration, m/s^2	Error
Cabin	Test	1st lower sideband	2.5	0.194	14.92%
	Simulation		2.5	0.165	
	Test	Fundamental frequency	3	0.487	6.20%
	Simulation		3	0.457	
	Test	1st upper sideband	3.375	0.329	32.53%
	Simulation		3.5	0.222	
Chassis	Test	1st lower sideband	2.5	0.173	11.01%
	Simulation		2.5	0.154	
	Test	Fundamental frequency	3	0.433	4.37%
	Simulation		3	0.414	
	Test	1st upper sideband	3.375	0.355	45.80%
	Simulation		3.5	0.192	

4.4 결론

본 연구에서는 트랙터의 승차 진동을 예측할 수 있는 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 트랙터 파라미터들의 물리적 특성을 반영한 트랙터 승차 진동 시뮬레이션 모델을 검증하기 위해 모드 해석과 FRF 분석을 수행하였으며, 이를 통해 고유 진동수와 모드 형상을 분석하였다. 그 결과 0.93 Hz의 서스펜션에 의한 모드, 3.13 Hz의 각 타이어에 의한 모드, 15.28 Hz의 고무 마운트에 의한 모드를 확인하였다. 또한 FRF 분석을 통해 타이어와 고무 마운트에 의한 모드를 확인할 수 있었다. 서스펜션 모드의 경우, 서스펜션의 감쇠력이 상대적으로 매우 크기 때문에 FRF 분석에서는 확인되지 않았다.

4축 로드 시뮬레이터 시험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 모델의 검증을 수행하였다. 시험은 스텝 형상의 가상 노면을 대상으로 수행하였으며, 시험 결과와 시뮬레이션 결과를 FFT 분석하였을 때 기본 주파수에서는 최대 피크의 값이 6% 이하의 오차가 나타났으며, 이 결과를 토대로 시뮬레이션 모델이 잘 구성되었음을 확인할 수 있었다.

제 5 장 캐빈 서스펜션의 Passive Mode 최적화

5.1 개요

모델 검증이 이루어져 실제 트랙터의 거동을 정확하게 재현할 수 있는 트랙터 승차 진동 시뮬레이션 모델이 확보되었다면, 트랙터를 실제 구동하지 않고도 트랙터의 승차 진동을 예측할 수 있다. 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터의 개발을 위해 노면 조건에 따른 서스펜션 파라미터의 최적화를 수행하는 연구를 수행하였다. 이를 통해 캐빈 서스펜션의 수동(Passive) 모드의 최적화를 수행하였다.

ISO 8608은 계측된 도로의 수직 형상 데이터를 보고하는 방법에 대해 규정하고 있다. 즉, 일반적인 포장 도로의 거칠기나 다듬질 정도 등에 대하여 도로를 구분하는 방법을 소개하고 있으며, 이를 통해 같은 평탄한 포장 도로일지라도 노면을 등급화 할 수 있다. 이에 서스펜션 최적화를 위한 대상 노면으로 ISO 8608에서 공간 주파수 그래프로 제시된 노면 등급 중 A, B, C class를 선정하였다. 또한 실제 트랙터 주행에 있어 진동이 가장 클 것으로 판단되는 80mm 높이의 범프 역시 최적화 대상 노면으로 선정하였다. 아울러 ISO 5008에서 정의하는 평탄한 주행로(Smooth track)과 일반 평지 도로의 진동을 계측하고 최적의 조건을 시험을 통해 확인하였다.

평탄한 노면을 주행하는 트랙터의 승차 진동에 대해 ISO 2631-1에서 정의한 총 진동 수준(a_v)을 사용하여 분석하였고, 범프 노면(Bumpy road)를 주행하는 트랙터의 승차진동에 대해서는 VDV를 사용하여 분석하였다.

한편 시뮬레이션 모델은 앞서 확인하였듯 3축 중 수직 방향에 대해서만 정확한 성능을 구현하며, 나머지 방향에 대해서는 시뮬레이션 모델에 입력된 파라미터의 물리적 특성에 가정이 반영되었기 때문에 정확한 성능을 구현하지 못한다. 이에 최적화 대상을 수직 방향으로 한정하였다. 수직 방향의 진동이 승차 진동에 가장 큰 영향을 미치기 때문에 본 최적화 방법으로 전체 진동을 최적화했다고 볼 수 있다.

5.2 재료 및 방법

본 연구의 대상 노면은 평탄 노면 3종류와 범프 노면 1종류를 대상으로 한다. 평탄 노면은 ISO 8608에서 제시하는 노면 조건을 적용한 노면이다. ISO 8608은 계측된 도로의 수직 형상 데이터를 보고하는 방법에 대해 규정하고 있다. 즉 일반적인 평탄 노면의 거칠기나 다듬질 정도 등에 대하여 노면을 구분하는 방법을 소개하고 있으며, 이를 통해 같은 평탄한 포장 도로일지라도 노면을 등급화할 수 있다. 노면의 거칠기 정도는 표 5.1과 5.2에서와 같이 여러 등급의 노면에 대한 파워 스펙트럼 밀도를 통하여 구분할 수 있다. 또는 그림 5.1과 같이 등급의 한계를 파워 스펙트럼 밀도를 그림처럼 공간 주파수의 영역에 도시하여 구분할 수 있다.

표 5.1, 5.2에서 G_d은 변위 파워 스펙트럼 밀도(Power spectrum density, PSD)를 의미하며 n은 공간 주파수, Ω는 각 공간 주파수를 표현한 것이다. 이러한 공간 주파수는 시간 주파수로의 변환이 가능하며, 이를 활용하여 각 노면 등급별 한계에 해당하는 임의의 노면을 만들 수 있다.

본 연구에서 사용한 노면은 A, B, C 등급의 노면이며, 트랙터의 주행속도는 5 km/h를 적용하였다.

Table 5.1 Spatial frequency unit, n

(n_0 = 0.1 cycle/m)

Road classification	Roughness			
	$G_d(n_0)$, 10^{-6} m^3			$G_v(n)$, 10^{-6} m
	Min.	Average	Max.	Average
A	-	16	32	6.3
B	32	64	128	25.3
C	128	256	512	101.1
D	512	1,024	2,048	404.3
E	2,048	4,096	8,192	1,617.0
F	8,192	16,384	32,768	6,468.1
G	32,768	65,536	131,072	25,872.6
H	131,072	262,144	-	103,490.3

Table 5.2 Angle spatial frequency unit, Ω

(Ω_0 = 1 rad/m)

Road classification	Roughness			
	$G_d(\Omega_0)$, 10^{-6} m^3			$G_v(\Omega)$, 10^{-6} m
	Min.	Average	Max.	Average
A	-	1	2	1
B	2	4	8	4
C	8	16	32	16
D	32	64	128	64
E	128	256	512	256
F	512	1,024	2,048	1,024
G	2,048	4,096	8,192	4,096
H	8,192	16,384	-	16,384

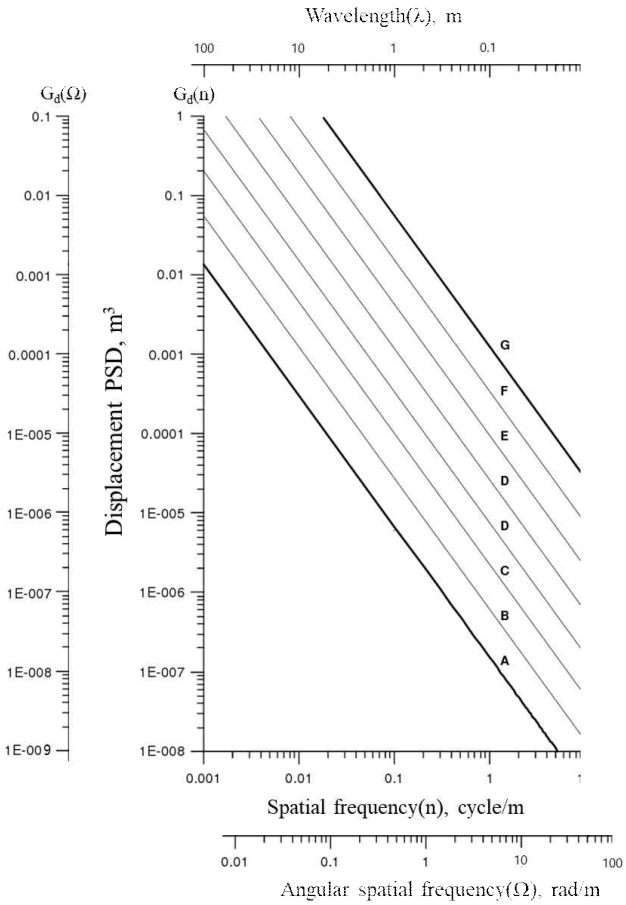


Fig. 5.1 Road surface classification by ISO 8608.

평탄 노면와 범프 노면을 시뮬레이션 환경에서 구현하고 여기에 개발한 트랙터 승차 진동 시뮬레이션 모델을 적용하고 서스펜션에 인가되는 전류를 변화하면서 캐빈과 샤시의 수직 방향 진동을 측정하였다. 전류 조건은 표 3.15에서 제시한 8개의 조건을 사용하였으며, 전류에 따른 감쇠력의 변화는 그림 3.48과 같다.

5.3 결과 및 분석

5.3.1 평탄 노면

시뮬레이션을 수행하여 수직 방향 가속도 데이터를 FFT 분석하였다. 그림 5.2는 A등급의 노면에서 시뮬레이션한 결과 중 캐빈의 수직 방향 가속도를 FFT 분석한 결과이며 그림 5.3는 샤시의 수직 방향 가속도를 FFT 분석한 결과이다. 그림 5.4 ~ 5.7은 차례대로 B, C 등급의 노면에 대하여 캐빈과 샤시의 수직방향 가속도를 FFT 분석한 결과이다.

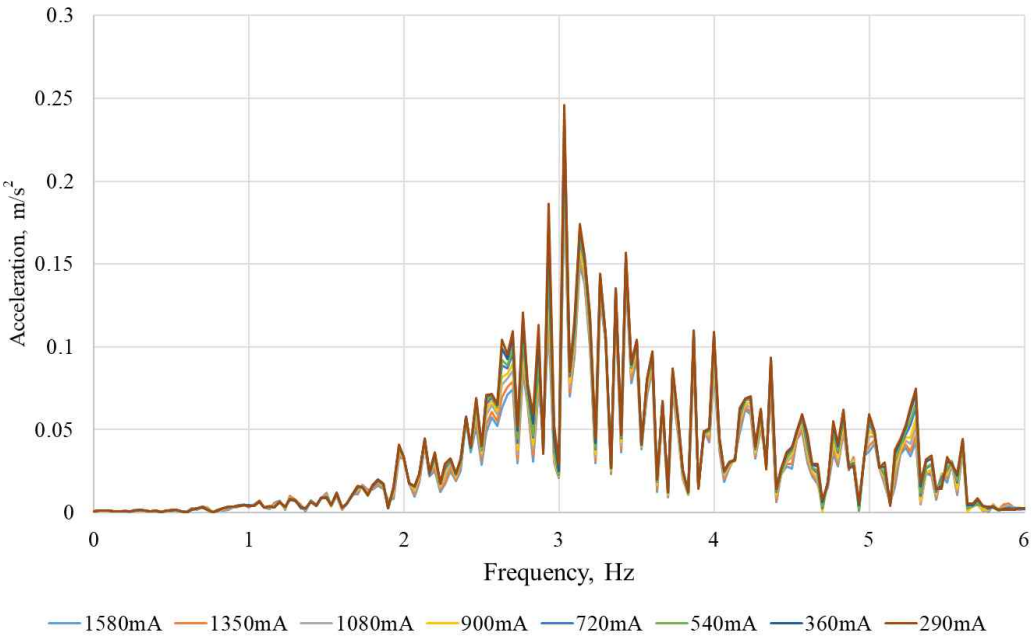


Fig. 5.2 FFT analysis results for z-axis in A class road at cabin.

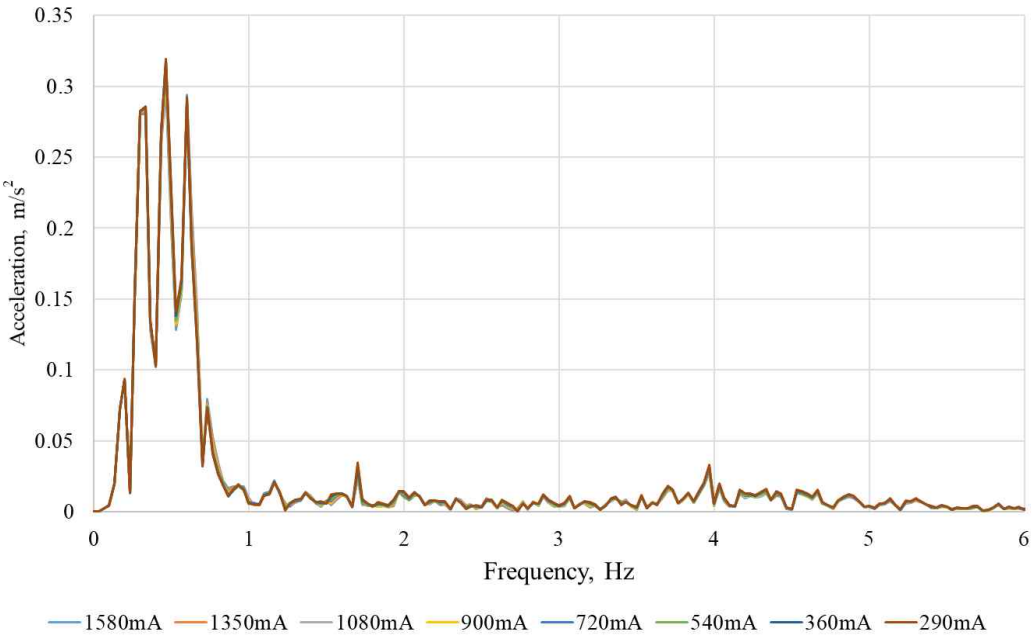


Fig. 5.3 FFT analysis results for z-axis in A class road at chassis.

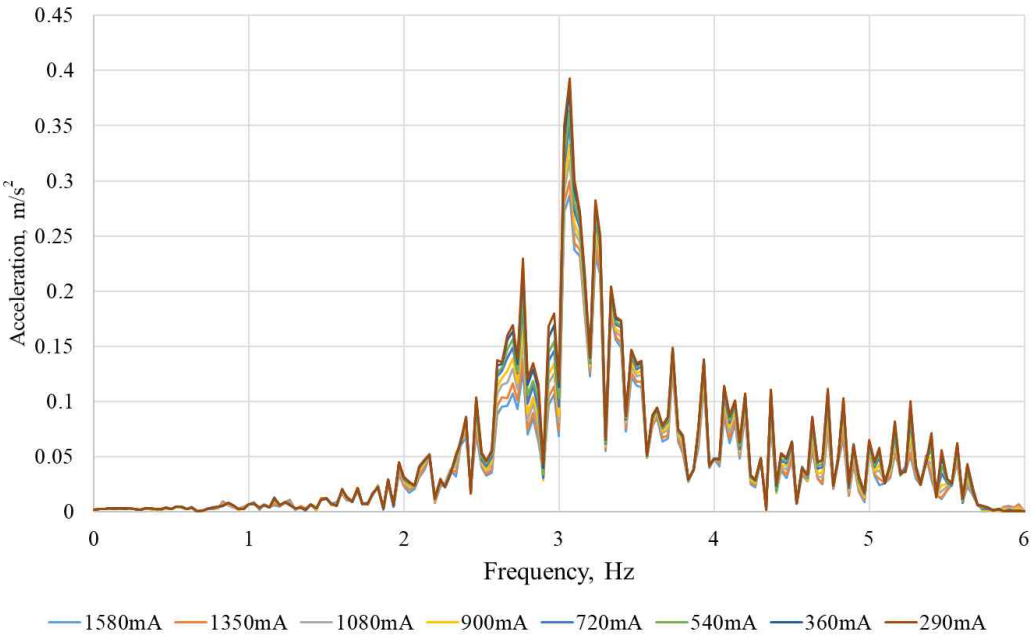


Fig. 5.4 FFT analysis results for z-axis in B class road at cabin.

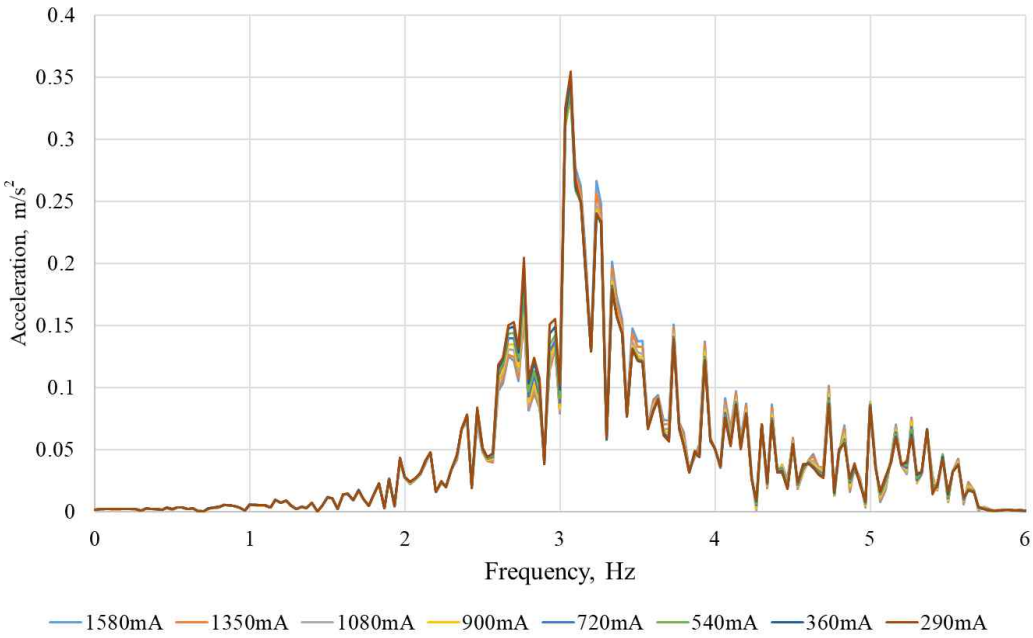


Fig. 5.5 FFT analysis results for z-axis in B class road at chassis.

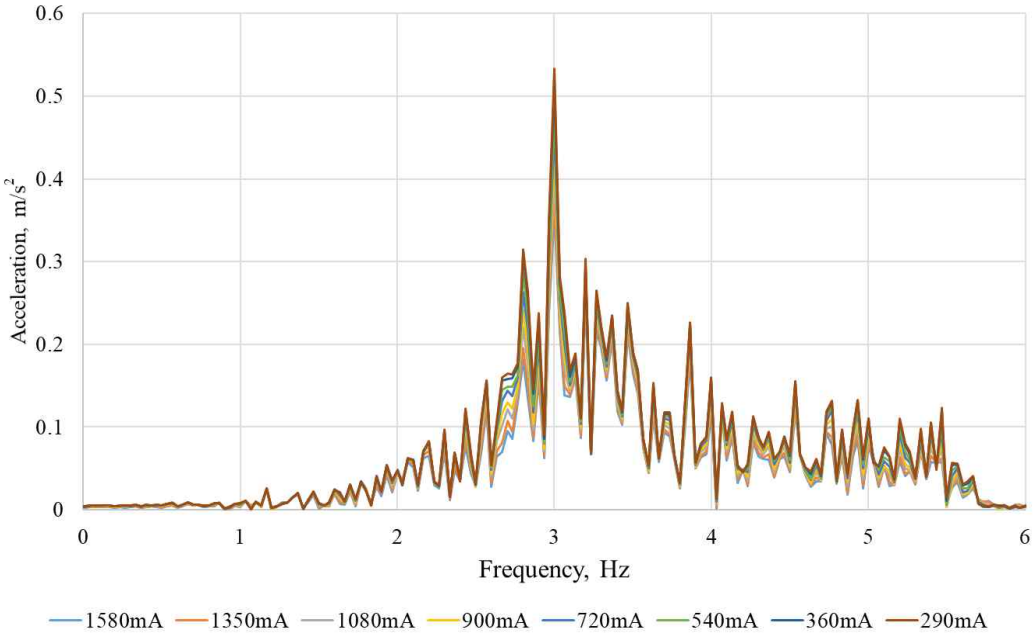


Fig. 5.6 FFT analysis results for z-axis in C class road at cabin.

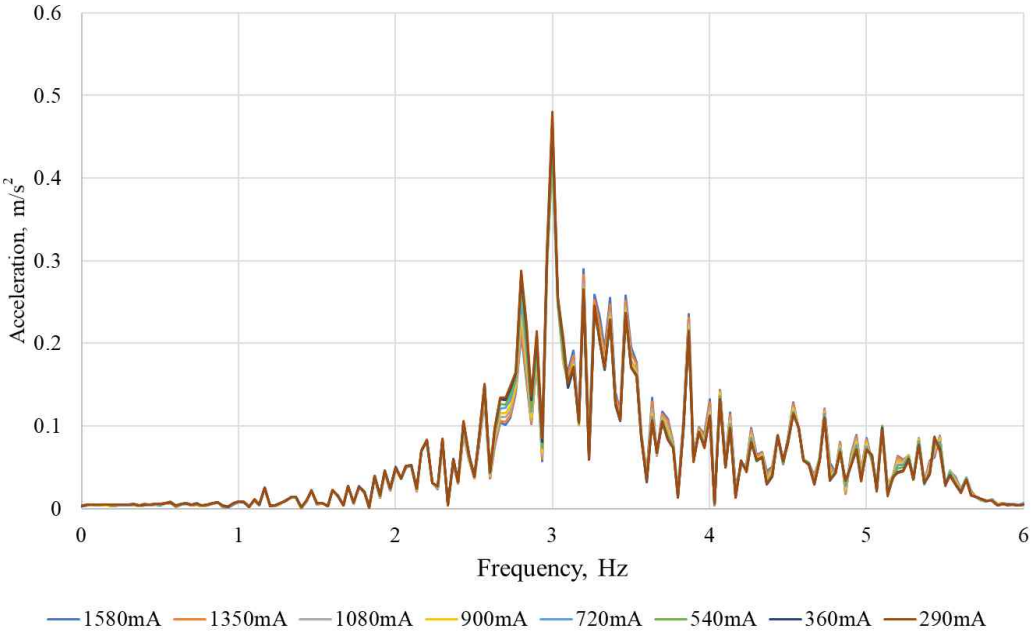


Fig. 5.7 FFT analysis results for z-axis in C class road at chassis.

FFT 분석 외에 ISO 2631-1에서 정의한 z축 방향의 주파수 보정 RMS 가속도를 계산하였으며, 계산 결과는 그림 5.8 ~5.10과 같이 정리하였다. 샤시에서의 진동은 전류의 크기에 대해 0.042 m/s^2 이하의 작은 편차가 확인되었다. 이에 서스펜션에 인가되는 전류에 의해 생기는 반력이 트랙터의 샤시 진동에 미치는 영향은 매우 작은 것을 알 수 있었다. 반면 캐빈에서의 진동은 전류의 크기가 클수록 작게 나타났으며 그 편차는 약 0.25 m/s^2로 상대적으로 큰 값을 확인할 수 있었다.

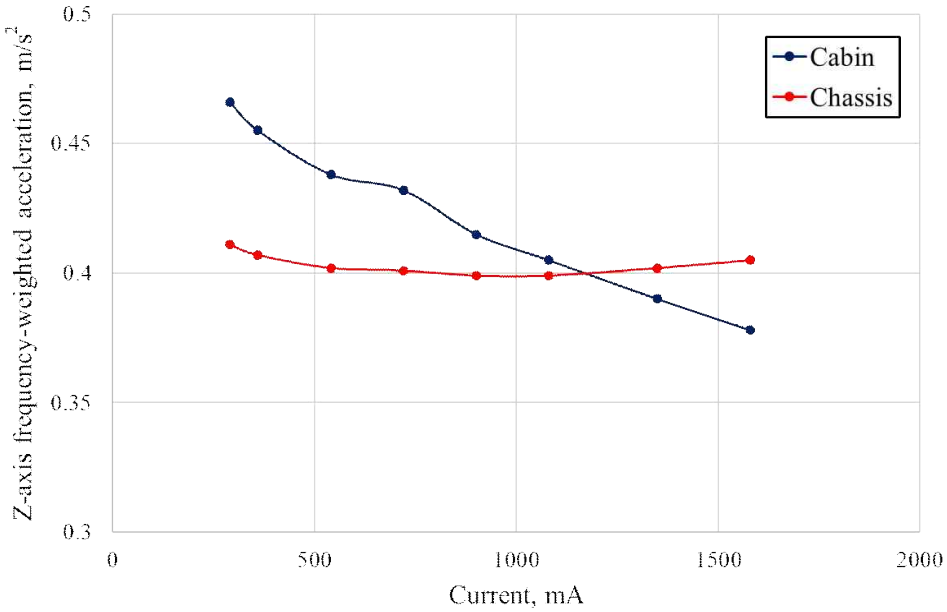


Fig. 5.8 Z-axis acceleration according to suspension current (A class).

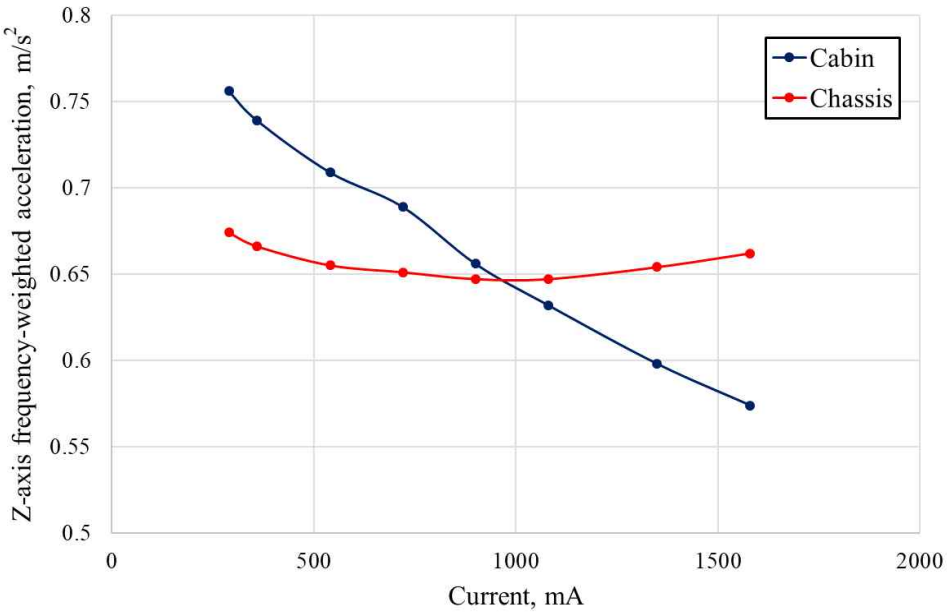


Fig. 5.9 Z-axis acceleration according to suspension current (B class).

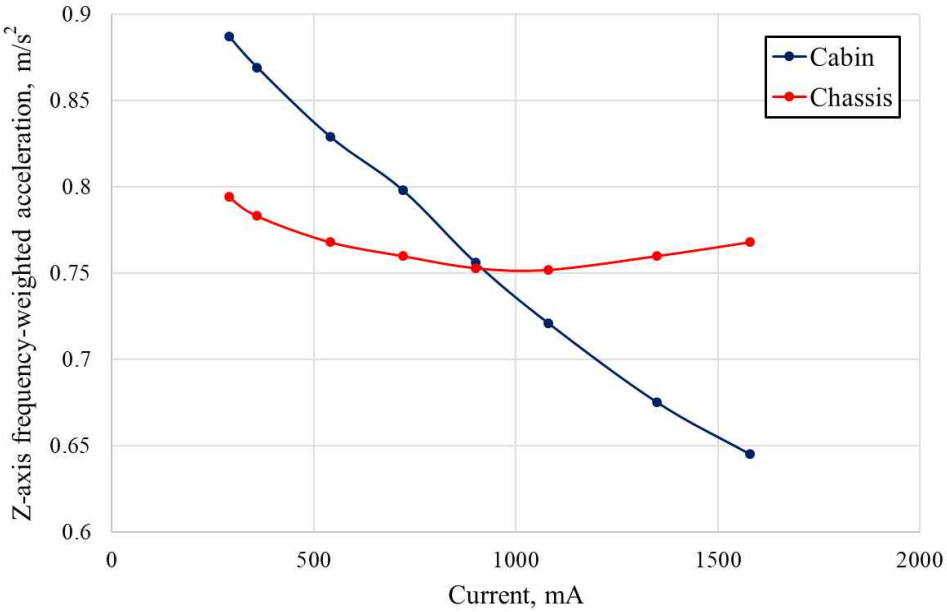


Fig. 5.10 Z-axis acceleration according to suspension current (C class).

5.3.2 범프 노면

트랙터가 작업이 아닌 주행 중에 발생하는 노면 조건 중에 가장 큰 진동을 발생시킬 것으로 판단되는 노면으로 범프 노면이 있다. 이에 범프 노면을 구현하고, 서스펜션에 인가되는 전류를 변화하면서 캐빈과 샤시의 수직 방향 진동을 측정하였다. 캐빈에서의 진동을 FFT 분석한 결과는 그림 5.11과 같으며 샤시에서의 결과는 그림 5.12과 같다. 또한 ISO 2631-1에서 정의한 VDV를 계산하였으며, 캐빈과 샤시에서의 결과는 그림 5.13과 같이 정리하였다. 샤시에서의 VDV 계산 결과는 전류의 크기에 대해 0.013 $m/s^{1.75}$ 이하의 작은 편차가 확인되었다. 반면 캐빈에서의 VDV 계산 결과는 전류의 크기가 클수록 작게 나타났으며 그 편차는 약 0.476 $m/s^{1.75}$로 큰 값을 확인할 수 있었다.

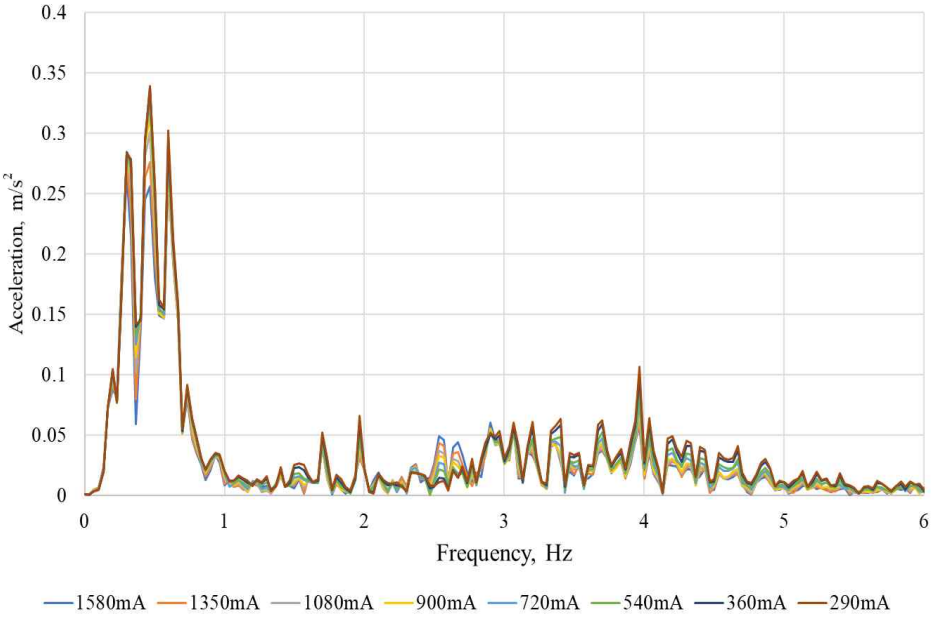


Fig. 5.11 FFT analysis results for z-axis in bumpy road at cabin.

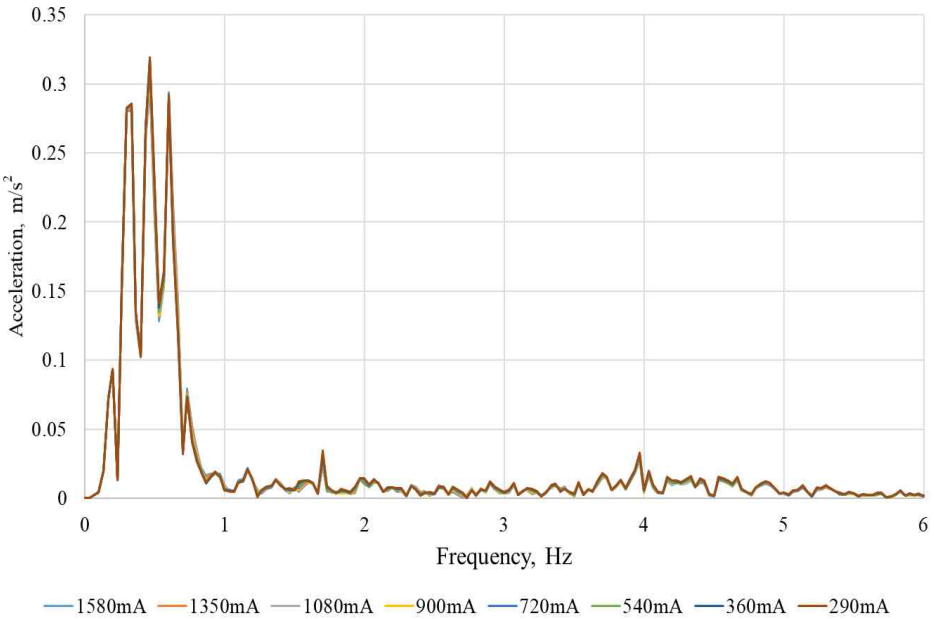


Fig. 5.12 FFT analysis results for z-axis in bumpy road at chassis.

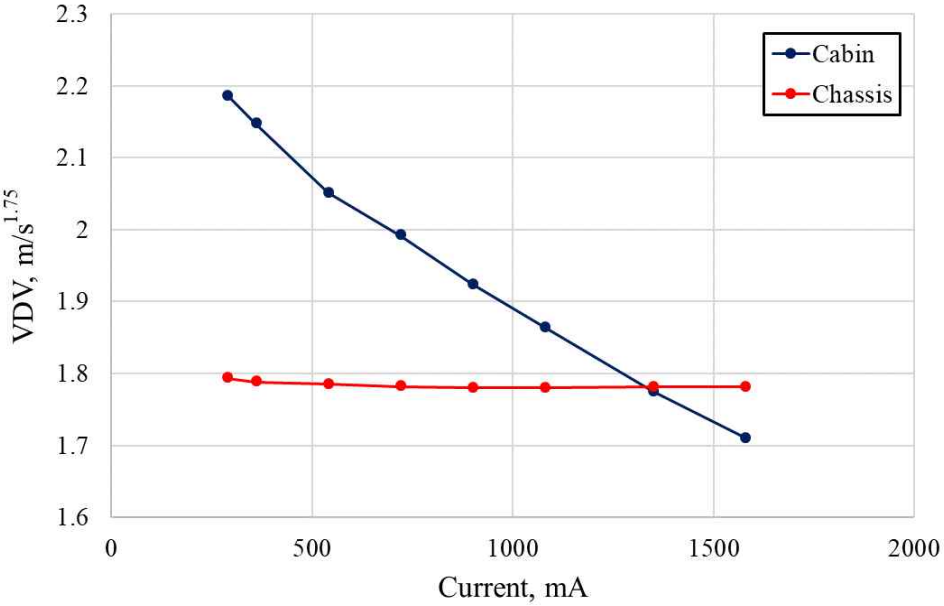


Fig. 5.13 Z-axis VDV according to suspension current (bumpy road).

5.3.3 시험을 통한 최적화

4축 로드 시뮬레이터를 이용하여 다양한 노면 조건에 대해 전류의 크기에 따른 승차 진동을 측정함으로서 시뮬레이션 외에 시험을 통한 최적화를 추가적으로 수행하였다. 그림 5.14 ~ 5.16은 ISO 8608 노면을 10 km/h로 주행할 때 전류별 주파수 가중 RMS 가속도의 크기를 나타낸 것이다. 결과에서 확인할 수 있듯이 주행 속도가 빠를수록 서스펜션의 효과가 극대화되어 진동 저감 효과가 큰 것을 확인할 수 있다. 또한 모든 시험 결과에서 서스펜션의 전류가 클수록 승차 진동의 크기가 작은 것을 확인할 수 있다.

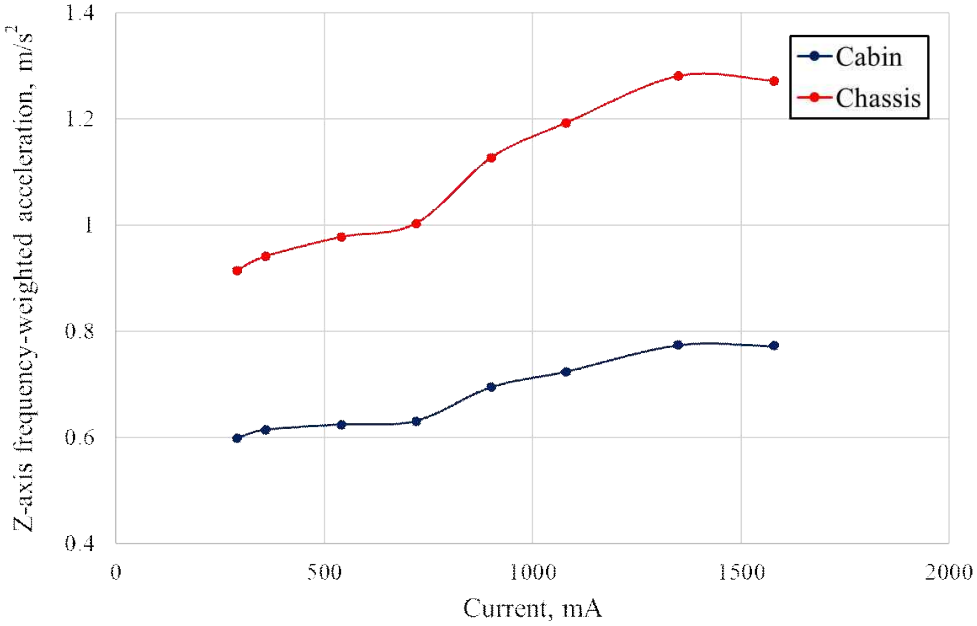


Fig. 5.14 Z-axis acceleration according to suspension current (A class, 10 km/h).

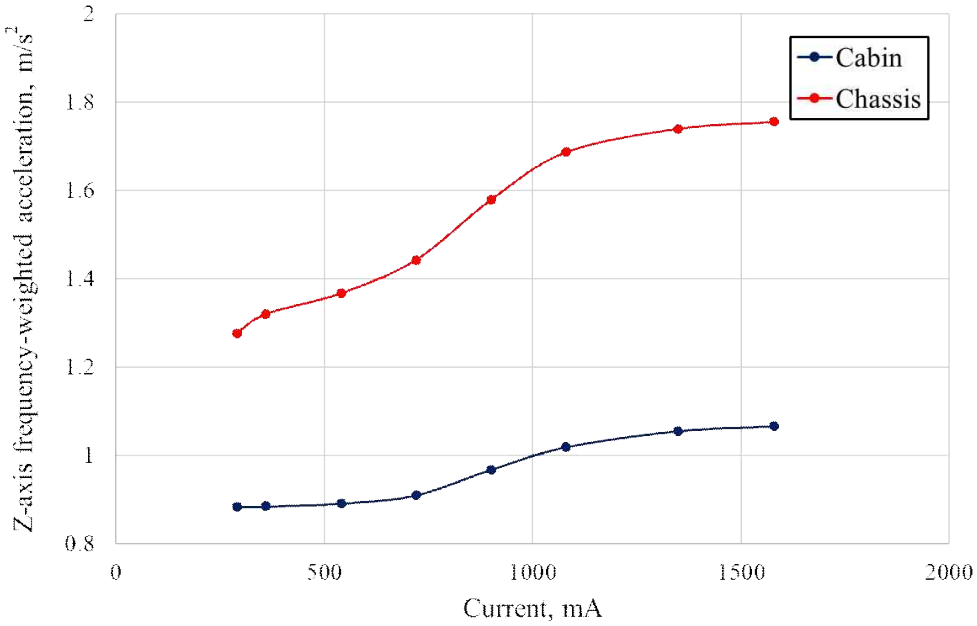


Fig. 5.15 Z-axis acceleration according to suspension current (B class, 10 km/h).

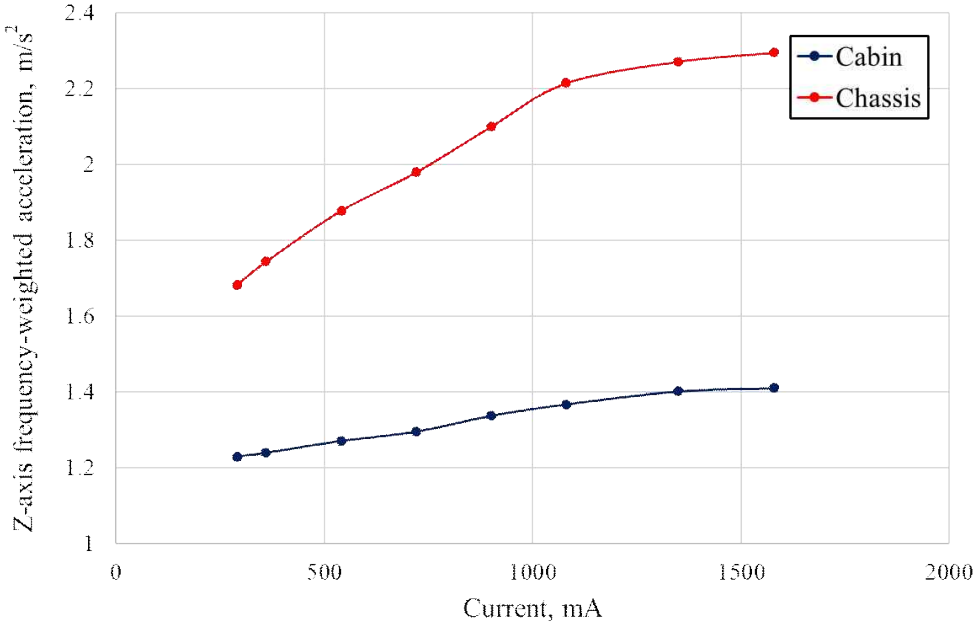


Fig. 5.16 Z-axis acceleration according to suspension current (C class, 10 km/h).

또한 ISO 5008에서 제시하는 노면 조건을 적용한 노면에서 시험을 시행하였다. ISO 5008은 트랙터 운전자의 승차 진동을 측정하는 방법 및 표준 시험 노면에 대해 규정하고 있다. 노면은 35 m 길이의 거친 노면과 100 m 길이의 평탄한 노면으로 구분하고 있으며 각 규격 별로 노면의 폭과 높이가 다르다. 주행 속도는 거친 노면일 경우 4, 5, 7 km/h로 주행하며, 평탄한 노면의 경우 10, 14 km/h로 주행하도록 정의하고 있다. 그림 5.17은 평탄한 노면 규격의 사진이다. 본 연구에서는 평탄한 노면을 대상으로 10 km/h, 14 km/h로 주행하는 경우를 대상으로 하였다.

Fig. 5.17 Road profiles by ISO 5008.

그림 5.18, 5.19는 ISO 5008 Smooth track을 10, 14 km/h로 주행할 때 전류별 주파수 가중 RMS 가속도의 크기를 분석한 결과다. 전체적으로 전류의 크기가 클수록 캐빈에서의 진동이 작게 나타나는 경향을 확인할 수 있다.

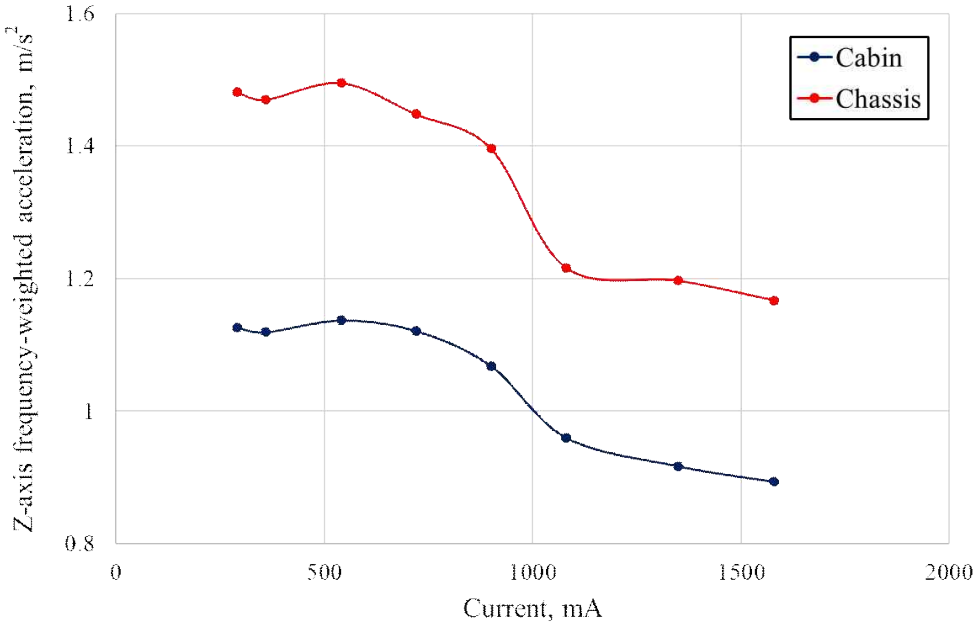


Fig. 5.18 Z-axis acceleration according to suspension current (Smooth track, 10 km/h)

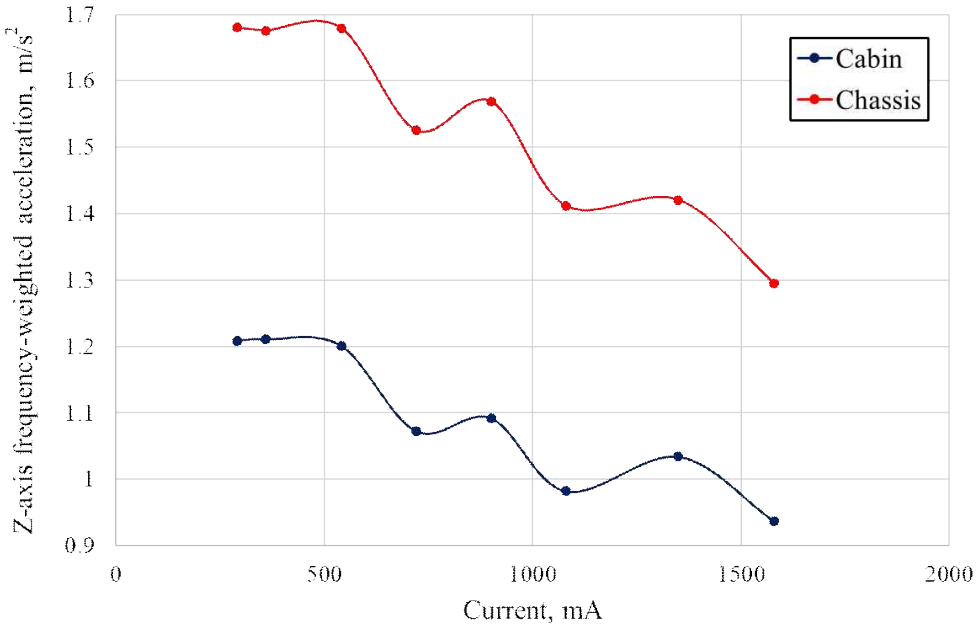


Fig. 5.19 Z-axis acceleration according to suspension current (Smooth track, 14 km/h).

그림 5.20 ~ 5.22은 일반적인 아스팔트로 된 평탄한 노면을 10, 20, 30 km/h로 주행할 때 전류별 주파수 가중 RMS 가속도의 크기를 나타낸 것이다. 결과에서 확인할 수 있듯이 주행속도가 빠르더라도 노면으로부터 발생하는 진동의 크기가 크지 않기 때문에 서스펜션에 의해 저감되는 승차 진동의 수준이 미미한 것을 확인할 수 있다. 이러한 현상으로 인해 서스펜션에 인가되는 전류가 변하더라도 진동의 수준이 크게 변하지 않는 것을 확인할 수 있다. 앞에서 분석한 다른 조건들은 서스펜션에 인가되는 전류의 크기가 클수록 캐빈의 진동이 감소하는데 비해 평탄한 노면의 경우에서는 캐빈에서의 진동 크기가 거의 변하지 않았다.

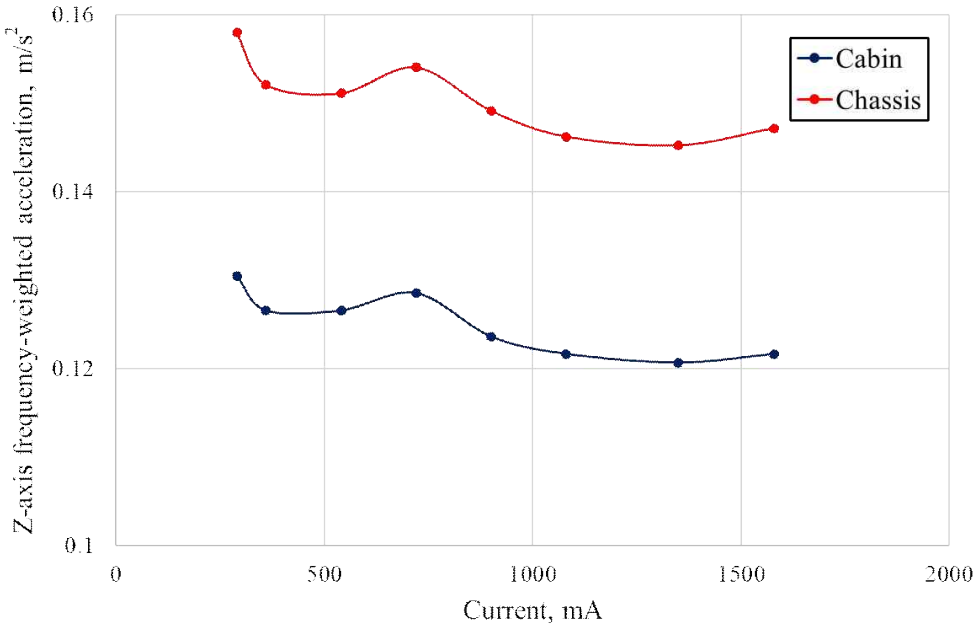


Fig. 5.20 Z-axis acceleration according to suspension current (Flat road, 10 km/h).

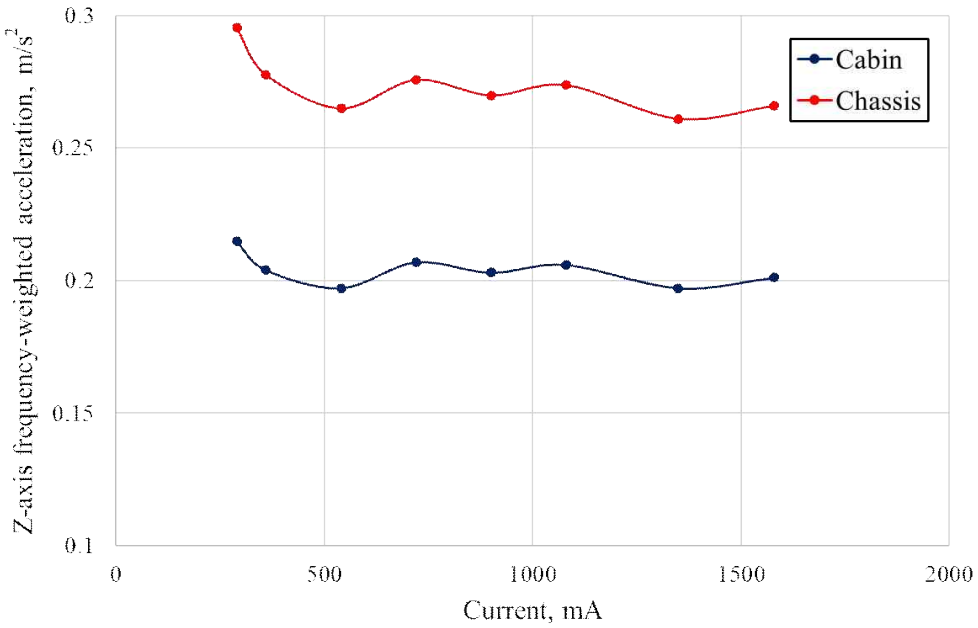


Fig. 5.21 Z-axis acceleration according to suspension current (Flat road, 20 km/h)

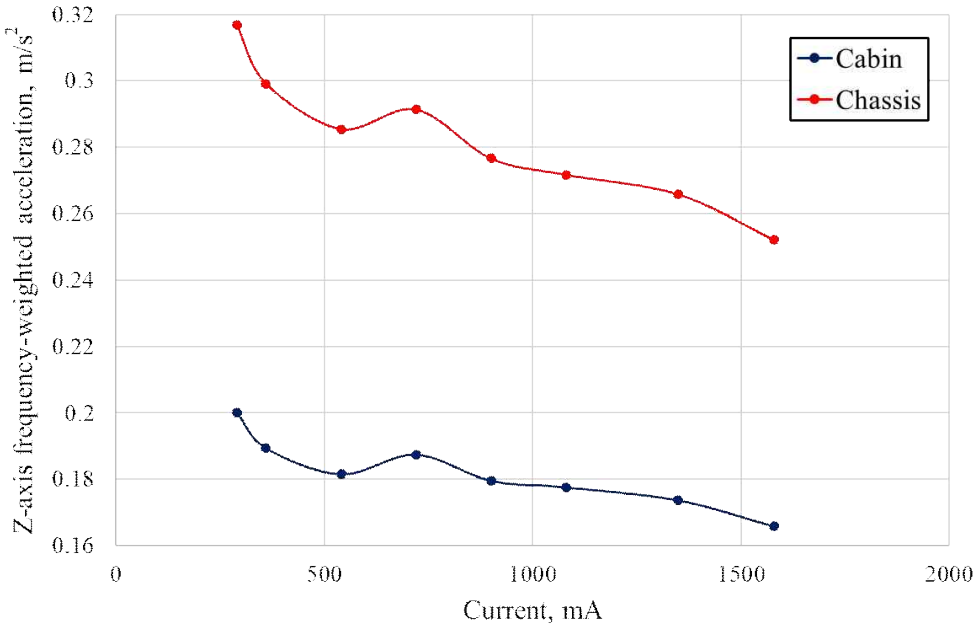


Fig. 5.22 Z-axis acceleration according to suspension current (Flat road, 30 km/h)

5.4 결론

서스펜션 최적화를 위한 시뮬레이션 결과를 종합하였을 때, ISO 8608에 의거한 노면에서의 주파수 보정 RMS 가속도와 범프 노면에서의 VDV 결과 모두 서스펜션에 높은 전류가 인가되어 서스펜션의 감쇠 계수가 작아질수록 캐빈에서의 결과는 작은 값이 나타났다. 또한 그래프를 작성하였을 때 캐빈에서의 결과는 선형 관계를 보였다. 반면 샤시에서의 결과는 전류의 크기에 대해 큰 변화가 없는 것을 확인할 수 있었다. 이는 서스펜션의 감쇠력이 캐빈 방향으로 큰 영향을 주는데 반해 샤시 방향으로는 영향을 거의 주지 않는 것으로 해석할 수 있다.

시험을 통한 서스펜션의 최적화를 수행한 결과 역시 전류의 크기가 클수록 캐빈에서의 진동이 작게 나타나는 경향을 확인할 수 있었다. 하지만 평탄 노면을 주행한 결과 전류의 크기와 캐빈에서의 진동은 상관관계가 없는 것으로 나타났다. 이는 샤시로부터 서스펜션에 인가되는 진동의 크기 자체가 작기 때문이며, 이로 인해 서스펜션에서 발생하는 감쇠력의 요인인 상대속도가 매우 작게되어 감쇠력이 거의 발생하지 않기 때문인 것으로 판단된다.

결론적으로 수동 모드에서의 서스펜션은 가능한 큰 전류를 입력하여 감쇠 계수를 작게 해야 진동이 작게 나오는 것을 확인할 수 있었다.

제 6 장 캐빈 서스펜션의 Semi-active Mode 제어 알고리즘 개발

6.1 개요

트랙터에 적용되는 서스펜션은 크게 수동 서스펜션(Passive suspension)과 반능동 서스펜션(Semi-active suspension)으로 나눌 수 있다. 수동 서스펜션은 서스펜션의 감쇠계수를 운전자가 임의로 선택하여 사용하는 방식이며, 반능동 서스펜션은 제어 알고리즘에 의하여 승차 진동의 최소화가 실시간으로 구현되는 방식이다. 반능동 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘을 정확히 구현한다면 승차 진동을 크게 감소시킬 수 있지만, 그렇지 않을 경우 오히려 승차 진동이 증가할 수도 있다. 따라서 대상 트랙터의 특성에 맞게 반능동 서스펜션의 제어 알고리즘을 구현해야 한다.

자동차나 상용차의 경우, 트랙터보다 먼저 반능동 혹은 능동(Active) 서스펜션 시스템이 도입되었기 때문에 서스펜션의 제어 알고리즘 개발과 관련된 연구가 많이 수행되었다. 하지만 자동차에 적용되는 능동 혹은 반능동 서스펜션 시스템의 제어는 자동차에 사용되는 일반적인 제어 기술이지만, 이 기술을 농용 트랙터에 그대로 적용하는 것은 불가능하다. 이는 트랙터와 자동차의 구조가 완전히 다르기 때문이다. 자동차 서스펜션 시스템은 타이어(Unsprung mass)와 샤시(Sprung mass) 사이에 서스펜션이 장착된 구조로 스프링 상중량(Sprung mass)의 크기가 스프링 하중량(Unsprung mass)에 비하여 매우 큰 시스템이다. 하지만 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터는 캐빈(Sprung mass)의 무게에 비해 샤시(Unsprung mass)의 무게가 매우 큰 시스템이다. 이와 같이 구조적으로 완전히 별개의 시스템이기 때문에 자동차 서스펜션의 제어 알고리즘을 그대로 사용할 수 없으며, 트랙터의 특성을 제대로 반영할 수 있는 별도의 제어 알고리즘을 구현해야 한다. 마지막으로 자동차는 고속 주행을 목적으로 포장도로(On-road)에서의 주행 안정성에 제어 목표를 두는 반면, 농용 트랙터는 저속 주행 차량으로 비포장 도로(Off-road)에서의 다양한 농작업을 수행하기 때문에 작업 안정성에 목표를 두게 된다. 서스펜션의 제어 알고리즘의 목표가 다른 점 역시 독자적인 트랙터 서스펜션 제어 알고리즘의 필요성을 뒷받침한다.

농용 트랙터의 캐빈 서스펜션과 관련된 연구는 초기에는 서스펜션의 구조와 구성에 집중되었으나 (Suggs and Huang, 1969; Hilton and Moran, 1975) 최근에는 캐빈 서스펜션의 최적화 및 수동 및 반능동 제어 시스템의 구성에 초점이 맞춰지는 추세이다.

Sarami et al.(2009)은 트랙터의 캐빈 전, 후방에 스카이 훅(Sky hook) 제어가 적용된 서스펜션 시스템을 연구하였다. MATLAB Simulink 프로그램을 통해 시뮬레이션 모델을 설계하였으며 시뮬레이션 상에서 제어 알고리즘을 구성하고 검증하였다. 연구 대상 트랙터는 캐빈의 4개소에 서스펜션이 장착된 타입으로서, 후방 2개소에 서스펜션과 전방 2개소에 고무 마운트를 사용한 본 연구와는 차이가 있다. 또한 후술하겠지만 본 연구에서 사용한 제어 알고리즘은 LQG이기 때문에 제어 알고리즘에서 차이가 있다. 스카이훅(Sky-hook) 제어는 타이어의 변위나 노면의 굴곡 같이 계측하기 어려운 상태 변수를 제외하고 제어력을 계산하더라도 높은 제어 효과를 기대할 수 있다는 장점이 있다. 하지만 스카이훅 제어는 전상태 피드백(Full-state feedback) 제어로서 많은 수량의 센서를 필수적으로 요구하며, 감쇠력에 비해 주행안정성 제어에는 효과가 현저히 떨어진다는 단점이 있다(Yoon et al. 2001).

Sim et al. (2014)은 시뮬레이션을 통해 트랙터에 적용된 반능동 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘의 성능을 비교하였다. 이를 통해 스카이훅 제어 알고리즘에 비해 LQR 제어 알고리즘의 진동 감소 효과가 우수함을 보였다.

Sim et al. (2017)은 상용 프로그램(Simulation X)을 사용하여 반능동 서스펜션을 모델링하였으며 MATLAB Simulink를 이용하여 14개의 자유도를 가진 트랙터 모델을 개발하였다. 이 두 개의 모델을 활용하여 구성한 플랜트 모델을 기반으로 반능동 서스펜션의 LQG 최적 제어 알고리즘을 개발하였다. LQG 최적 제어에 사용된 모델은 Quarter-트랙터 모델이었으며, 수동 서스펜션이 장착된 트랙터와 개발한 반능동 서스펜션이 장착된 트랙터의 수직방향 가속도와 캐빈의 피치각을 시뮬레이션하여 개발한 제어 알고리즘에 대한 성능 검증을 수행하였다. 이 논문은 후방 2개소에만 서스펜션 시스템이 적용되었으며 제어 알고리즘으로 LQG를 사용했다는 점에서 본 연구와 유사한 점이 많은 논문이다. 하지만 이 논문에서 LQG 제어 알고리즘을 구현하는데 핵심이 되는 내부 모델(Internal model)을 구현하는데 있어 Quarter-트랙터 모델을 사용하였는데, 사용된 내부 모델의 거동이 실제 플랜트 모델에 대한 거동과 유사하게 나타나는지에 대한 검증이 상대적으로 부족하다. 또한 서스펜션의 특성을 상용 프로그램으로 모델링하였는데, 서스펜션 내부의 일부 특성에 대해 가정을 하였기 때문에 정확한 플랜트 모델을 구축하였다고 볼 수 없다. 서스펜션 제어 알고리즘에 사용된 내부 모델과 플랜트 모델의 거동 특성이 다르게 나타나면 시스템이 달라지므로 올바르게 제어 알고리즘을 구현하였다고 할 수 없다. 또한 내부 모델을 Quarter-트랙터 모델을 사용함으로써 서스펜션 시스템만

모델에 적용되었으며, 이로 인해 전방의 고무 마운트가 고려되지 않는다는 한계점이 있다. 전방과 후방의 특성이 다르기 때문에 피치 방향의 거동이 수직방향 가속도 등 캐빈의 거동에 상당한 영향을 미치게 되는데 이러한 모델을 Quarter-트랙터 모델로 구현할 경우 피치 방향의 영향을 고려하지 않게 되므로 실제 플랜트 모델과 동일한 특성을 가진 모델을 구현한 것으로 볼 수 없다. 마지막으로 LQR 알고리즘을 구현하기 위해 필요한 상태 변수들을 모두 계측하여 알고리즘에 입력되는 것으로 가정하고 시뮬레이션을 수행했기 때문에 모든 상태 변수에 대한 센서가 필요하다는 한계가 있다.

본 연구에서는 반능동 서스펜션 시스템을 제어하기 위해 Linear Quadratic Gaussian (LQG)을 이용한 최적 제어 알고리즘을 개발하였다. LQG는 칼만 필터(Kalman filter)를 기반으로 설계된 상태 관측기(State observer)를 활용하여 시스템 잡음(Process noise)과 측정 잡음(Measurement noise)이 있는 시스템에서의 상태 변수(State variable)를 높은 수준에서 예측할 수 있다는 장점이 있다. 이러한 LQR 제어 알고리즘에서 비용 함수(Cost function)를 설정하였으며 이를 최소화하는 제어 알고리즘을 구성하였다. LQG 제어 알고리즘 구현을 위해 내부 모델은 트랙터의 수직 방향과 피치 방향 거동을 모사한 Half-트랙터 모델로 구현하였다. 또한 트랙터 모델에는 시험을 통해 계측한 정확한 물리적 특성을 입력하였다. 제어 시스템의 성능은 시험 결과와의 비교를 통해 검증을 수행하여 정확도(Accuracy)를 검증하였으며 이를 통해 LQG 제어를 통해 반능동 서스펜션을 통한 승차 진동의 저감 효과를 검증하고자 하였다. 최종적으로 구성한 제어 알고리즘은 시험을 통해 그 효과를 확인하였다.

6.2 LQG 제어 이론

LQG 제어 이론을 설명하기 위해서 먼저 LQR 제어 이론에 대하여 설명한 후 칼만 필터와 LQR 제어기 조합으로 이루어지는 LQG 제어에 관해 설명하고자 한다. 제어 대상으로 하는 선형 시스템의 상태 방정식은 식 6.1과 같다.

$$\dot{x} = Fx + Gu \tag{6.1}$$

여기에서 상태 변수 x는 n×1 벡터, 제어 입력 u는 m×1 벡터, F와 G는 각각 n×n, n×m 행렬이다. LQR 제어기 설계를 위한 성능 지수는 수식 6.2와 같이 정의한다. Q, R은 각각 상태 변수와 제어 입력을 위한 가중치 행렬이다.

$$J = \frac{1}{2}\int_0^\infty (x^T Q x + u^T R u) dt \tag{6.2}$$

식 6.31의 제한 조건을 만족하면서 식 6.32의 성능 지수를 최소로 하는 제어 입력은 식 6.3 ~ 6.5과 같이 ARE(Algebraic Riccati Equation)의 해 P를 이용하여 계산된다.

$$F^T P + PF - PGR^{-1}G^T P + Q = 0 \tag{6.3}$$

$$C = R^{-1}G^T P \tag{6.4}$$

$$u = -Cx \tag{6.5}$$

LQR 제어기의 설계는 시스템 모델링과 가중치 행렬 Q, R의 선정 문제로 볼 수 있으며 정확한 모델을 바탕으로 설계된 제어기는 Q, R 값에 상관없이 위상 여유(Phase margin)와 이득 여유(Gain margin)를 보장하고 안정적이고 강건한 시스템 제어를 가능하게 한다는 장점이 있다(Chen, 2015).

선형 시스템에 대한 제어기 문제에서 LQR 제어기를 통하여 최적 제어를 얻을 수 있으나, 제어값의 생성이 수식 6.3과 같이 전상태 피드백으로 이루어지기 때문에 상태 변수를 정확하게 알 수 없는 일반적인 상황에서 적용이 어렵다. 이러한 상황에서 LQR 제어가 가능한 방법은 플랜트 출력을 통하여 상태 변수를 예측하고 이를 이용하여 식 6.6과 같이 제어 입력을 생성하는 것이다(Hespanha, 2007).

$$u = -C\hat{x} \tag{6.6}$$

상태 변수의 추정은 칼만 필터를 통하여 LQE((Linear quadratic estimator) 해를 이용하여 쉽게 얻을 수 있으며, 분리 원칙에 의하여 예측기와 LQR의 독립적인 설계가 가능하기 때문에 칼만 필터 외에 다양한 예측기의 적용 또한 가능하다(Hespanha, 2007).

6.3 플랜트 모델

LQG 제어 알고리즘이 구현되기 위해서는 플랜트 모델에서 정의한 모든 상태 변수에 대하여 계측을 통해 입력이 이루어져야 한다. 하지만 모든 변수에 대해 센서를 통해 계측하는 것이 어려운 상태 변수에 대해서는 예측을 통하여 입력이 이루어져야 한다. 이러한 상태 변수들은 칼만 필터를 기반으로 하는 상태 관측기에서 예측이 이루어지는데, 변수들의 예측 정확도를 높임으로 인해 제어 알고리즘의 품질을 높이기 위해서는 정확도가 높은 플랜트 모델의 구성이 필요하다.

6.3.1 Half-tractor 모델

일반적으로 차량의 진동에서 탄성 모드의 고유 진동수는 수백 Hz 이상이므로, 50 Hz 이하의 저주파 진동은 강체 모델로 가정할 수 있다. 트랙터의 캐빈 역시 50 Hz 이하의 저주파 진동을 대상으로 할 경우, 캐빈은 강체 운동을 하기 때문에 캐빈을 다자유도의 이산계로 모형화하여도 트랙터 차체와 캐빈의 거동을 예측하는 것이 가능하다(Choi, 1998).

Quarter-트랙터 모델로 플랜트 모델에 입력되는 시뮬레이션 모델을 구성한다면 Full-트랙터 모델 구성이 간단해지고 상태 변수가 줄어들게 되어 계산이 간단해진다는 장점이 있다. 하지만 캐빈을 고무 마운트와 서스펜션은 감쇠 계수에 있어 큰 차이가 있으므로 이를 하나의 요소로 구성하는 Quarter-트랙터 모델은 캐빈의 가속도를 포함한 승차 진동을 정확하게 예측하지 못하게 된다. 이는 칼만 필터를 통한 상태 변수의 예측 정확도가 현저하게 낮아지게 되는 원인이 되며, 결국 제어 알고리즘의 품질을 낮추는 원인으로 이어진다. 따라서 트랙터 시뮬레이션모델은 Half-트랙터 모델로 구성하는 것이 제어 알고리즘의 계산 속도를 높이면서 칼만 필터를 통한 상태 변수의 예측 정확도를 높이고 궁극적으로 승차 진동을 최소화하는 제어 알고리즘의 품질을 높일 수 있는 방법으로 판단하였다.

4 자유도 시스템으로 상중량에 해당하는 캐빈과 하중량에 해당하는 샤시가 수직 방향과 피치 방향의 운동만을 고려하였다. 캐빈과 샤시는 강체(Rigid body)이며 가진력은 수직 방향으로만 작용하는 것으로 가정하였다. 캐빈은 서스펜션 시스템으로 샤시와 결합되어 있으며, 서스펜션 시스템 및 타이어는 선형 스프링과 댐퍼로 구성된 병렬 결합체인 것으로 가정하였다. 마지막으로 트랙터는 일정한 속도로 직진하는 것으로 가정하였다. 샤시는 노면과 타이어로 연결되어 있으며 노면으로부터 입력(Road input)을 전달받는다. 그림 6.1은 4개 지점이 모두 고무 마운트로 구성된 트랙터 모델이며 그림 6.2은 후방 2개소에 반능동 캐빈 서스펜션을 장착한 트랙터 모델이다.

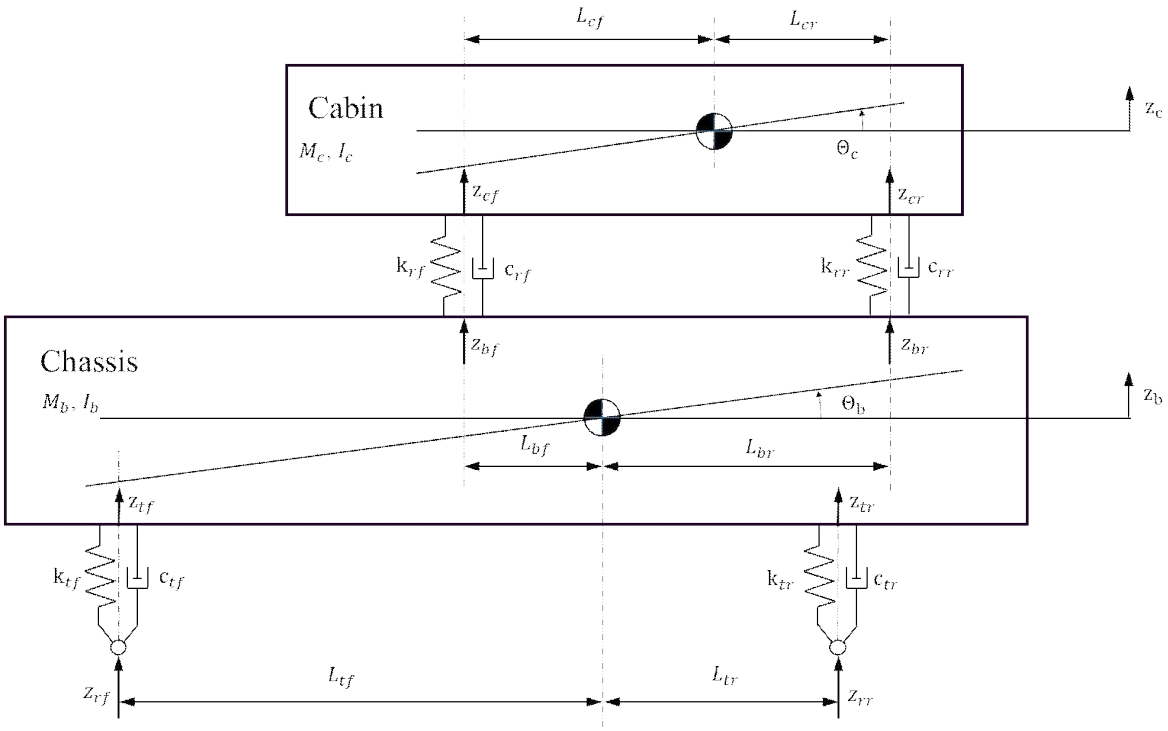


Fig. 6.1 Half-tractor simulation model for rubber mount tractor.

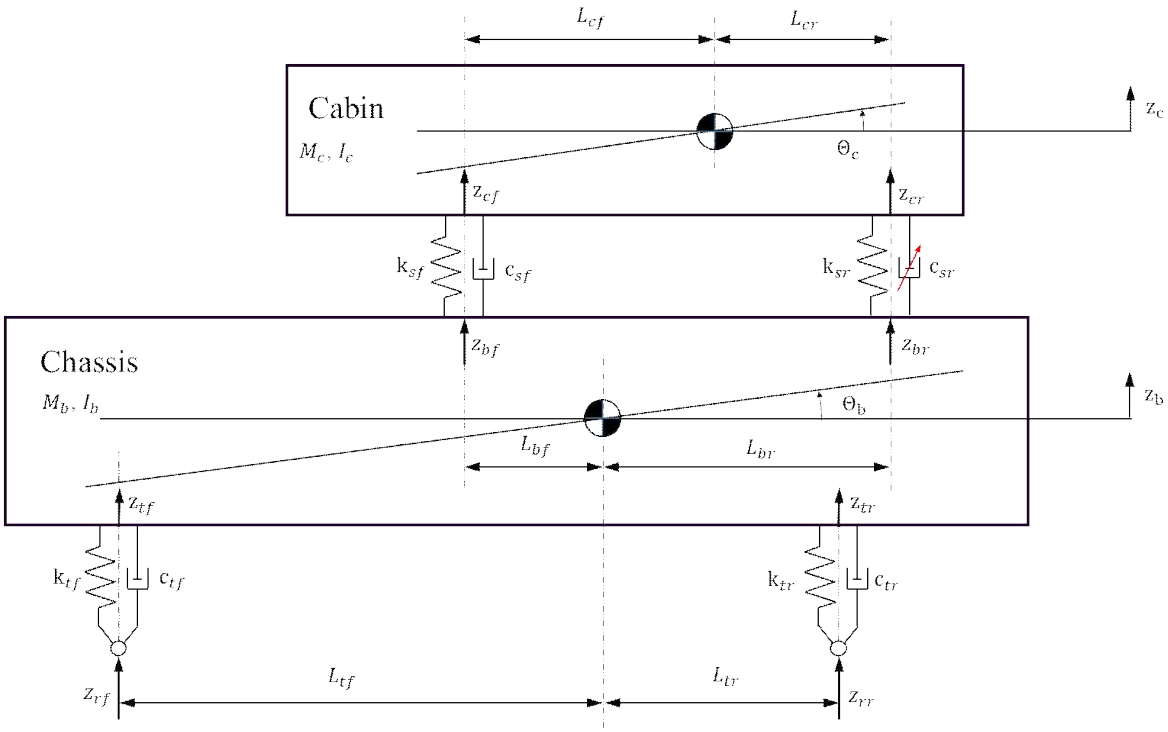


Fig. 6.2 Half-tractor simulation model for semi-active suspension tractor.

Half-트랙터 모델은 서스펜션 제어 알고리즘 적용 유/무에 따른 승차 진동을 비교하기 위하여 두 가지 모델로 구성하였다. 제어 알고리즘이 적용된 모델은 후방에 반능동 서스펜션이 장착되어 있고, 제어 알고리즘이 적용되지 않은 모델은 후방에 고무 마운트가 장착되어 있으며, 다른 요소들은 모두 같은 것으로 가정하였다.

서스펜션 시스템은 전방은 고무 마운트로 구성되어 있으며 고무 마운트는 일정한 스프링 상수와 감쇠계수를 갖는 것으로 모델링하였다. 후방 서스펜션 시스템은 고무 마운트 트랙터의 경우 고무 마운트로 구성하였으며 반능동 서스펜션의 경우 일정한 스프링 상수와 가변 감쇠계수를 갖는 것으로 모델링하였다. 반능동 서스펜션의 감쇠계수는 비례 제어 밸브의 전류에 의해 변화하는 비선형적인 특성을 가진다. 반능동 서스펜션의 감쇠력(Damping force)은 캐빈과 샤시 사이의 후방 서스펜션의 상대 속도와 감쇠계수의 곱으로 계산되며, Half-트랙터 모델의 제어 입력으로 사용된다. 마지막으로 전방 타이어와 후방 타이어는 일정한 스프링 상수와 감쇠계수를 갖는 것으로 모델링하였다.

먼저 그림 6.2의 반능동 서스펜션 트랙터 모델을 대상으로 하는 캐빈과 샤시의 수직방향 및 피치 방향에 대한 운동 방정식은 각각 식 6.7 ~ 6.10과 같이 표현할 수 있다. 운동 방정식에는 캐빈과 샤시의 정적 평형 위치(Static equilibrium position)로부터의 수직방향 변위와 질량중심에서의 피치각 변화를 대상으로 방정식을 구현하였다.

$$m_c\ddot{z}_c = c_{sf}(\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{cf}) + k_{sf}(z_{bf} - z_{cf}) + k_{sr}(z_{br} - z_{cr}) - f_s \tag{6.7}$$

where f_s : $c_{sr}(\dot{z}_{br} - \dot{z}_{cr})$

$$\begin{aligned} m_b\ddot{z}_b = {} & c_{tf}(\dot{z}_{rf} - \dot{z}_{tf}) + c_{tr}(\dot{z}_{rr} - \dot{z}_{tr}) + k_{tf}(z_{rf} - z_{tf}) + k_{tr}(z_{rr} - z_{tr}) \\ & - c_{sf}(\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{cf}) - k_{sf}(z_{bf} - z_{cf}) - k_{sr}(z_{br} - z_{cr}) + f_s \end{aligned} \tag{6.8}$$

$$I_c\ddot{\Theta}_c = -c_{sf}(\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{cf})L_{cf} - k_{sf}(z_{bf} - z_{cf})L_{cf} + k_{sr}(z_{br} - z_{cr})L_{cr} - f_s L_{cr} \tag{6.9}$$

$$\begin{aligned} I_b\ddot{\Theta}_b = {} & -c_{tf}(\dot{z}_{rf} - \dot{z}_{tf})L_{tf} + c_{tr}(\dot{z}_{rr} - \dot{z}_{tr})L_{tr} - k_{tf}(z_{rf} - z_{tf})L_{tf} + k_{tr}(z_{rr} - z_{tr})L_{tr} \\ & + c_{sf}(\dot{z}_{bf} - \dot{z}_{cf})L_{bf} + k_{sf}(z_{bf} - z_{cf})L_{bf} - k_{sr}(z_{br} - z_{cr})L_{br} + f_s L_{br} \end{aligned} \tag{6.10}$$

또한 z_{cf}, z_{cr}, z_{tf}, z_{tr} 및 q_{bf}, q_{br}를 z_c, z_b, θ_c, θ_b의 함수로 표현하면 식 6.11~6.16과 같이 표현할 수 있다.

$$z_{cf} = z_c - L_{cf}\Theta_c \tag{6.11}$$

$$z_{cr} = z_c + L_{cr}\Theta_c \tag{6.12}$$

$$z_{tf} = z_b - L_{tf}\Theta_b \tag{6.13}$$

$$z_{tr} = z_b + L_{tr}\Theta_b \tag{6.14}$$

$$q_{bf} = z_b - L_{bf}\Theta_c \tag{6.15}$$

$$q_{br} = z_b + L_{br}\Theta_c \tag{6.16}$$

식 6.7 ~ 6.10에 식 6.11 ~ 6.16을 대입하여 운동 방정식을 정리한 다음에 이를 이용하여 상태 방정식(State equation)을 구하였다. 여기에는 Half-트랙터 모델에서 구한 상태 변수(State variables)를 사용하였다. 상태 방정식은 식 6.17, 6.18과 같은 행렬(Matrix)로 구현하였다.

$$\begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & I_c \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{z}_c \\ \ddot{\theta}_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{cf} & L_{cr} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} k_{sf} & 0 \\ 0 & k_{sr} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} z_{bf} - z_{cf} \\ z_{br} - z_{cr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{cf} & L_{cr} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} c_{sf} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{z}_{bf} - \dot{z}_{cf} \\ \dot{z}_{br} - \dot{z}_{cr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{cf} & L_{cr} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} 0 \\ f_s \end{bmatrix} \tag{6.17}$$

$$\begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & I_b \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta}_b \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{bf} & L_{br} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} k_{sf} & 0 \\ 0 & k_{sr} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} z_{bf} - z_{cf} \\ z_{br} - z_{cr} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{bf} & L_{br} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} c_{sf} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{z}_{bf} - \dot{z}_{cf} \\ \dot{z}_{br} - \dot{z}_{cr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{tf} & L_{tr} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} k_{tf} & 0 \\ 0 & k_{tr} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} z_{rf} - z_{tf} \\ z_{rr} - z_{tr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{tf} & L_{tr} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} c_{tf} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{z}_{rf} - \dot{z}_{tf} \\ \dot{z}_{rr} - \dot{z}_{tr} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{bf} & L_{br} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} 0 \\ f_s \end{bmatrix} \tag{6.18}$$

식 6.17과 6.18는 식 6.19과 6.20로 표현할 수 있다.

$$M_c\ddot{X}_c = R_cK_s(Z_b - Z_c) + R_cC_{sf}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_c) + R_cF_s \tag{6.19}$$

$$M_b\ddot{X}_b = -R_bK_s(Z_b - Z_c) - R_bC_{sf}(\dot{Z}_b - \dot{Z}_c) + R_tK_t(Z_t - Z_r) - R_tC_t(\dot{Z}_t - \dot{Z}_r) - R_bF_s \tag{6.20}$$

where $M_c = \begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & I_c \end{bmatrix}$ $M_b = \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & I_b \end{bmatrix}$ $\ddot{X}_c = \begin{bmatrix} \ddot{z}_c \\ \ddot{\theta}_c \end{bmatrix}$ $\ddot{X}_b = \begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta}_b \end{bmatrix}$

$R_c = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{cf} & L_{cr} \end{bmatrix}$ $R_b = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{bf} & L_{br} \end{bmatrix}$ $R_t = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{tf} & L_{tr} \end{bmatrix}$

$K_s = \begin{bmatrix} k_{sf} & 0 \\ 0 & k_{sr} \end{bmatrix}$ $C_{sf} = \begin{bmatrix} c_{sf} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ $K_t = \begin{bmatrix} k_{tf} & 0 \\ 0 & k_{tr} \end{bmatrix}$ $C_t = \begin{bmatrix} c_{tf} & 0 \\ 0 & c_{tr} \end{bmatrix}$

$Z_c = \begin{bmatrix} z_{cf} \\ z_{cr} \end{bmatrix}$ $Z_b = \begin{bmatrix} z_{bf} \\ z_{br} \end{bmatrix}$ $Z_t = \begin{bmatrix} z_{tf} \\ z_{tr} \end{bmatrix}$ $Z_r = \begin{bmatrix} z_{rf} \\ z_{rr} \end{bmatrix}$

$\dot{Z}_c = \begin{bmatrix} \dot{z}_{cf} \\ \dot{z}_{cr} \end{bmatrix}$ $\dot{Z}_b = \begin{bmatrix} \dot{z}_{bf} \\ \dot{z}_{br} \end{bmatrix}$ $\dot{Z}_t = \begin{bmatrix} \dot{z}_{tf} \\ \dot{z}_{tr} \end{bmatrix}$ $\dot{Z}_r = \begin{bmatrix} \dot{z}_{rf} \\ \dot{z}_{rr} \end{bmatrix}$

$F_s = \begin{bmatrix} 0 \\ f_s \end{bmatrix}$

캐빈과 샤시 등의 변위와 속도, 가속도 등을 식 6.21 ~ 6.26과 같이 정리할 수 있다.

$$Z_c = R_c^T X_c \tag{6.21}$$

$$Z_b = R_b^T X_b \tag{6.22}$$

$$Z_t = R_t^T X_b \tag{6.23}$$

$$\ddot{X}_c = \left(R_c^T\right)^{-1}\ddot{Z}_c \tag{6.24}$$

$$\ddot{X}_b = \left(R_t^T\right)^{-1}\ddot{Z}_t \tag{6.25}$$

$$\dot{Z}_b = R_b^T\left(R_t^T\right)^{-1}\dot{Z}_t \tag{6.26}$$

where $X_c = \begin{bmatrix} z_c \\ \theta_c \end{bmatrix}$ $X_b = \begin{bmatrix} z_b \\ \theta_b \end{bmatrix}$ $\ddot{Z}_c = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{cf} \\ \ddot{z}_{cr} \end{bmatrix}$ $\ddot{Z}_t = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{tf} \\ \ddot{z}_{tr} \end{bmatrix}$

식 6.21 ~ 6.26을 식 6.19, 6.20에 대입하고 정리하면 식 6.27, 6.28와 같다.

$$\ddot{Z}_c = -R_c^T(M_c)^{-1}R_c\left[-K_s(Z_b - Z_c) + C_{sf}\dot{Z}_c - C_{sf}R_b^T\left(R_t^T\right)^{-1}\dot{Z}_t\right] + R_c^T(M_c)^{-1}R_cF_s \tag{6.27}$$

$$\begin{aligned}\ddot{Z}_t = {} & R_t^T(M_b)^{-1}R_b\left[-K_s(Z_b - Z_c) + C_{sf}\dot{Z}_c - C_{sf}R_b^T\left(R_t^T\right)^{-1}\dot{Z}_t\right] \\ & - R_t^T(M_b)^{-1}R_t\left[-K_t(Z_r - Z_t) + C_t\dot{Z}_t\right] + R_t^T(M_b)^{-1}R_tC_t\dot{Z}_r - R_t^T(M_b)^{-1}R_bF_s\end{aligned} \tag{6.28}$$

Half-트랙터 모델에서의 상태 변수들은 다음과 같이 정의된다. x_1은 고무 마운트의 변위이며 x_2은 서스펜션의 변위이다. x_3은 고무 마운트 양 단의 상대 속도이며, x_1을 미분하여 구할 수 있다. x_4는 서스펜션 양 단의 상대 속도이며, x_2를 미분하여 구할 수 있다. x_5와 x_6은 전/후방 타이어의 변위이며, x_7, x_8은 전/후방 타이어의 상대 속도로 x_5와 x_6을 미분하여 구할 수 있다. 이를 상태 변수 표현식으로 변환하면 식 6.29 ~ 6.32과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \tag{6.29}$$

$$\begin{aligned}\begin{bmatrix} \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = {} & -R_c^T(M_c)^{-1}R_cK_r\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} - R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{sf}\begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \\ & + R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{sf}R_b^T\left(R_t^T\right)^{-1}\begin{bmatrix} x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} + R_c^T(M_c)^{-1}R_cF_s\end{aligned} \tag{6.30}$$

$$\begin{bmatrix}\dot{x}_5\\ \dot{x}_6\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}x_7\\ x_8\end{bmatrix} \tag{6.31}$$

$$\begin{aligned}\begin{bmatrix}\dot{x}_7\\ \dot{x}_8\end{bmatrix} &= R_t^T(M_b)^{-1}R_bK_s\begin{bmatrix}x_1\\ x_2\end{bmatrix}+R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_{sf}\begin{bmatrix}x_3\\ x_4\end{bmatrix}-R_t^T(M_b)^{-1}R_tK_t\begin{bmatrix}x_5\\ x_6\end{bmatrix}\\ &+\left[R_t^T(M_b)^{-1}R_tC_t-R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_{sf}R_b^T\left(R_t^T\right)^{-1}\right]\begin{bmatrix}x_7\\ x_8\end{bmatrix}+R_t^T(M_b)^{-1}R_bF_s\\ &+R_t^T(M_b)^{-1}R_tC_t\dot{Z}_r\end{aligned} \tag{6.32}$$

식 6.21, 6.22의 상태 방정식은 식 6.29 ~ 6.32의 상태 변수와 결합하여 식 6.33과 같은 상태 공간 방정식(state space equation)으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}=Ax+BF_s+L\dot{Z}_r \tag{6.33}$$

Where

$$A=\begin{bmatrix}0 & I & 0 & -R_b^T(R_t)^{-1}\\ -R_c^T(M_c)^{-1}R_cK_s-R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{sf} & 0 & R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{sf}R_b^T\left(R_t^T\right)^{-1}\\ 0 & 0 & 0 & I\\ R_t^T(M_b)^{-1}R_bK_s & R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_{sf} & -R_t^T(M_b)^{-1}R_tK_t-R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_{sf}R_b^T\left(R_t^T\right)^{-1}+R_t^T(M_b)^{-1}R_tC_t\end{bmatrix}$$

$$B=\begin{bmatrix}0\\ -R_c^T(M_c)^{-1}R_c\\ 0\\ R_t^T(M_b)^{-1}R_b\end{bmatrix}$$

$$L=\begin{bmatrix}0\\ 0\\ 0\\ R_t^T(M_b)^{-1}R_tC_t\end{bmatrix}$$

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{cf} - z_{bf} \\ z_{cr} - z_{br} \\ \dot{z}_{cf} \\ \dot{z}_{cr} \\ z_{tf} - z_{rf} \\ z_{tr} - z_{rr} \\ \dot{z}_{tf} \\ \dot{z}_{tr} \end{bmatrix}, \quad \dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 \\ \dot{x}_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{z}_{cf} - \dot{z}_{bf} \\ \dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br} \\ \ddot{z}_{cf} \\ \ddot{z}_{cr} \\ \dot{z}_{tf} - \dot{z}_{rf} \\ \dot{z}_{tr} - \dot{z}_{rr} \\ \ddot{z}_{tf} \\ \ddot{z}_{tr} \end{bmatrix}$$

고무 마운트 트랙터에 대한 Half-트랙터 모델에 대한 상태 변수를 통한 상태 방정식은 반능동 서스펜션 트랙터의 모델과 거의 동일하게 구성된다. 두 모델의 유일한 차이점은 제어 입력(Control input)의 유/무이다. 제어 입력으로 작용하는 요소인 서스펜션의 감쇠력이 고무 마운트 트랙터에서는 작용하지 않고 일정한 값으로 처리된다. 따라서 고무 마운트 트랙터 모델의 상태 공간 방정식은 식 6.34와 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{x} = A_{rub}x + L\dot{Z}_r \tag{6.34}$$

Where

$$A_{rub} = \begin{bmatrix} 0 & I & 0 & -R_b^T(R_t)^{-1} \\ -R_c^T(M_c)^{-1}R_cK_{rub} - R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{rub} & 0 & R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{rub}R_b^T(R_t^T)^{-1} \\ 0 & 0 & 0 & I \\ R_t^T(M_b)^{-1}R_bK_{rub} & R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_{rub} & -R_t^T(M_b)^{-1}R_tK_t - R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_{rub}R_b^T(R_t^T)^{-1} + R_t^T(M_b)^{-1}R_tC_t \end{bmatrix}$$

$$K_{rub} = \begin{bmatrix} k_{sf} & 0 \\ 0 & k_{rr} \end{bmatrix}$$

$$C_{rub} = \begin{bmatrix} c_{sf} & 0 \\ 0 & c_{rr} \end{bmatrix}$$

6.3.2 반능동 서스펜션 시스템

반능동 서스펜션 시스템은 능동(Active) 서스펜션과 두 가지 측면에서 차이점이 있다. 첫째는 반능동 서스펜션 시스템은 에너지를 소산(Dissipate)시키는 방향으로만 작용한다는 점이다. 시스템의 기계적 동력(P)은 제어 알고리즘에 의해 결정된 제어 입력(f_c), 그리고 서스펜션의 상대 속도($\dot{z}_{cr}-\dot{z}_{br}$)에 의해 결정되며, 이는 식 6.35와 같다. 여기서 P가 0보다 크면 시스템이 에너지를 소산시켜야 하는 상태를 의미하며, 0보다 작으면 시스템이 에너지를 공급받아야 하는 상태를 의미한다. 능동 서스펜션의 경우 P의 부호와 상관없이 모든 상태에서 시스템에 제어 입력(f_c)을 가할 수 있으나, 반능동 서스펜션의 경우 동력이 0보다 큰 경우에서만 제어 입력을 가할 수 있다. 이는 그림 6.3과 같이 표현할 수 있다.

$$P=-f_c\left(\dot{z}_{cr}-\dot{z}_{br}\right) \tag{6.35}$$

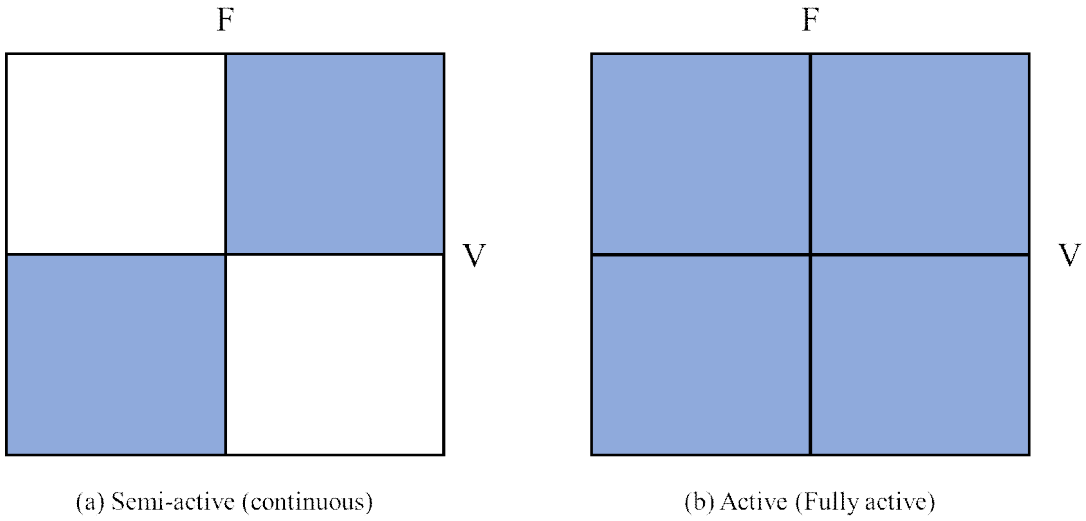


Fig. 6.3 Concept of suspension model.

두번째는 반능동 서스펜션은 비례 제어 밸브에 인가되는 전류의 크기에 따라 비선형적인 물리적 특성 선도를 따라 감쇠력이 결정된다는 점이다. 반능동 서스펜션의 감쇠력은 감쇠계수(c_{sr})와 서스펜션의 상대 속도($\dot{z}_{cr}-\dot{z}_{br}$)에 의해 결정되며 식 6.36과 같다. 서스펜션의 상대 속도는 서스펜션의 LVDT(The linear variable differential transformer)에 의

해 계측된 값을 미분하여 계산할 수 있다. 감쇠계수는 비례 제어 밸브 내 오리피스의 열림량(Opening position)에 의해 결정되며, 오리피스는 밸브의 전류에 의해 조절된다. 이에 감쇠력은 밸브 전류와 서스펜션의 상대 속도에 의해 변화하게 되며, 비선형적인 특성을 가진다.

$$f_s = -c_{sr}\left(\dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br}\right) \tag{6.36}$$

반능동 서스펜션의 두 가지 특성에 따라 결정되는 서스펜션의 감쇠력을 식 6.35와 6.36을 반영하여 식 6.37과 같이 구성하였다. P가 0보다 작으면 f_s는 제어할 수 없는 상태이므로, 직전 상태에서의 감쇠계수(c_{pre})에 의해 결정된다. 제어 입력(f_c)은 서스펜션의 상대 속도와 제어 상태의 감쇠계수(c_{sr})의 곱이므로, f_c는 c_{sr}만으로 결정이 되기 때문에 c_{sr}만으로 f_c를 제어할 수 있다.

$$f_s = \begin{cases} -c_{sr}\left(\dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br}\right) = f_c & (P \geq 0) \\ -c_{pre}\left(\dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br}\right) & (P < 0) \end{cases} \tag{6.37}$$

본 연구에서 사용된 반능동 서스펜션은 그림 3.38, 3.48에서 제시된 강성 특성과 감쇠 특성을 가지고 있으며, 이를 서스펜션 모델에 반영하였다.

6.3.3 플랜트 모델 검증

제어 알고리즘의 플랜트 모델은 Half-트랙터 시뮬레이션 모델과 서스펜션 모델로 구성되며, 이를 시뮬레이션하여 시험 결과와 비교하였다. 시험은 4축 로드 시뮬레이터에서 수행하였으며, 시험 노면 조건은 20 mm 높이의 스텝 노면, 주행 속도는 5 km/h로 설정하였다. 시스템에 스텝 입력을 가진하면 저주파 대역의 시스템 응답을 포함한 모든 주파수 대역에서의 응답을 얻을 수 있다. 캐빈 바닥에서의 z축 방향 가속도를 계측하여 시뮬레이션 결과와 비교하였다.

그림 6.4과 6.5는 시험과 시뮬레이션으로 캐빈과 샤시에서 얻은 가속도를 시간 영역에서 비교한 것이다. 또한 그림 6.6과 6.7은 그림 6.4와 6.5의 시간 영역 데이터를 FFT 한 결과이다. 그림 6.4와 6.5에서는 전체적으로 피크 간의 간격이 매우 유사하게 나타났으며, 그림 6.6와 6.7에서는 시험과 시뮬레이션에서 공통적으로 기본 주파수 앞뒤에 측파대가 나타났다. 최대 피크가 발생한 주파수는 각각 3 Hz로 일치하였으며, 피크의

크기는 0.487 m/s^2, 0.545 m/s^{2}로 11.91%의 오차를 보였다. 1차 상측파대는 각각 3.375 Hz와 3.5 Hz에서, 1차 하측파대는 2.5 Hz와 2.625 Hz에서 나타났다. 또한, 피크의 차이는 표 6.1에 정리하였다. 최대 피크가 발생하는 기본 주파수는 일치하였으며, 피크의 차이는 최대 11.9%를 보였다. 하지만 시간 영역에서의 데이터를 비교하였을 때 시뮬레이션 결과와 시험 결과에 큰 차이가 없으며 주파수 분석 결과 역시 수용할만한 수준의 오차율을 갖는 것으로 판단하였다.

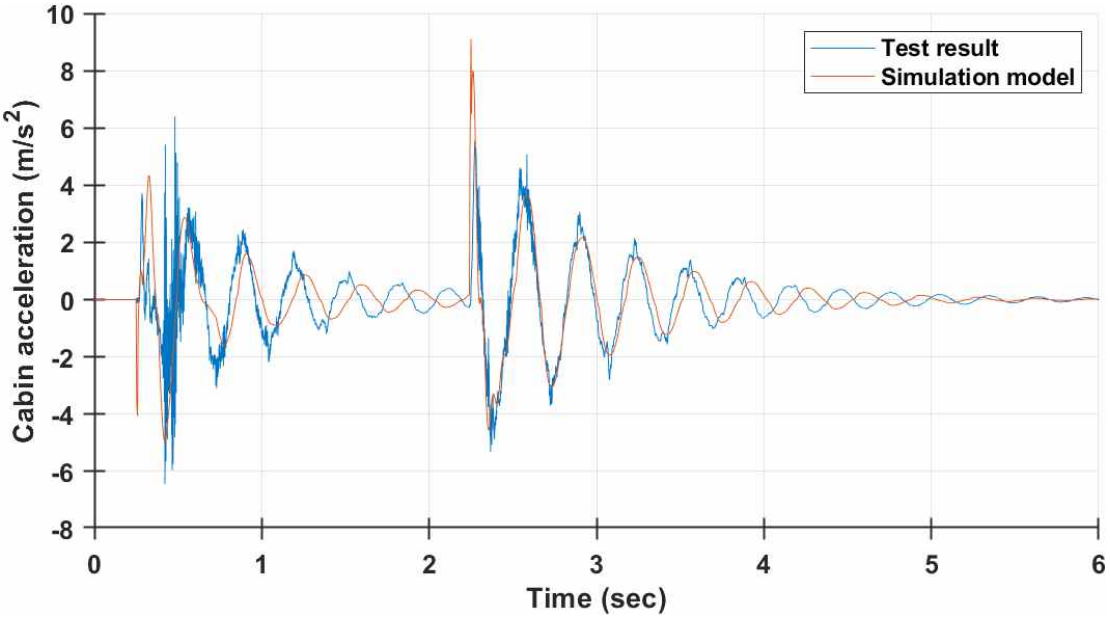


Fig. 6.4 Comparison of result between test and simulation at cabin.

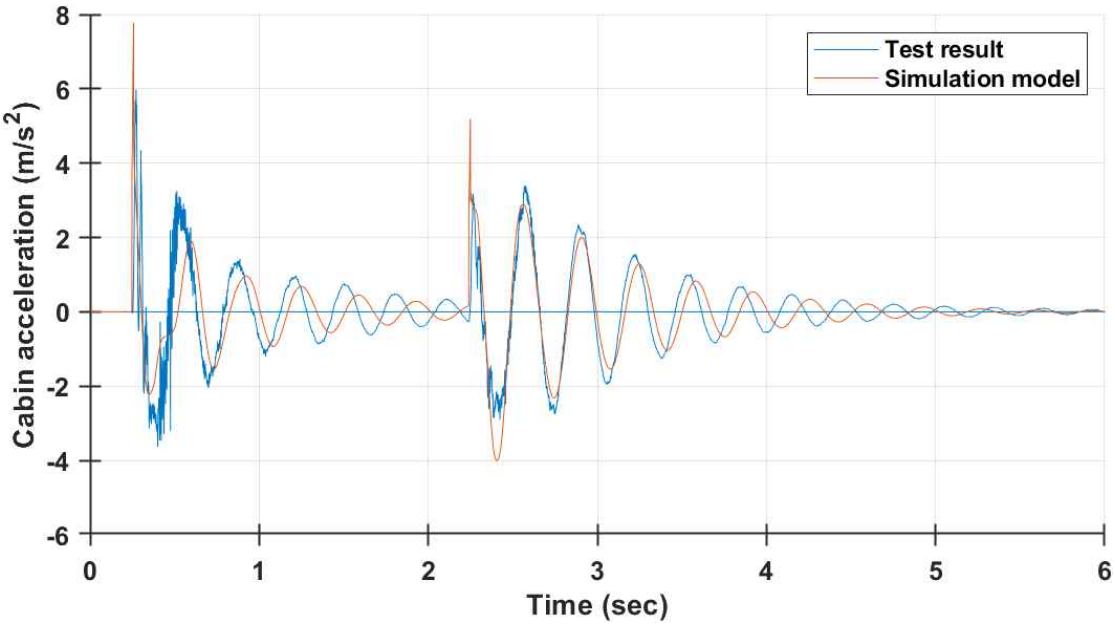


Fig. 6.5 Comparison of result between test and simulation at chassis.

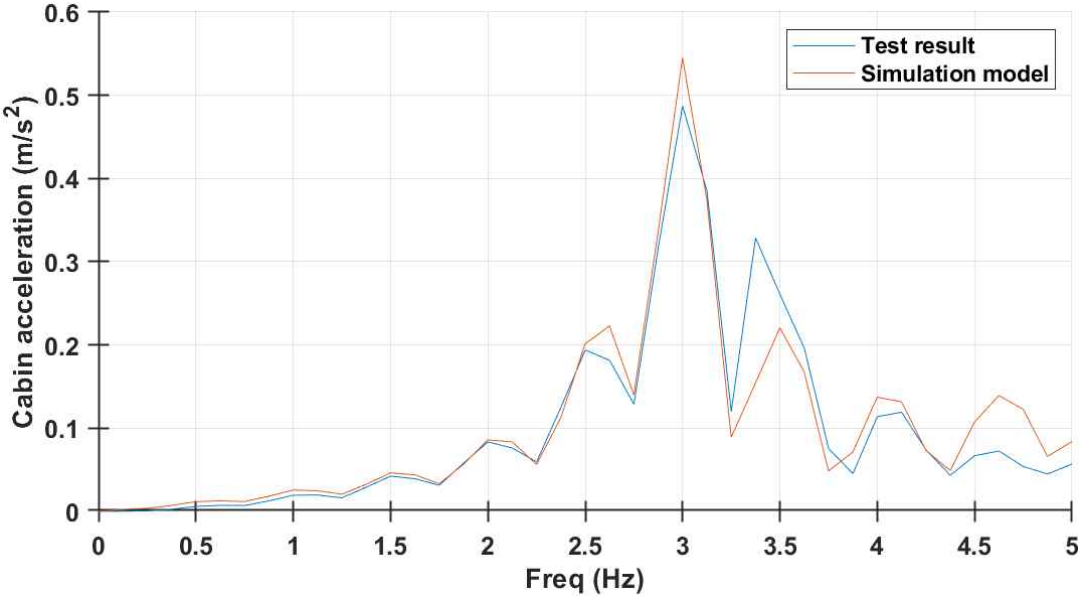


Fig. 6.6 Comparison of FFT result between test and simulation at cabin.

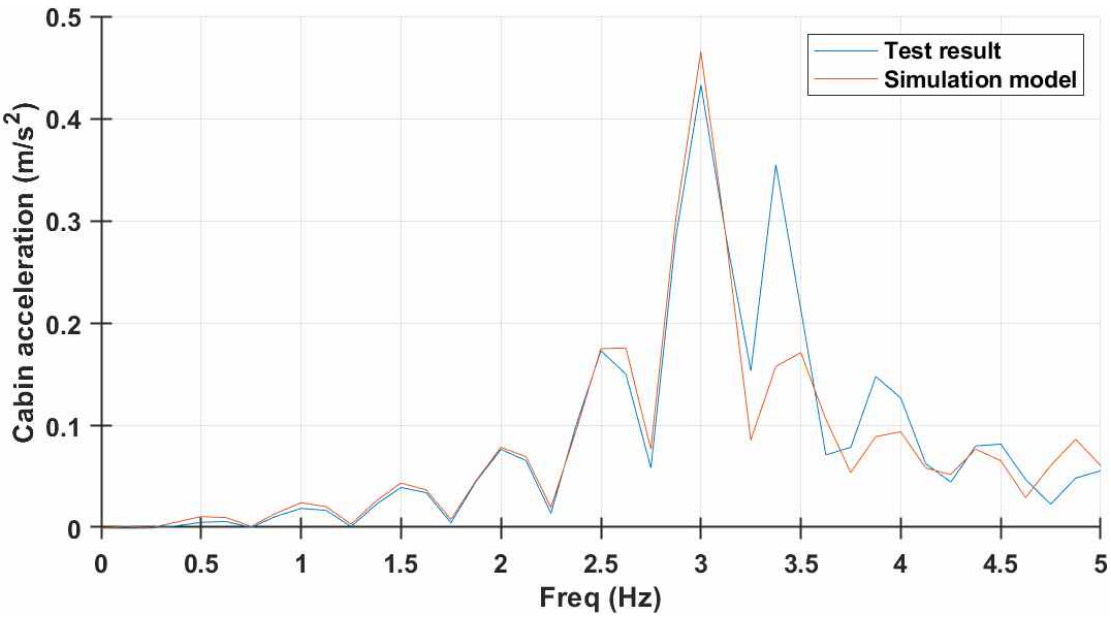


Fig. 6.7 Comparison of FFT result between test and simulation at chassis.

Table 6.1 Test and simulation FFT results at maximum peak

		Frequency, Hz	Acceleration, m/s^2	Error, %
Cabin	Test	3.000	0.487	11.91
	Simulation	2.999	0.545	
Body	Test	3.000	0.433	7.62
	Simulation	2.999	0.466	

6.4 반능동 서스펜션 제어 시스템

제어 알고리즘의 목적은 승차감을 향상시키는 것으로, 일반 차량의 경우 운전자가 탑승하는 캐빈의 가속도로 정량화할 수 있다(Tseng, H. E., & Hrovat, D. 2015). Half-트랙터 모델에서는 운전자가 탑승하는 캐빈의 가속도로 승차감을 평가하였으며, 캐빈의 가속도는 식 6.38 ~ 6.40과 같은 상태 변수(state variable)로 표현할 수 있다.

$$\ddot{z}_c = C_{acc}x + D_{acc}u \tag{6.38}$$

$$C_{acc} = \begin{bmatrix} -M_c^{-1}R_cK_s \\ -M_c^{-1}R_cC_{sf} \\ 0 \\ -M_c^{-1}R_cC_{sf}R_b^T\left(R_t^T\right)^{-1} \end{bmatrix} \tag{6.39}$$

$$D_{acc} = M_c^{-1}R_c \tag{6.40}$$

Half-트랙터 모델의 제어 알고리즘 개발에는 칼만 필터를 활용하는 상태 관측기(State observer)와 LQR(Linear quadratic regulator)을 이용한 최적 제어(Optimal control)를 사용하였다. LQR 제어는 모든 상태 변수들이 요구되는 전상태 피드백(Full state feedback) 제어 알고리즘이다. 그렇기 때문에 제한된 상태 변수만을 대상으로 계측이 가능한 시스템에서 사용하기 위해서는 상태 관측기를 활용하여 제한된 상태 변수를 피드백 받아 계측하기 어려운 다른 상태 변수를 예측해야 한다. 예측된 상태 변수의 값이 실제 값과의 차이를 분석함으로서, 예측값이 어느 정도의 정확성을 확보한다면, 예측된 상태 변수는 LQR 제어 알고리즘에 피드백 상태 변수로 활용할 수 있다.

칼만 필터는 이전 상태의 측정값만을 활용, 일련의 계산과정을 거쳐 다음 상태에 대한 보정을 해주는 필터이다. 일반적으로 선형/동적 시스템을 기반으로 동작하지만 확장 칼만 필터(Extended Kalman filter)로 인해 비선형 시스템에도 적용이 가능하다. 기본적으로 예측치와 센서를 통한 측정 사이값을 보정해주는 필터로서, 예측치 추정 과정에서의 시스템 잡음과 측정 잡음이 발생하는 상황에서 현재 상태에 대한 최적 추정치를 찾아내는 상황에서 많이 사용한다. 관측값을 최소제곱법으로 분석하여 잡음이 섞여 있는 값에 대해 빠르게 실제 값을 알아낼 수 있다(Faragher. 2012).

칼만 필터를 기반으로 하는 상태 관측기는 시스템 잡음과 측정 잡음이 존재하는 시스템에서 직접 측정할 수 없는 상태 변수들을 추종한다. 이렇게 칼만 필터 기반 상태 관측기로부터 예측된 전상태 변수들(Full state variables)을 사용하여 전상태 피드백 제어인 LQR에 적용한 결과를 최적 센서 기반 피드백(Optimal sensor-based feedback)이라고 하며, 칼만 필터를 사용하여 전상태 피드백으로 LQR을 결합한 제어를 LQG(Linear quadratic Gaussian)이라고 한다(Brunton & Kutz. 2019). 본 연구에서는 LQG를 활용한 반능동 서스펜션 제어를 수행하였으며, 그림 6.8는 LQG에 대한 간단한 블록 다이어그램을 나타낸 것이다.

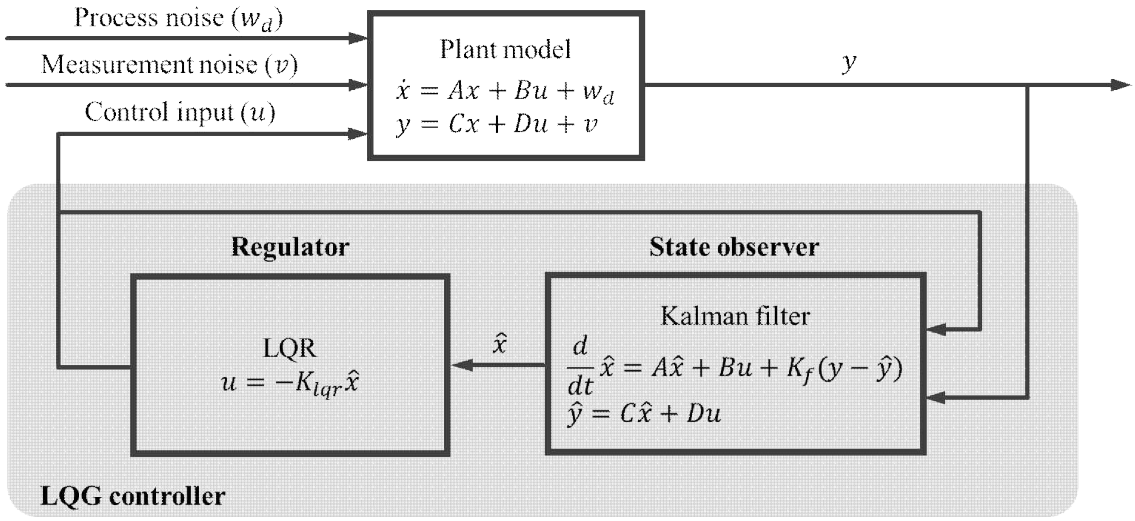


Fig. 6.8 Schematic diagram for linear quadratic Gaussian(LQG) controller.

상태 관측기는 제한된 개수의 센서가 설치된 시스템에서 실제로 계측하지 못하거나 계측하기 어려운 상태 변수들에 대하여 허용 레벨(Acceptable level)의 정확성을 예측할 수 있다. 본 연구에서는 트랙터 서스펜션의 변위와 속도를 피드백 받아 칼만 필터 기반의 상태 관측기의 피드백 상태 변수로 사용하였으며, 상태 관측기를 활용하여 계측하기 어렵거나 불가능한 다른 상태 변수와 제어 대상인 캐빈의 수직 방향 가속도를 예측하였다. 서스펜션의 변위는 서스펜션의 LVDT를 이용하여 계측하였고, 속도는 계측된 서스펜션의 변위를 미분하여 구하였다.

서스펜션 트랙터 시스템 모델을 상태 공간 방정식으로 나타내면 식 6.41과 6.42과 같다. 여기서 $\dot{z_r}$은 road profile(Road velocity)로 시스템 잡음이며, v는 측정 잡음이다.

$$\dot{x} = Ax + Bu + L\dot{z_r} \tag{6.41}$$

$$y = Cx + Du + v \tag{6.42}$$

where $\quad C = [0\,1\,0\,0\,0\,0\,0\,0]$

$\quad\quad D = [0]$

예측된 상태 변수인 $\hat{x}$는 추정 동적 시스템(Estimator dynamical system)에 의해서 계산되며 식 6.43과 6.44과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{d}{dt}\hat{x} = A\hat{x} + Bu + K_f(y - \hat{y}) \tag{6.43}$$

$$\hat{y} = C\hat{x} + Du \tag{6.44}$$

where K_f : Kalman filter gain

칼만 필터의 이득은 아래의 비용 함수를 최소화되는 값으로 결정되며(Brunton & Kutz, 2019), 식 6.45과 6.46로 계산된다.

$$J = \lim_{t \to \infty} E\left[\left(x_k - \hat{x_k}\right)^2\right] \tag{6.45}$$

$$K_f = YC^T V_n \tag{6.46}$$

식 6.46에서 Y는 식 6.47에서의 Algebraic Riccati equation의 해이다.

$$YA^T + AY - YC^T V_n^{-1} CY + V_d = 0 \tag{6.47}$$

where V_d positive semi-definite with entries containing the covariances of the process

V_n measurement noise terms

상태 관측기를 사용하여 서스펜션 트랙터 시스템의 상태 변수를 예측한 다음 예측한 상태 변수를 활용하는 LQR 제어 알고리즘을 사용하였다. LQR 제어 알고리즘은 아래의 비용 함수가 최소가 되도록 하는 제어 입력(서스펜션 감쇠력, f_c)를 결정하는 것이다. 식 6.48은 제어 알고리즘에 사용된 비용 함수이다.

$$J_{fc} = \int_0^\infty \left(\hat{x}^T Q\hat{x} + 2\hat{x}^T NF_c + F_c^T RF_c\right)dt \tag{6.48}$$

본 연구에서는 비용 함수의 출력 변수로 캐빈의 수직 방향 가속도, 속도, 상태 변수 그리고 제어 입력을 포함하여 식 6.49과 같이 비용 함수 방정식을 정의하였다.

$$
\begin{aligned}
J_{fc} &= \int_0^{\infty} \left(\hat{x}^T Q_1 \hat{x} + \dot{z}_c^{\,T} Q_2 \dot{z}_c + \ddot{z}_c^{\,T} Q_3 \ddot{z}_c + 2\hat{x}^T N F_c + F_c^T R F_c \right) dt \\
&= \int_0^{\infty} \left(\hat{x}^T Q \hat{x} + 2\hat{x}^T N F_c + F_c^T R F_c \right) dt
\end{aligned} \tag{6.49}
$$

where $Q_1 =$

$$
\begin{bmatrix}
q_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & q_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & q_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & q_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & q_5 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & q_6 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & q_7 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & q_8
\end{bmatrix}
$$

$Q_2 = q_9$

$$
\begin{bmatrix}
0\,0\,0 & 0 & 0\,0 & 0 & 0 \\
0\,0\,0 & 0 & 0\,0 & 0 & 0 \\
0\,0\,0 & 0 & 0\,0 & 0 & 0 \\
0\,0\,0 & 1 & 0\,0 & 0.0658 & -1.0658 \\
0\,0\,0 & 0 & 0\,0 & 0 & 0 \\
0\,0\,0 & 0 & 0\,0 & 0 & 0 \\
0\,0\,0 & 0.0658 & 0\,0 & 0.0043 & -0.0701 \\
0\,0\,0 & -1.0658 & 0\,0 & -0.0701 & 1.1358
\end{bmatrix}
$$

$Q_3 = q_{10}$

$$
\begin{bmatrix}
16960919.04 & 83984.66 & 33066.71 & 0\,0\,0 & -15437.84 & -17628.87 \\
83984.66 & 415.86 & 163.73 & 0\,0\,0 & -76.44 & -87.29 \\
33066.71 & 163.73 & 64.46 & 0\,0\,0 & -30.09 & -34.36 \\
0 & 0 & 0 & 0\,0\,0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0\,0\,0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0\,0\,0 & 0 & 0 \\
-15437.84 & -76.44 & -30.09 & 0\,0\,0 & 14.05 & 16.04 \\
-17628.87 & -87.29 & -34.36 & 0\,0\,0 & 16.04 & 18.32
\end{bmatrix}
$$

$$
Q = Q_1 + Q_2 + Q_3
$$

비용 함수가 최소가 되도록 결정된 f_c는 Riccati 방정식에 의해 도출된 G와 칼만 필터 기반의 상태 관측기에 의해 예측되는 상태 변수($\hat{x}$)에 의해 계산된다. 이 과정은 식 6.50 ~ 6.52에 정리하였다.

$$F_c = -G\hat{x} \tag{6.50}$$

$$G = R^{-1}(B^T P + N) \tag{6.51}$$

$$(A - BR^{-1}N)^T P + P(A - BR^{-1}N) + (Q - S^T R^{-1} S) - PBR^{-1}B^T P = 0 \tag{6.52}$$

LQG 제어기는 그림 6.9와 같이 구성되어 있다. 서스펜션 트랙터 모델에 시스템 잡음(Process noise, disturbance)인 노면 형상(Road profile)과 서스펜션의 감쇠력이 인가되면 서스펜션 시스템의 LVDT 센서에서 서스펜션 변위와 센서 잡음(Sensor noise)이 함께 계측된다. 계측된 서스펜션 변위를 대상으로 저역 필터(Low pass filter)를 거친 후 센서 잡음을 제거한 다음 미분함으로서 서스펜션의 속도를 계산한다.

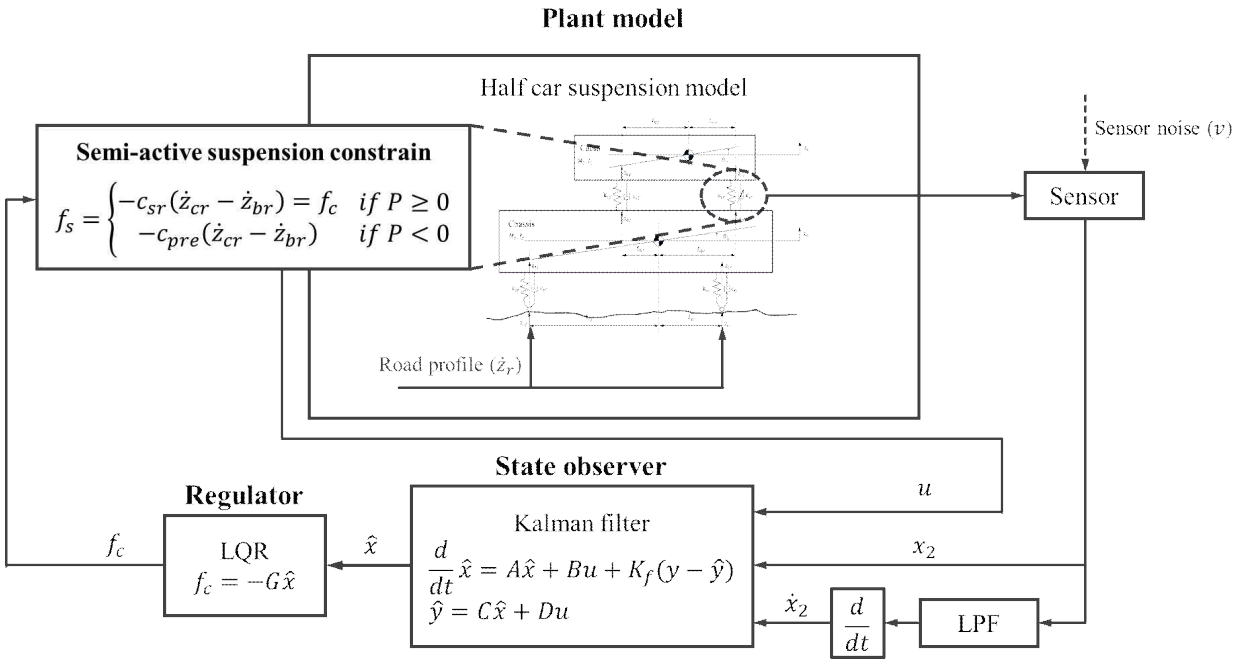


Fig. 6.9 Flowchart of LQG controller for tractor semi-active suspension system

서스펜션의 변위와 속도를 제외한 나머지 상태 변수는 계측하기 어려운 변수이다. 따라서 칼만 필터를 기반으로 하는 상태 관측기에서 서스펜션 변위와 속도를 피드백하여 나머지 상태 변수들을 예측한다. 예측된 상태 변수들은 LQR 제어 알고리즘의 상태 변

수로 사용되어 식 6.48의 비용 함수를 최소화하는 제어 입력(f_c)을 계산한다. 서스펜션의 감쇠력(f_s)은 반능동 서스펜션의 식 6.37과 같은 특성을 반영한다.

서스펜션의 감쇠력은 제어 입력, 노면 형상은 외란(시스템 잡음)의 형태로 서스펜션 트랙터 모델에 입력된다. 이렇게 모든 조건이 모델에 입력되어 나온 출력과 실제 LVDT를 통해 얻은 출력을 피드백하여 이 과정을 반복하게 된다. 그림 6.9은 이러한 서스펜션 트랙터의 LQG 제어 알고리즘의 개요를 정리한 것이다.

6.5 결과 및 분석

반능동 서스펜션 제어 시스템은 MATLAB/Simulink을 통한 시뮬레이션을 통하여 검증을 수행하였다. 검증은 칼만 필터를 통한 변수 예측의 정확도와 LQG 제어 알고리즘의 성능을 그 대상으로 하였다. 시뮬레이션을 통해 검증된 알고리즘을 실제 트랙터에 적용하여 실차 환경에서 검증을 수행하였다.

6.5.1 상태 관측기의 정확성 분석

본 연구에서 사용된 Half-트랙터 모델에 입력되는 상태 변수 중 측정 결과를 입력하는 변수는 서스펜션의 LVDT에서 계측되는 변위 한 개이기 때문에 제한된 센서의 개수로 구성된 상태 관측기를 개발하였다. 칼만 필터 기반의 상태 관측기의 정량적인 분석을 위하여 식 6.41과 같은 정확도 지수(Accuracy index)를 정의하였다(Liu et al. 2020).

$$\text{Accuracy} = \left[1 - \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^{n}\left(x(k)-\hat{x}(k)\right)^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^{n}\left(x(k)\right)^2}}\right] \times 100,\ \% \tag{6.41}$$

where x : system state information

$\hat{x}$: corresponding estimated value

N : number of samples

정확도 지수의 값이 클수록 예측한 상태 변수가 시스템 상태 변수에 근접한다는 것을 의미하며, 이는 상태 관측기의 예측 정확도가 높다고 판단할 수 있다. 상태 관측기 검증을 위하여 트랙터의 주행 속도를 5 km/h로 유지하면서 ISO 8608에서 정의한 노면의 등급 중 C class의 노면을 주행하는 것을 시뮬레이션하였다. 노면 형상이 시스템에 입력되면서 서스펜션 트랙터 시스템의 응답(Response)인 시스템 상태(x)와 상태 관측기의 응답인 예측되는 상태($\hat{x}$)를 비교하였다. 그림 5는 상태 관측기에 대한 검증의 개략도를 나타낸 것이다.

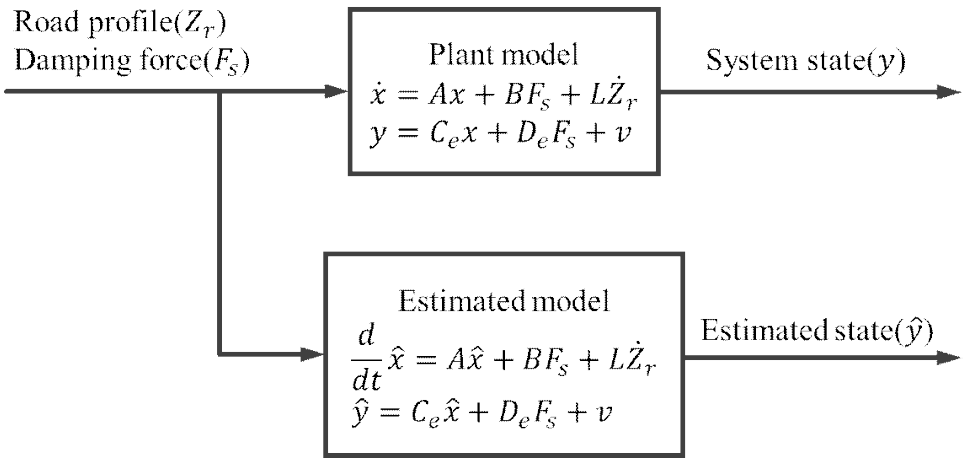


Fig. 6.10 Schematic diagram for state observer validation.

설계된 상태 관측기를 검증하기 위한 대상은 서스펜션의 변위, 속도, 그리고 캐빈의 속도, 가속도이다. 서스펜션의 변위와 속도는 서스펜션의 LVDT를 이용하여 입력되는 값이며, 피드백 과정을 거친 결과가 실제값과 유사한지 검증하였다. 또한 캐빈의 속도와 가속도를 검증함으로서 예측된 결과의 정확성을 검증하였다. 그림 6.7 ~ 6.10은 시뮬레이션을 통해 상태 변수를 예측한 결과와 실제 상태 변수들을 측정한 결과를 비교한 그래프이며 표 6.3은 상태 관측기의 상태 변수별 정확도 지수를 분석한 결과를 정리한 것이다.

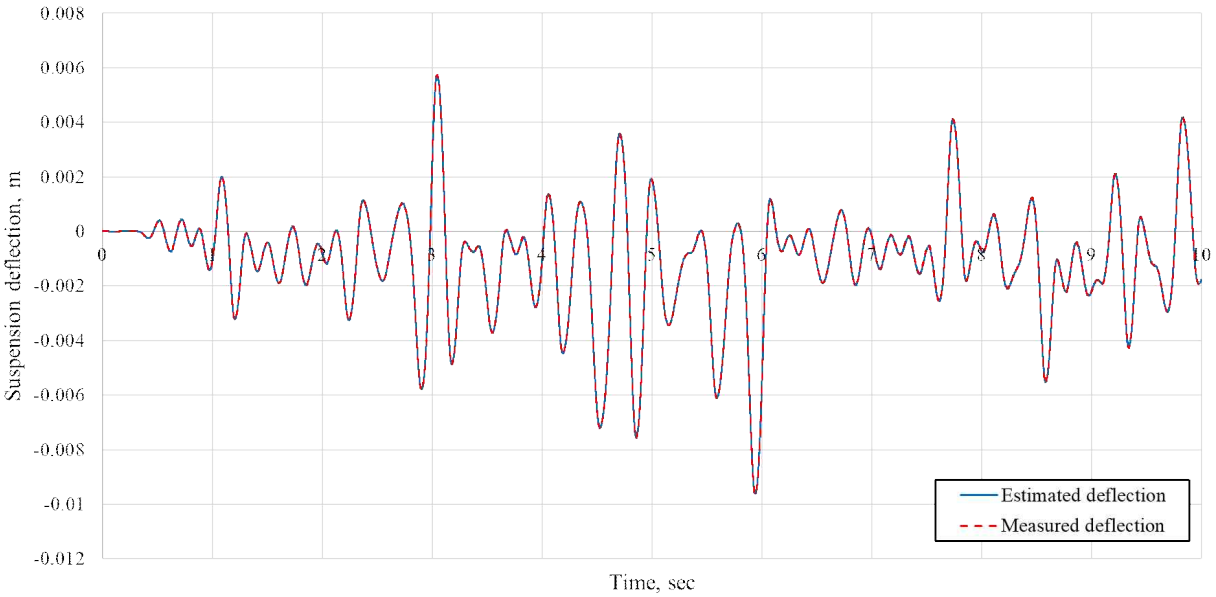


Fig. 6.11 Comparison of suspension deflection between system state and estimated state.

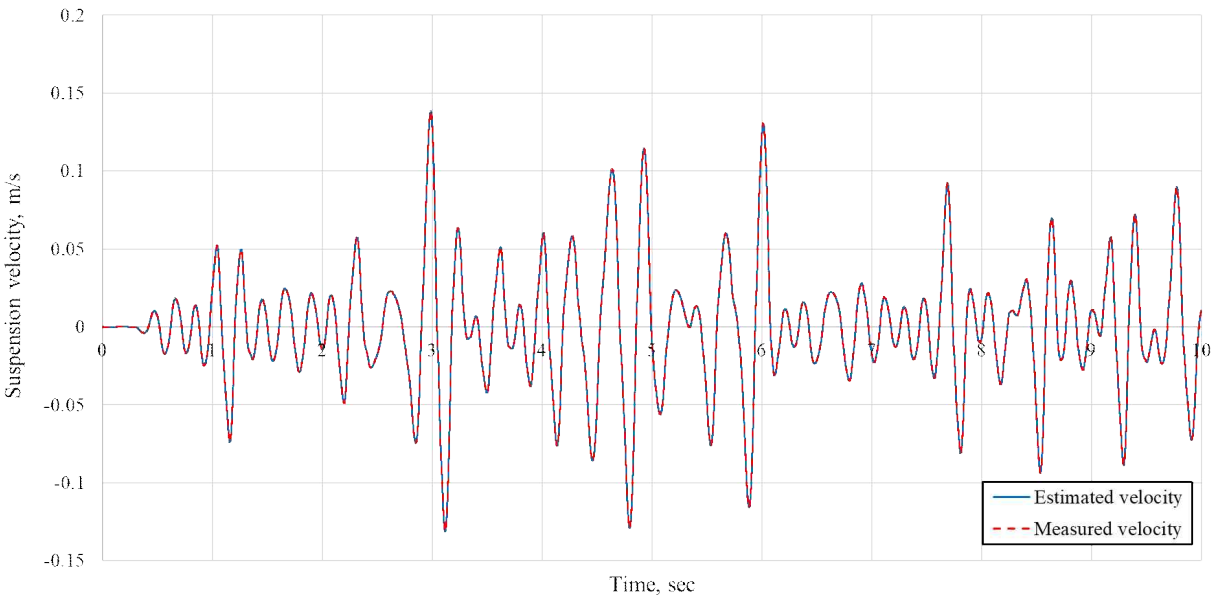


Fig. 6.12 Comparison of suspension relative velocity between system state and estimated state.

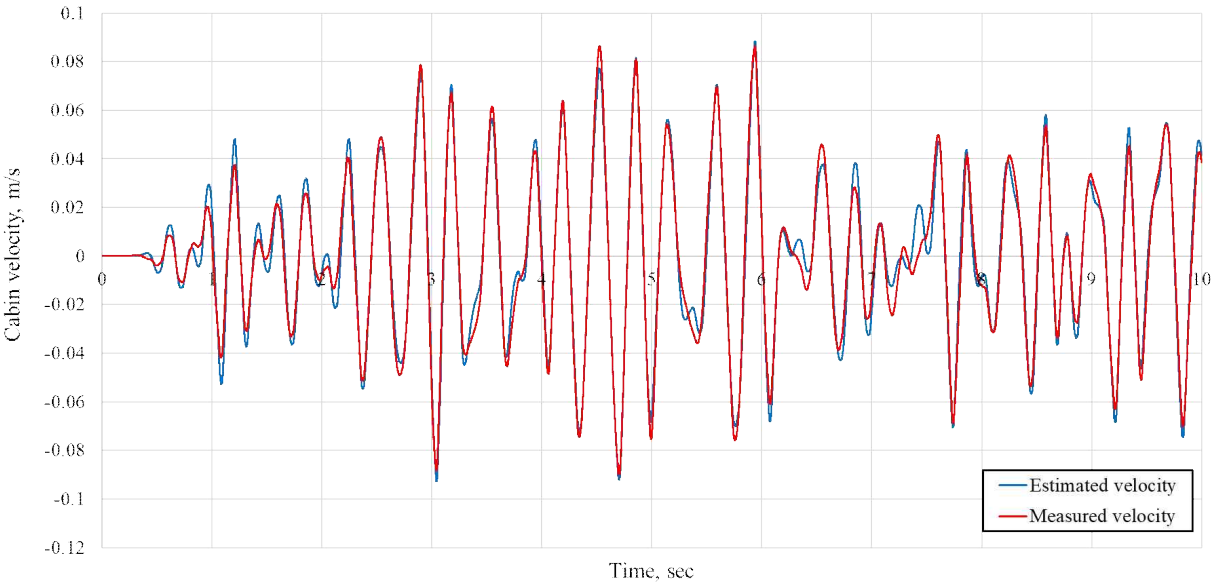


Fig. 6.13 Comparison of cabin relative velocity between system state and estimated state.

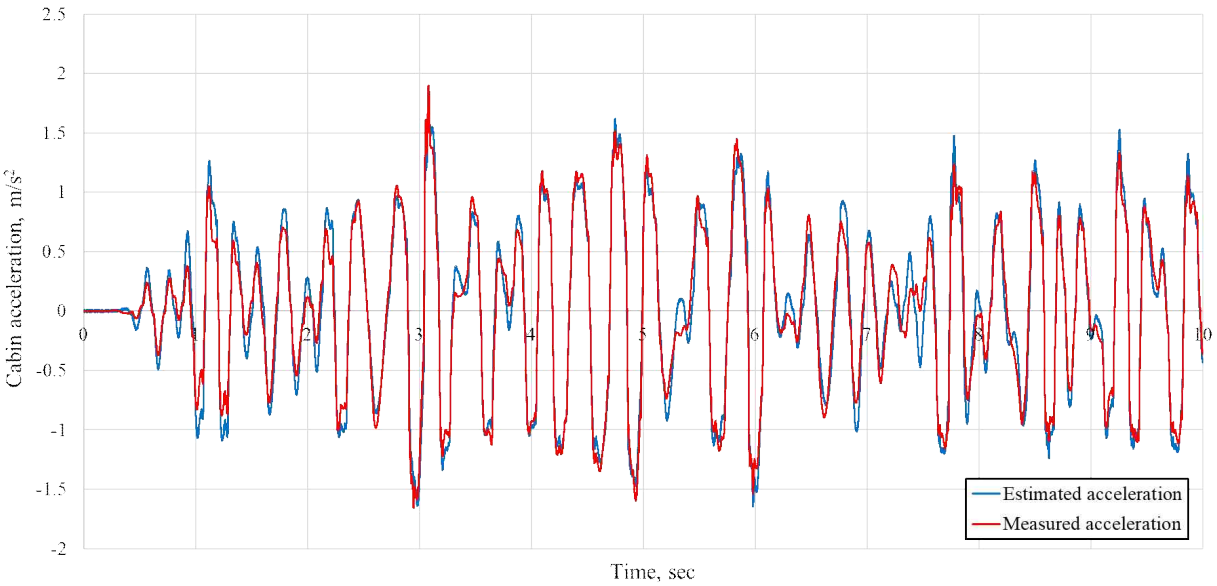


Fig. 6.14 Comparison of cabin acceleration between system state and estimated state.

Table 6.2 Results of accuracy index for state estimation

System state	Accuracy index of estimated state
Suspension deflection	99.26%
Relative velocity of suspension	99.54%
Cabin velocity	83.31%
Cabin acceleration	79.87%

서스펜션의 변위와 상대 속도의 정확도는 다른 시스템 상태들에 비해 상당히 높은 것을 확인할 수 있다. 이는 서스펜션 변위의 경우 시스템의 입력값으로 장착된 센서에 의해 계측된 값을 제어 알고리즘에 입력하기 때문이며, 상대 속도 역시 계측된 변위를 미분하여 사용하기 때문에 예측되는 상태 변수들에 비해 정확도가 높을 수 밖에 없다. 한편 예측한 캐빈의 속도와 가속도의 정확도 지수는 각각 83.31%와 79.87%로 상대적으로 낮은 값이 나타났다. 이는 Half-트랙터 모델에서 캐빈의 속도와 가속도를 계산하기 위해 필요한 상태 변수들을 예측하는데 있어 제한이 있기 때문이다. 본 연구에서 사용한 제어 알고리즘은 계측되는 상태 변수는 서스펜션의 변위 한 가지를 사용하여 8개의 상태 변수를 예측해야 하는데, 이러한 측정 입력값의 제한으로 인해 정확도가 낮게 나타난 것으로 판단된다. 하지만 그림 6.9과 6.10의 그래프를 확인하였을 때 실제값과 예측값의 상대적인 크기의 차이는 존재하나 어떠한 시간 지연(Time delay) 없이 예측값이 실제값을 잘 추종하는 것을 확인할 수 있다. 이로 인해 상태 관측기가 LQG 제어를 위한 피드백의 목적으로 사용하기에 어느 정도의 성능 저하가 예상되기는 하지만 시스템의 상태를 추종하는데 있어 무리가 없다고 판단하였다.

6.5.2 LQG 제어 알고리즘의 해석

LQG 제어 알고리즘의 정량적인 성능 검증을 수행하였다. 성능 검증은 캐빈 가속도의 피크 값과 캐빈 가속도의 RMS 값을 사용하였다. 이 두 개의 캐빈 가속도를 성능 지수(Performance index)로 정의하였다(Attia et al. 2019). 성능 지수 중 RMS 가속도는 식 6.42과 같다.

$$\text{RMS } (\ddot{z}_c) = \sqrt{\frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k}\left(\ddot{z}_c(i)\right)^2}\ ,\ \text{m/s}^2 \tag{6.42}$$

성능 지수를 활용하여 기존 시스템인 고무 마운트가 장착된 트랙터와 LQG 제어 알고리즘이 적용되고 있는 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터를 비교하였다. 성능 비교를 위한 노면 입력 조건은 ISO 8608에서 정의하는 A, B, C 등급의 노면으로 설정하였으며 트랙터의 주행 속도는 5 km/h인 것으로 설정하였다.

그림 6.11 ~ 6.13은 고무 마운트 트랙터와 LQG 제어 알고리즘이 적용되는 캐빈 서스펜션 트랙터에 대해 캐빈의 가속도를 시간에 대해 시뮬레이션을 수행한 결과이다. 또한 표 6.2는 피크 값을 정리한 것이며 표 6.3는 해석 결과를 바탕으로 성능 지수를 분석한 결과를 정리한 것이다.

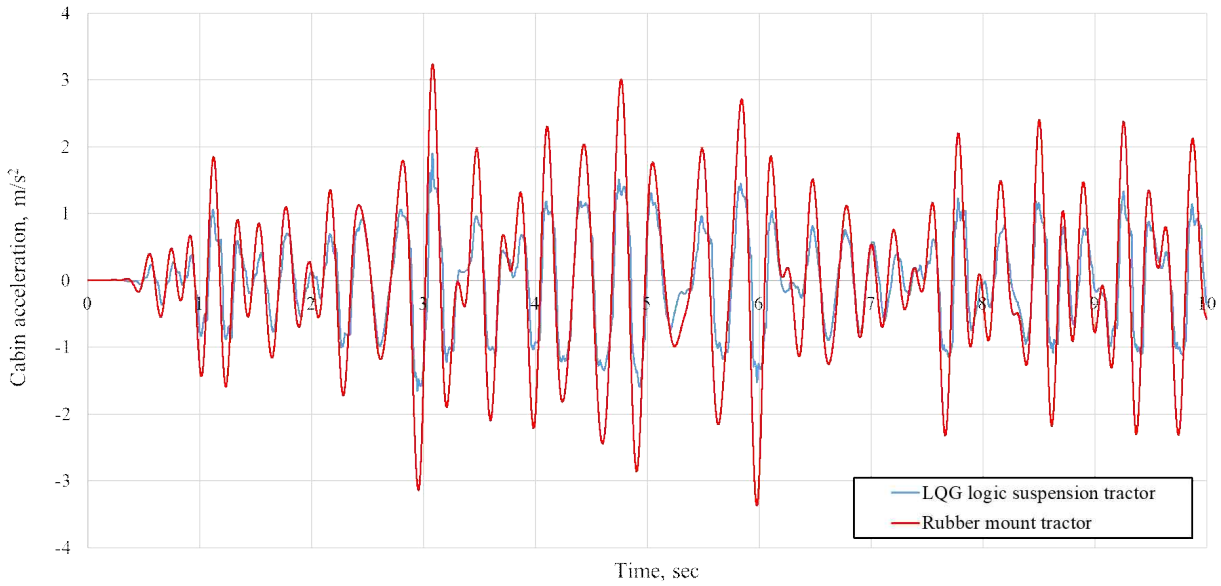


Fig. 6.15 Comparison of cabin z-axis acceleration between semi-active suspension tractor and rubber mount tractor in A class road profile.

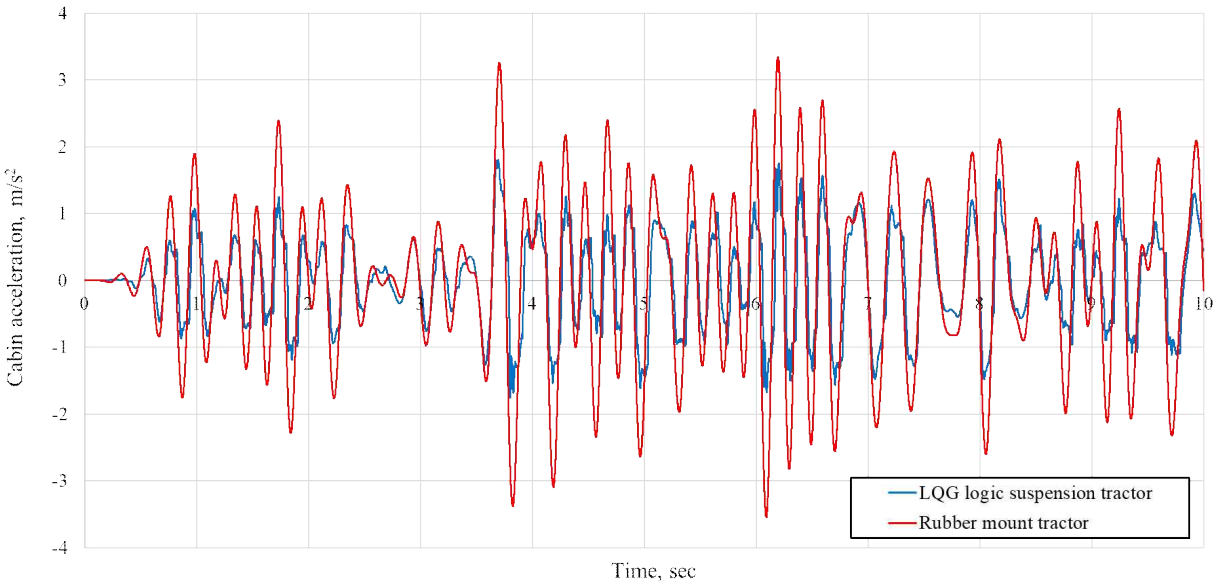


Fig. 6.16 Comparison of cabin z-axis acceleration between semi-active suspension tractor and rubber mount tractor in B class road profile.

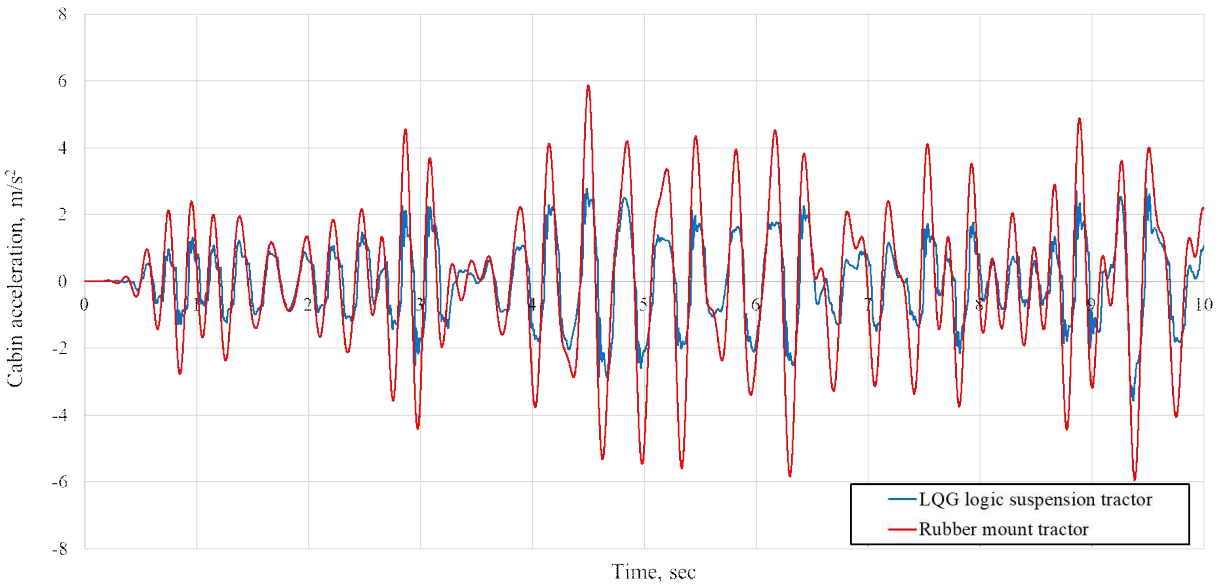


Fig. 6.17 Comparison of cabin z-axis acceleration between semi-active suspension tractor and rubber mount tractor in C class road profile.

Table 6.3 Results of performance index for ISO 8608 standard road profile

Ratio = (Active/Passive)

Performance index		ISO standard road profile		
		Class A	Class B	Class C
Peak value of cabin acceleration	Passive, m/s^2	3.37	3.55	5.94
	Active, m/s^2	1.89	1.81	3.58
	Ratio, %	43.74	48.97	39.78
RMS value of cabin acceleration	Passive, m/s^2	1.16	1.24	2.16
	Active, m/s^2	0.68	0.70	1.14
	Ratio, %	41.12	43.12	47.06

그림 6.10 ~ 6.13에서 고무 마운트가 장착된 트랙터는 제어 알고리즘이 적용되지 않으며, 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터는 LQG 제어 알고리즘이 적용된다. 제어 알고리즘이 적용되면 제어기에 의해 결정되는 목표 감쇠력을 만들기 위한 감쇠 계수가 결정된다. ISO 8608에서의 A, B, C등급의 노면을 적용하였을 때의 성능 지수를 비교하면 피크값 기준으로 최대 48.97%의 개선 효과를 확인하였으며, RMS 기준으로 최대 47.06%의 개선 효과를 확인하였다. 상태 관측기의 정확도 지수가 80% 수준인 상태 변수가 존재하였음도 불구하고 LQG 제어를 통해 40%에 가까운 개선 효과를 확인할 수 있기 때문에 시뮬레이션을 통한 제어기의 성능은 확보되었다고 할 수 있다.

6.5.3 LQG 제어 알고리즘의 검증

시뮬레이션을 통해 확보된 LQG 제어 알고리즘의 성능이 실제 트랙터에 적용되었을 때에도 구현되는지에 대해 시험을 통해 검증하였다. 서스펜션 트랙터에 LQG 제어 알고리즘을 적용하고 4축 로드 시뮬레이터를 통하여 앞선 연구에서 수행하였던 로드 입력을 똑같이 적용하였다. 이를 통해 서스펜션의 수동 조건과 LQG 알고리즘이 적용된 반능동 조건에서의 결과를 비교하였다. 시험에 사용한 장비의 제원은 표 4.3과 같다.

ISO 8608에서 정의한 노면 중 A, B, C 등급에 대해 주행 속도 5 km/h와 10 km/h를 검증 대상으로 선정하였다. 그 외에 5 ~ 30 km/h 주행 속도로 일반 아스팔트 도로를 주행하는 조건, ISO 5008에서 정의한 평탄한 주행로에서 10 km/h, 14km/h로 주행하는

조건, 범프 노면을 5, 7 km/h로 주행하는 조건으로 추가 검증을 수행하였다.

그림 6.14 ~ 6.16은 ISO 8608에서 정의한 노면 중 A, B, C 등급에 대해 주행 속도 5 km/h 조건에서 시험한 결과를 FFT 분석하고 이를 수동 모드에서 가장 캐빈에서 진동을 저감시킬 수 있었던 1590 mA의 전류 조건에서의 결과와 비교한 것이다.

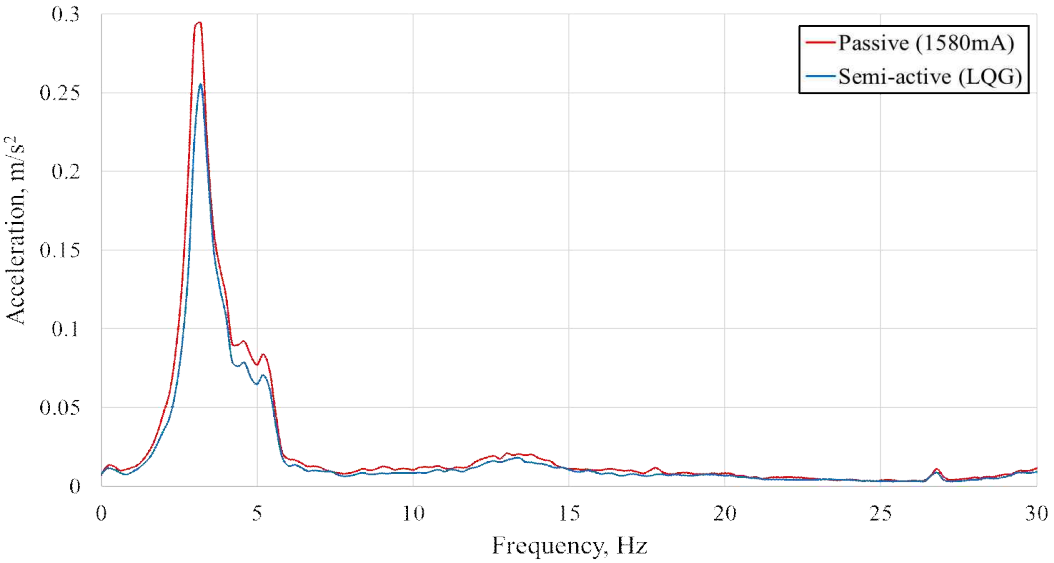


Fig. 6.18 Comparison of cabin acceleration between semi-active suspension tractor and passive tractor in A class road profile.

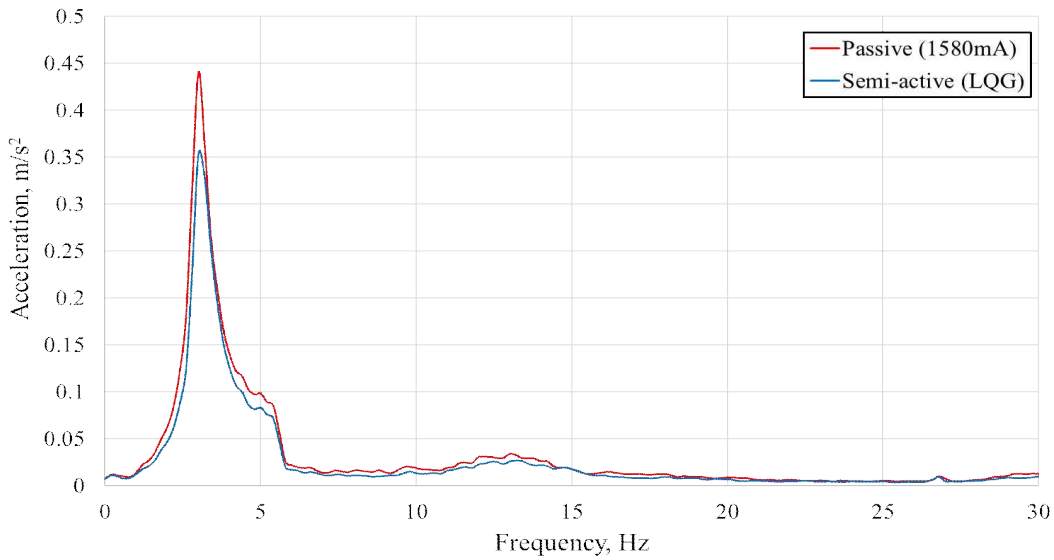


Fig. 6.19 Comparison of cabin acceleration between semi-active suspension tractor and passive tractor in B class road profile.

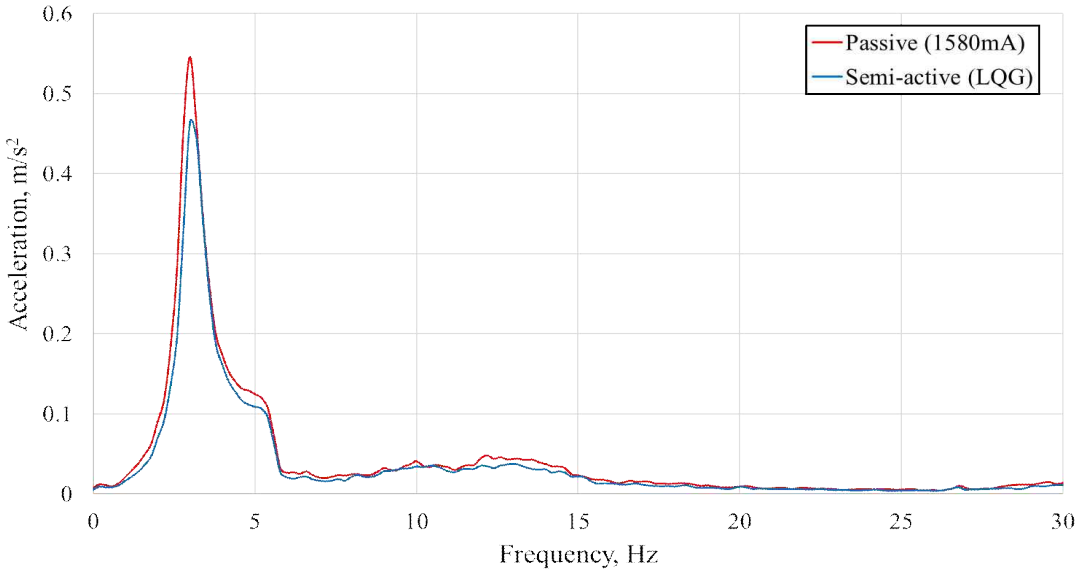


Fig. 6.20 Comparison of cabin acceleration between semi-active suspension tractor and passive tractor in C class road profile.

표 6.4는 그림 6.14 ~ 6.16의 FFT 결과 중 피크값과 수동 1580 mA 조건과 대비하였을 때 진동의 감소율을 정리한 것이다. 또한 표 6.5는 ISO 2631-1에서 정의하는 z축 방향 승차 진동(a_{wz})을 계산하고 감소율을 분석한 결과이다. FFT 분석 결과 중 최대 피크를 비교하였을 때 12 ~ 18%의 진동 감소 효과를 확인할 수 있으며 z축 승차 진동값을 비교하였을 때 11 ~ 20%의 진동 감소 효과를 확인할 수 있었다.

Table 6.4 Results of maximum peak acceleration in FFT results

	Passive (1580mA)	Semi-active (LQG)	Reduction rate, %
A class	0.429 m/s^2	0.377 m/s^2	12.10%
B class	0.610 m/s^2	0.494 m/s^2	18.92%
C class	0.770 m/s^2	0.655 m/s^2	14.89%

Table 6.5 Results of z-axis frequency-weighted acceleration (1)

	Passive (1580mA)	Semi-active (LQG)	Reduction rate, %
A class	0.422 m/s^2	0.334 m/s^2	20.93%
B class	0.549 m/s^2	0.471 m/s^2	14.29%
C class	0.697 m/s^2	0.618 m/s^2	11.27%

표 6.6는 나머지 노면 조건에서의 z축 승차 진동값을 분석한 결과이다. 진동의 저감율이 노면의 조건에 따라 차이가 있지만 기본적으로 12 ~ 35%의 진동 감소 효과를 확인할 수 있었다. ISO 8608의 C등급 노면에서는 주행 속도 5km/h 일 때 14.89%였던 진동 감소율이 10km/h 조건에서는 35.81%의 감소율을 나타내었다. 이 뿐만 아니라 다른 시험 결과들을 종합적으로 분석하였을 때 주행 속도가 빠를 때 더 큰 진동 감소 효과가 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

Table 6.6 Results of z-axis frequency-weighted acceleration (2)

		Passive (1580mA)	Semi-active (LQG)	Reduction rate, %
ISO 8608 10km/h	A class	0.057 m/s^2	0.043 m/s^2	24.56%
	B class	0.079 m/s^2	0.064 m/s^2	18.99%
	C class	0.148 m/s^2	0.095 m/s^2	35.81%
Flat road	5 km/h	0.039 m/s^2	0.031 m/s^2	18.55%
	10 km/h	0.157 m/s^2	0.122 m/s^2	22.70%
	15 km/h	0.217 m/s^2	0.173 m/s^2	20.32%
	20 km/h	0.228 m/s^2	0.181 m/s^2	20.65%
	25 km/h	0.242 m/s^2	0.183 m/s^2	24.68%
	30 km/h	0.245 m/s^2	0.166 m/s^2	25.17%
ISO 5008 Smooth track	10 km/h	0.894 m/s^2	0.781 m/s^2	12.61%
	14 km/h	1.079 m/s^2	0.903 m/s^2	16.36%

범프 노면에서의 승차 진동은 ISO 2631-1에 의거 VDV로 분석하였다. 범프를 통과하면서 발생하는 충격에 의한 VDV값을 비교하였을 때 수동일 때보다 LQG 제어 알고리즘을 적용하였을 때 18 ~ 20%의 감소 효과를 확인할 수 있었다. VDV 분석 결과는 표 6.7에 정리하였다.

Tabel 6.7 Results of z-axis VDV

		Passive (1580mA)	Semi-active (LQG)	Reduction rate, %
Bump road	5 km/h	0.840 $m/s^{1.75}$	0.683 $m/s^{1.75}$	18.69%
	7 km/h	0.932 $m/s^{1.75}$	0.743 $m/s^{1.75}$	20.28%

시험 결과는 z축만을 대상으로 수행하였기 때문에 3축을 모두 반영하는 a_v나 VDV_{total}로 분석하여 기존 트랙터 대비 개선의 효과를 확인하고 건강 주의 영역과 비교하는 분석은 수행하지 못하였다. 하지만 z축 방향 가속도가 승차 진동에 가장 큰 영향을 미친다는 점과 그 가속도의 값이 대부분의 시험 조건에서 20% 가까이 개선되었다는 점을 감안하였을 때 캐빈 서스펜션의 제어 알고리즘이 제대로 구현되었음을 확인하였다.

기존의 제어 알고리즘은 정의한 상태 변수에 영향을 미치는 트랙터 구성 요소들의 물성을 확보하지 않고, 많은 센서를 사용하여 상태 변수를 직접 계측하는 방법을 통해 제어 알고리즘을 구현하였다. 하지만 이러한 방법은 센서로 계측이 불가한 상태 변수라 할지라도 반드시 계측이 이루어져야 했으며, 상태 변수와 동일한 수의 센서 사용으로 인해 비용의 증가, 센서의 잡음 증가 및 고장 등 많은 단점이 있었다. 본 연구를 통해 개발한 제어 알고리즘은 이러한 단점을 개선하고자 센서의 수량을 1개로 최소화하였으며, 다른 상태 변수들은 칼만 필터를 이용하여 예측하였다. 플랜트 모델을 정확하게 구성한다면 센서의 수를 최소화하면서 상태 변수의 예측 정확도를 높이고, 높은 수준의 제어 알고리즘 성능을 구현할 수 있음을 확인할 수 있었다.

6.6 결론

본 연구에서는 농업용 트랙터를 대상으로 반능동 서스펜션 제어 알고리즘을 개발하여 트랙터 캐빈에서의 승차 진동이 최소화도록 하는 연구를 수행하였다. 이를 위해 LQG 최적 제어 알고리즘을 설계하고 정확도 지수와 성능 지수를 활용하여 LQG 제어 알고리즘의 성능을 검증하였다. 또한 LQG 제어 시스템이 적용된 트랙터의 승차 진동이 기존의 고무 마운트 트랙터 및 수동 서스펜션 트랙터의 승차 진동에 비해 개선되는 것을 확인할 수 있었다. 본 연구의 결론은 다음과 같다.

(1) LQG 최적 제어 알고리즘의 설계에 활용되는 플랜트 모델은 실제 트랙터의 물리적 특성을 기반으로 half-트랙터 모델로 개발되었다. 개발된 플랜트 모델의 서스펜션 변위와 속도를 계측 혹은 계산하여 칼만 필터 기반의 상태 관측기의 피드백 상태 변수로 활용하였다. 이를 통해 계측이 어려운 상태 변수들을 예측하여 상태 변수로 사용하였다. 제어 알고리즘의 비용 함수에 캐빈의 속도와 가속도가 포함되도록 구성하였으며, 이러한 비용함수가 최소가 되도록 하는 제어 시스템을 구성하였다.

(2) 설계한 LQG 제어기의 상태 관측기의 정확도를 검증하였다. 상태 변수의 정확도를 분석하였으며, 서스펜션 변위 및 속도는 99%, 캐빈의 속도 및 가속도는 80%의 정확도를 확인하였다. 캐빈의 속도와 가속도의 정확도가 낮게 나온 것은 상태 변수를 예측하기 위한 측정 입력의 수량이 부족하였기 때문이다. 하지만 상대적 크기 차이에 기인하여 정확도가 낮게 나온 것이며, 시스템 상태를 시간 지연 없이 추종하기 때문에 LQR 제어를 위한 상태 관측기로 활용하기에 적합하다고 판단하였다.

(3) 설계한 LQG 제어 알고리즘의 제어 성능을 성능 지수를 활용하여 분석하였다. 고무 마운트가 장착된 트랙터와 LQG 제어 알고리즘이 적용된 반능동 서스펜션 트랙터의 승차 진동을 ISO 8608의 A, B, C 등급의 노면에서 비교하였다. 그 결과 피크값 기준으로 최대 48.97%가 저감되었으며 RMS를 기준으로 최대 47.06%가 저감되는 것을 확인할 수 있었다.

(4) 실제 트랙터에 LQG 제어 알고리즘을 적용하여 수동 서스펜션과 반능동 서스펜션의 승차 진동을 비교하였다. ISO 8608의 A, B, C 등급의 노면에서 비교하였을 때 승차 진동이 최대 20.93% 저감되었으며, 다른 노면 조건에서 비교하였을 때 최대 35.81%의 진동 개선 효과를 확인하였다. 이러한 시험 결과를 고려하였을 때 개발된 제어 알고리즘은 승차 진동을 개선하는데 큰 영향을 주는 것으로 판명된다.

제 7 장 결 론

최근 트랙터의 작업 쾌적성에 대한 요구가 증가하면서 작업 중에 발생하는 진동의 저감에 대한 관심이 증가가고 있다. 승차 진동을 저감하는 방법 중 트랙터 캐빈 하단에 서스펜션 시스템을 적용하면 승차 진동을 획기적으로 저감할 수 있다. 캐빈 서스펜션이 적용된 트랙터는 해외에서는 150마력 이상의 대형 트랙터에서 적용된 사례가 있지만 국내에서는 아직 사례가 없으며 이를 위한 연구 역시 미흡한 실정이다. 이는 그동안 국내에서 제조하는 트랙터가 100마력 이하의 중소형 트랙터였기 때문이다. 중소형 트랙터에서는 캐빈 서스펜션을 장착하기 위한 물리적 공간이 부족하다. 하지만 국내에서 제조하는 트랙터가 점점 대형화되고 고속 주행이 가능해지면서 캐빈 서스펜션의 장착을 고려하고 있다. 따라서 본 연구에서는 트랙터에 캐빈 서스펜션 시스템을 적용하고, 반능동 서스펜션 시스템을 개발하기 위한 제어 알고리즘을 개발하고 이를 검증하였다. 이를 위해 트랙터의 시뮬레이션 모델을 개발하였으며 모델을 구성하는 변수들에 대한 물리적 특성을 시험을 통해서 확보하였다. 반능동 서스펜션 시스템의 제어 알고리즘으로는 LQG 제어 알고리즘을 적용하였다. LQG 알고리즘은 LQR 알고리즘에 칼만 필터를 결합한 형태로서, 기존 LQR 제어 알고리즘은 전상태 피드백을 기반으로 하는 최적 제어 알고리즘으로 시스템의 특성을 정의하는 모든 상태 변수를 계측하기 위해 많은 센서를 사용하였으나 이는 비용 증가, 센서의 측정 잡음 증가, 센서의 고장에 대한 취약성 등의 문제점이 존재한다. 이에 본 연구에서는 서스펜션에 내장되어 있는 변위 센서(LVDT) 1개만을 피드백 받는 제어 알고리즘을 구현하였으며, LQR 알고리즘에 요구하는 다른 상태 변수들은 칼만 필터를 통해 예측하여 피드백하는 LQG 알고리즘을 구현하였다. 알고리즘의 적합성은 시뮬레이션을 통해 검증하였고 이를 실제 트랙터에 적용하여 그 효과를 입증하였다. 본 연구의 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 연구를 수행하기 전 서스펜션 시스템이 트랙터의 승차 진동에 미치는 영향을 확인하기 위해 다양한 트랙터를 대상으로 시험을 수행하였다. 평탄한 노면에서의 주행하였을 때 z축을 기준으로 3 Hz 근처에서 최대 피크가 발생하였으며, 10 Hz 이상의 고주파 영역에서는 값이 매우 낮게 나타났다. 고무 마운트 트랙터에 비해 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 트랙터는 최대 피크값 기준 최대 50.1%의 개선 효과가 나타났으며 총 승차 진동은 최대 53.8%의 진동 개선 효과가 나타났다. 또한 총 승차 진동에는 z축 방향의 가속도 값이 가장 큰 영향을 미치는 것을 확인할 수

있었다. 범프 노면을 통과하는 진동은 VDV를 기준으로 분석해야 하며, 분석 결과 고무 마운트 트랙터에 비해 반능동 캐빈 서스펜션 시스템 트랙터는 최대 67.1%의 VDV 개선 효과가 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 타이어의 강성 및 감쇠계수를 도출하기 위해 클릿을 이용한 주행 시험을 통해 타이어의 동특성을 확인하는 시험 및 분석 방법을 제안하였다. 시험을 위해 트랙터 차축에 가속도계를 장착하고, 40mm 높이의 클릿을 지나갈 때 지면과 수직 방향의 가속도를 계측하였다. 확보한 가속도 데이터의 피크들로부터 대수감소율법을 이용해 스프링 상수를 도출하였으며, 여러 피크의 영향을 고려하는 최소 자승 포락선 적합법을 이용하여 감쇠계수를 계산하였다. 시험 결과, 전륜의 스프링 상수는 486.08~570.69 kN/m, 후륜의 스프링 상수는 409.42~483.79 kN/m, 감쇠계수는 각각 4.02~4.52 kNs/m, 2.21~2.67 kNs/m로 나타났다. 비록 포락선 적합, 시험 조건 등에 따라 데이터 변동이 존재하고, 타이어 모델링 방법에 따라 시험 결과가 달라질 가능성이 있기 때문에 이 부분들에 대한 보완과 시험 결과에 대한 검증이 필요하다. 하지만 실제 주행 환경을 반영하는 시험 방법으로 가치가 높으며 기존의 문헌에서 제시된 특성값의 범위에 있다고 판단된다. 무엇보다도 그동안 연구가 미미했던 농업용 타이어의 동특성을 도출하는 새로운 시험 방법을 제시하였다는 것에 의의가 있다.

(3) 고무 마운트의 강성 및 감쇠 계수를 도출하기 위해 KS M 6604 규격에서 제시한 시험 방법에 대한 이론적 배경을 확인하였으며 시험을 통해 그 결과를 확인하였다. 시험을 위해 고무 마운트 위에 캐빈의 질량에 해당하는 질량을 장착하고 바닥 가진을 입력함으로서 입력 및 출력부의 가속도를 계측하였다. 이를 통해 고무 마운트의 스프링 상수는 전방 1247 kN/m, 후방 690~714 kN/m로 나타났으며 감쇠계수는 전방 3.23~3.31 kNs/m, 후방 1.84~2.00 kNs/m로 나타났다. 하지만 수직 방향에 대한 동특성만 확인하였으며 다른 방향에 대한 동특성은 확인하지 못하였는데 KS M 6604에서도 수평 방향에 대한 시험 방법은 제시하지 않고 있다. 추후 연구를 통하여 횡방향 및 회전 방향에 대한 고무 마운트의 동특성을 확인해야 할 것이다. 또한 고무 마운트의 스프링 상수 및 감쇠 계수 값이 캐빈의 거동에 어떠한 영향을 미치는지 확인하고, 고무 마운트의 설계의 타당성을 검토, 최적의 고무 마운트를 설계하기 위한 연구를 수행해야 할 것이다.

(4) 유공압 서스펜션을 대상으로 속도와 전류 변화에 따른 특성 시험을 수행하여 서스펜션의 스프링 상수와 감쇠계수를 도출하고, 이를 시뮬레이션 모델에 입력할 수 있도록 힘-변위 커브와 힘-속도 커브를 생성하였다. 유공압 반능동 서스펜션은 어큐뮬레이터의 특성(질소 압력, 용량)에 의해 결정되는 기존의 유압식 스프링과 서스펜션 내부의 유량에 의해 결정되는 반능동 댐퍼 기술을 활용하여 구축된 형태이다. 시험을 위해 유압 실린더의 변위와 속도를 제어할 수 있는 가진 시험기를 사용하였으며, 서스펜션 한쪽을 고정시키고 다른 한쪽을 왕복 운동하는 시험 방법을 제시하였다. 유공압 서스펜션의 스프링 상수를 측정하기 위해서는, 피스톤을 느린 속도로 세팅하여 시험을 수행하여야 감쇠력이 발생하지 않게 되어 정확한 스프링 상수를 측정할 수 있다. 변위에 따른 반력을 측정하고 이를 통해 스프링 상수를 구하였다. 또한 유공압 서스펜션의 감쇠계수를 구하기 위해서는, 서스펜션을 빠른 속도로 움직여 큰 감쇠력을 발생시켜야 한다. 변위가 0인 지점에서의 반력을 측정하고 이를 통해 감쇠계수를 구하였다.

(5) 반능동 캐빈 서스펜션이 장착된 트랙터의 수동 모드의 최적화를 위해 Full-트랙터 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 시뮬레이션 모델은 10개의 바디와 8개의 조인트(Joint)로 구성하였으며 모델의 간소화를 위해 트랙터를 8개의 자유도를 가지는 강체 바디로 구성하였다. 트랙터 파라미터들의 물리적 특성을 반영한 트랙터 승차 진동 시뮬레이션 모델을 검증하기 위해 모드 해석을 수행하였으며, 이를 통해 고유 진동수와 모드 형상을 분석하였으며, 0.93 Hz의 서스펜션에 의한 모드, 3.13 Hz의 각 타이어에 의한 모드, 15.28 Hz의 고무 마운트에 의한 모드를 확인하였다. 또한 FRF 분석을 통해 타이어와 고무 마운트에 의한 모드를 확인할 수 있었다. 서스펜션 모드의 경우, 서스펜션의 감쇠력이 상대적으로 매우 크기 때문에 FRF 분석에서는 확인되지 않았다. 또한 4축 로드 시뮬레이터 시험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 모델의 검증을 수행하였다. 시험은 스텝 형상의 가상 노면을 대상으로 수행하였으며, 시험 결과와 시뮬레이션 결과를 FFT 분석하였을 때 기본 주파수에서는 최대 피크의 값이 6% 이하의 오차가 나타났으며, 이 결과를 토대로 시뮬레이션 모델이 잘 구성되었음을 확인할 수 있었다.

(6) 개발한 Full-트랙터 시뮬레이션 모델을 활용하여 수동 서스펜션 최적화를 수행하였다. ISO 8608에 의거한 노면에서의 주파수 보정 RMS 가속도와 bumpy road에서의 VDV 결과 모두 서스펜션에 높은 전류가 인가되어 서스펜션의 감쇠 계수가 작아질수록 캐빈에서의 결과는 작은 값이 나타났다. 반면 샤시에서의 결과는 전류의 크기에 대해 큰 변화가 없는 것을 확인할 수 있었다. 이는 서스펜션의 감쇠력이 캐빈 방향으로 큰 영향을 주는데 반해 샤시 방향으로는 영향을 거의 주지 않는 것으로 해석할 수 있다. 또한 시험을 통한 서스펜션의 최적화를 수행한 결과 역시 전류의 크기가 클수록 캐빈에서의 진동이 작게 나타나는 경향을 확인할 수 있었다. 하지만 평탄 노면을 주행한 결과 전류의 크기와 캐빈에서의 진동은 상관관계가 없는 것으로 나타났는데 이는 평탄 노면에서는 수직 방향 진동이 매우 작기 때문에 서스펜션에서 발생하는 감쇠력이 거의 없기 때문인 것으로 판단된다.

(7) LQG 최적 제어 알고리즘을 설계하고 정확도 지수와 성능 지수를 활용하여 LQG 제어 알고리즘의 성능을 검증하였다. LQG 최적 제어 알고리즘의 설계에 활용되는 플랜트 모델은 트랙터 모델과 서스펜션 모델이 있으며 실제 트랙터의 물리적 특성을 기반으로 개발되었다. 트랙터 모델은 Half-트랙터로 개발되었으며 이를 스텝 노면에서 시험 결과와 비교하여 검증하였다. 개발된 플랜트 모델의 서스펜션 변위와 속도를 계측 혹은 계산하여 칼만 필터 기반의 상태 관측기의 피드백 상태 변수로 활용하였다. 서스펜션의 변위와 속도를 제외한 나머지 상태 변수들은 칼만 필터를 이용하여 예측하였다. 상태 변수의 예측 정확도를 분석한 결과 서스펜션 변위 및 속도는 99%, 캐빈의 속도 및 가속도는 79%의 정확도를 확인하였다. 캐빈의 속도와 가속도의 정확도가 낮게 나온 것은 상태 변수를 예측하기 위한 측정 입력의 수량이 부족하였기 때문이다. 하지만 상대적 크기 차이에 기인하여 정확도가 낮게 나온 것이며, 시스템 상태를 시간 지연 없이 추종하기 때문에 LQR 제어를 위한 상태 관측기로 활용하기에 적합하다고 판단하였다. LQR 제어 알고리즘의 비용 함수에 캐빈의 속도와 가속도가 포함되도록 구성하였으며, 이러한 비용 함수가 최소가 되도록 하는 제어 시스템을 구성하였다. LQG 제어 알고리즘은 LQR 알고리즘과 칼만 필터를 결합한 형태로서, 구성된 제어 알고리즘의 성능을 분석하기 위해 성능 지수를 활용하여 분석하였다. 고무 마운트가 장착된 트랙터와 LQG 제어 알고리즘이 적용된 반능동 서스펜션 트랙터의 승차 진동을 ISO 8608의 A, B, C 등급의 노면에서 비교하는 것으로 성능 분석을 수행하였다. 그 결과 피크값 기준으로 최대 48.97%가 저감되었으며 RMS를 기준으로 최대 47.06%가 저감되는 것을 확인할 수 있었다.

(8) 실제 트랙터에 LQG 제어 알고리즘을 적용하여 수동 서스펜션과 반능동 서스펜션의 승차 진동을 비교하였다. ISO 8608의 A, B, C 등급의 노면에서 비교하였을 때 승차 진동이 최대 20.93% 저감되었으며, 다른 노면 조건에서 비교하였을 때 최대 35.81%의 진동 개선 효과를 확인하였다. 이러한 시험 결과를 고려하였을 때 개발된 제어 알고리즘은 승차 진동을 개선하는데 큰 기여를 하는 것으로 판명된다.

(9) 본 연구에서 구성한 LQG 제어기는 서스펜션의 변위만을 계측하여 피드백하였다. 1개의 센서만을 사용하며, 다른 상태 변수들에 대해서는 칼만 필터를 이용하여 예측한 값을 사용하였는데, 예측한 상태 변수들의 정확도가 80%였음에도 불구하고 높은 제어 성능을 구현하였다. 하지만 모든 상태 변수들을 100%에 가까운 높은 정확도에서 예측한 것은 아니기 때문에, 상태 변수의 정확도를 더욱 향상시킬 수 있다면 제어 알고리즘의 성능이 본 연구에서 나타난 성능보다 훨씬 우수할 것으로 생각된다. 따라서 트랙터에 상태 변수를 측정할 수 있는 추가 센서를 부착함으로써 칼만 필터의 예측 정확도를 개선하고 나아가 LQG 제어기의 성능을 향상시킬 수 있을 것으로 생각된다. 또한 개발된 플랜트 모델의 반능동 서스펜션 트랙터 모델은 제어 알고리즘을 통해 전류가 입력되면 어떠한 시간 지연 없이 감쇠력이 모델에 작동하도록 구성되어 있으나 실제 트랙터는 그렇지 않다. 실제 반능동 서스펜션이 장착된 트랙터에서는 제어기를 통해 전류 입력이 진행되면 밸브가 작동하고 이로 인해 오리피스가 변경되고 실제 서스펜션의 특성이 변경되는데까지 시간 지연이 발생하게 된다. 이러한 시간 지연 요소들은 서스펜션 제어 알고리즘의 성능에 중요한 영향을 미치기 때문에 이러한 서스펜션 반응이 실제 트랙터의 반응과 유사하도록 플랜트 모델을 개선함으로서 더 높은 품질의 제어 알고리즘을 구현할 수 있다고 생각된다. 마지막으로 본 연구에서 승차 진동의 개선을 위해 수직 방향의 가속도를 저감하는 것을 목표로 하였는데, 실제 트랙터에 적용되기 위해서는 피치, 롤, 요잉 방향으로의 각가속 및 수평, 직진 방향의 가속도를 모두 고려해야 한다. 또한 등속으로 직진 주행하는 것으로 가정한 본 연구의 한계에서 벗어나 가속, 감속 및 선회 주행 환경에 대한 추가 연구를 통해 트랙터의 승차 진동을 최소화하기 위한 제어 알고리즘을 개발할 필요가 있다고 생각된다.

참고 문헌

1. 김경욱, 김기대, 구영모, 박금주. 2009. 농업기계설계1. 문운당.
2. 류관희. 2004 트랙터공학. 문운당.
3. Alonso, A., Gimenez, J. G., Nieto, J., & Vinolas, J. (2010). Air suspension characterisation and effectiveness of a variable area orifice. *Vehicle system dynamics*, 48(S1), 271-286.
4. Amin, A. F. M. S., Lion, A., Sekita, S., & Okui, Y. (2006). Nonlinear dependence of viscosity in modeling the rate-dependent response of natural and high damping rubbers in compression and shear: Experimental identification and numerical verification. *International Journal of Plasticity*, 22(9), 1610-1657.
5. ASTM. (2011). Standard Guide for Dynamic Testing of Vulcanized Rubber and Rubber-Like Materials Using Vibratory Methods.
6. Attia, T., Vamvoudakis, K. G., Kochersberger, K., Bird, J., & Furukawa, T. (2019). Simultaneous dynamic system estimation and optimal control of vehicle active suspension. Vehicle System Dynamics, 57(10), 1467-1493.
7. Bauer, W. (2011). Hydropneumatic suspension systems. Berlin: Springer.
8. Bernard, J., Vanderploeg, M., & Jane, R. (1981). Tire models for the determination of vehicle structural loads. *Vehicle System Dynamics*, 10(2-3), 168-173.
9. Bolandhemmat, H., Clark, C. M., & Golnaraghi, F. (2010). Development of a systematic and practical methodology for the design of vehicles semi-active suspension control system. *Vehicle System Dynamics*, 48(5), 567-585.
10. Brinkmann, C. (2017). Experimental investigations on tractor tire vibration properties. Doctoral dissertation. Stuttgart, Baden-Württemberg, Germany: Faculty of Engineering Design, Production Engineering and Automotive Engineering, University of Stuttgart.
11. Butsuen, T. (1989). The design of semi-active suspensions for automotive vehicles. Doctoral dissertation. Massachusetts Institute of Technology.

12. Captain, K. M., Boghani, A. B., & Wormley, D. N. (1979). Analytical tire models for dynamic vehicle simulation. *Vehicle System Dynamics*, 8(1), 1-32.

13. Caputo, A., Spina, M., & Guglielmino, E. (2003). Sensitivity of Suspension System Performance to Bushing Stiffness Variation-An Evaluation Methodology. *SAE transactions*, 166-177.

14. Cho, J. S., Kim, K. U., & Park, H. J. (2000). Determination of dynamic parameters of agricultural tractor cab mount system by a modified DSIM. *Transactions of the ASAE*, 43(6), 1365.

15. Choi, H. J., Kim, K. U., & Kim, J. E. (1998). Optimum design of cab suspension for agricultural tractors. *biosystems engineering*, 23(4), 327-334.

16. Choi, H. J., & Lee, S. H. (2018). Shape Optimal Design of Anti-Vibration Rubber Assembly to Reduce the Vibration of a Tractor Cabin. *Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society* 19(4): 657-663.

17. Choi, K., Oh, J., Ahn, D., Park, Y. J., Park, S. U., & Kim, H. S. (2018). Experimental study of the dynamic characteristics of rubber mounts for agricultural tractor cabin. *Journal of Biosystems Engineering*, 43(4), 255-262.

18. Chong, I. G., & Jun, C. H. (2005). Performance of some variable selection methods when multicollinearity is present. *Chemometrics and intelligent laboratory systems*, 78(1-2), 103-112.

19. Chung, S. S., Moon, G. S., & Kim, K. U. (1992). Evaluation of ride vibration of agricultural tractors(III) -measurement and evaluation of ride vibrations-. *Journal of biosystems engineering*, 18(3), 191-198.

20. Crolla, D. A., Horton, D. N. L., & Stayner, R. M. (1990). Effect of tyre modelling on tractor ride vibration predictions. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 47, 55-77.

21. Cutini, M., Costa, C., & Bisaglia, C. (2016). Development of a simplified method for evaluating agricultural tractor's operator whole body vibration. *Journal of Terramechanics*, 63, 23-32.

22. Cvetanović, B., Cvetković, M., & Ristić, D. C. M. Effect of the Suspension on Whole Body Vibration: Comparison of High Power Agricultural Tractors. *VIII International Conference of Heavy Machinery-HM*. 25-28.

23. DAFUL(VitualMotion Inc 2020)

24. Deboli, R., Calvo, A., & Preti, C. (2012). Comparison between ISO 5008 and field whole body vibration tractor values. *Journal of agricultural engineering*, 43(2), e8-e8.

25. Deprez, K., Moshou, D., Anthonis, J., De Baerdemaeker, J., & Ramon, H. (2005). Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions. *Computers and electronics in agriculture*, 49(3), 431-440.

26. Diani, J., Fayolle, B., & Gilormini, P. (2009). A review on the Mullins effect. *European Polymer Journal*, 45(3), 601-612.

27. Giliomee, C. L., & Els, P. S. (1998). Semi-active hydropneumatic spring and damper system. *Journal of Terramechanics*, 35(2), 109-117.

28. Goglia, V., & Grbac, I. (2005). Whole-body vibration transmitted to the framesaw operator. *Applied ergonomics*, 36(1), 43-48.

29. Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C. W., Ghita, G., & Giuclea, M. (2008). Semi-active suspension control: improved vehicle ride and road friendliness. Springer Science & Business Media.

30. Ha, J. S., and Lee, G. M. (2017). A Study on sructure and vibration analysis of an air suspension seat. *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*. 16(6), 47-54

31. Hansson, P. A. (1995). Optimization of agricultural tractor cab suspension using the evolution method. *Computers and Electronics in Agriculture*, 12(1), 35-49.

32. Hur, S., Kim, W. D., Woo, C. S., Kim, W. S., & Lee, S. B. (2004). The study of static and dynamic characteristics for TM rubber mount. *In Proceedings of the KSAE 2004 Spring Annual Meeting*, 1243-1248.

33. Ieluzzi, M., Turco, P., & Montiglio, M. (2006). Development of a heavy truck semi-active suspension control. *Control Engineering Practice*, 14(3), 305-312.

34. Inalpolat, M., & Kahraman, A. (2009). A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets. *Journal of sound and vibration*, 323(3-5), 677-696.

35. Inman, D. J. 2014. Engineering Vibration, 4th ed. Upper Saddle River, NJ, USA: Prentice Hall Inc.

36. ISO. (1997). ISO 2631-1: Mechanical vibrations and shock - Evaluation of human body exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.

37. ISO. (2002). ISO 5008: Agricultural Wheeled Tractors and Field Machinery - Measurement of Whole-body Vibration of the Operator. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.

38. ISO. (2019). ISO 789-6: Agricultural tractors - Test procedures - Part 6: Centre of gravity. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.

39. ISO. (2016). ISO 8608: Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.

40. Jalili, N. (2002). A comparative study and analysis of semi-active vibration-control systems. *Journal of vibration and acoustics*., 124(4), 593-605.

41. Kim, B. S., Hong, D. P., & Chi, C. H. (1996). An experimental study on the measurement of radial directional natural frequency in a passenger car tire roboting under the load. *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, 20(1), 1-13.

42. Kim, H. J., & Kim, K. U. (2008). Evaluation of ride vibrations of agricultural tractors. *Journal of biosystems engineering*, 33(3), 151-156.

43. Kim, J. M., Park, J. H., Ahn, S. J., & Jeong, W. B. (2015). Evaluation of human exposure to vibration on domestic high-speed train using ISO 2631-1. *Journal of the KSNVE*, 25(4), 266-274.

44. Kim, K. U., & Rehkugler, G. E. (1987). A review of tractor dynamics and stability. *Transactions of the ASAE*, 30(3), 615-0623.

45. Kising, A., & Göhlich, H. (1988). Ackerschlepper-Reifendynamik. Teil 2: Dynamische Federungs-und Dämpfungswerte (Tractor Tyre dynamics part 2: dynamic spring rate and damping values). *Grundlagen der Landtechnik(Germany FR)*. 38(4): 101-106.

46. Konieczny, Ł., Burdzik, R., Folęga, P., & Wieczorek, A. (2013). Determination of the damping characteristics of hydro pneumatic suspension strut. *Journal of Measurements in Engineering*, 1(3), 155-158.

47. Kong, Y. S., Omar, M. Z., Chua, L. B., & Abdullah, S. (2014). Ride quality assessment of bus suspension system through modal frequency response approach. *Advances in Mechanical Engineering*, 6, 269721.

48. KS. (2016). KS M 6604:2016. Testing method for rubber vibration isolators. Seoul, Rep. Korea: Korean Standard Association.

49. KS. (2009). KS M 6752:2009. Rubber tires for agricultural implements and machineries. Seoul, Rep. Korea: Korean Standard Association.

50. Kwon, O. B., J. Y. Kim, Y. K. Kim, M. S. Han, and C. S. Ko. (2001). The Study of Static and Dynamic Characteristics for a Isolation Rubber Mount using the Complex Stiffness. *In: Proceedings of the KSNVE Conference*, 927-932.

51. Langer, T. H., Ebbesen, M. K., & Kordestani, A. (2015). Experimental analysis of occupational whole-body vibration exposure of agricultural tractor with large square baler. *International journal of industrial ergonomics*, 47, 79-83.

52. Langer, T. H., Iversen, T. K., Mouritsen, O. Ø., Ebbesen, M. K., & Hansen, M. R. (2013). Suspension system performance optimization with discrete design variables. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 47(4), 621-630.

53. Lines, J. A. (1991). The suspension characteristics of agricultural tractor tyres. Doctoral dissertation. Cranfield, Bedfordshire, England, UK: Silsoe College, Cranfield Institute of Technology.

54. Lines, J. A., & Murphy, K. (1991). The stiffness of agricultural tractor tyres. *Journal of terramechanics*, 28(1), 49-64.

55. Lines, J. A., & Murphy, K. (1991). The radial damping of agricultural tractor tyres. *Journal of Terramechanics*, 28(2-3), 229-241.

56. Lines, J. A., & Young, N. A. (1989). A machine for measuring the suspension characteristics of agricultural tyres. *Journal of Terramechanics*, 26(3-4), 201-210.

57. Lee, J. H., Kim, H. J., Cho, B. J., Choi, J. H., & Kim, Y. J. (2018). Road Bump Detection Using LiDAR sensor for Semi-Active Control of Front Axle Suspension in an Agricultural Tractor. *IFAC-PapersOnLine*, 51(17), 124-129.

58. Lee, M. S., & Kim, S. S. (2010). A Experimental study on the measurement and estimation of vehicle center of gravity . *Transactions of KSAE* 18(5):.91-99

59. Lee, S. B., Jung, J. H., Choi, J. H., & Lee, Y. H. (2013). Developement of dynamic modeling of rubber mount. *In: Proceedings of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Conference*. 87-91.

60. Marsili, A., Ragni, L., Santoro, G., Servadio, P., & Vassalini, G. (2002). PM—Power and machinery: innovative systems to reduce vibrations on agricultural tractors: Comparative analysis of acceleration transmitted through the driving seat. *Biosystems engineering*, 81(1), 35-47.

61. Marsili, A., Ragni, L., & Vassalini, G. (1998). Vibration and noise of a tracked forestry vehicle. *Journal of agricultural engineering research*, 70(3), 295-306.

62. MATLAB. Signal Processing Toolbox. Ver. R2019b Update 1 (9.7.0.1216025). Natick, MA, USA: Mathworks Inc.

63. Mohajer, N., Abdi, H., & Nahavandi, S. (2017). Dynamic response multiobjective optimization of road vehicle ride quality—A computational multibody system approach. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: *Journal of Multi-body Dynamics*, 231(2), 316-332.

64. Mohammadikia, R., & Aliasghary, M. (2019). Design of an interval type-2 fractional order fuzzy controller for a tractor active suspension system. Computers and electronics in agriculture, 167, 105049.

65. Nagarkar, M. P., Patil, G. J. V., & Patil, R. N. Z. (2016). Optimization of nonlinear quarter car suspension–seat–driver model. *Journal of advanced research*, 7(6), 991-1007.

66. Nang, N. V., Matsuo, T., Koumoto, T., & Inaba, S. (2009). Static and dynamic properties of agricultural tires. *Bulletin of the Faculty of Agriculture, Saga University*, (94), 37-49.

67. Omar, M., El-Kassaby, M. M., & Abdelghaffar, W. (2017). A universal suspension test rig for electrohydraulic active and passive automotive suspension system. *Alexandria Engineering Journal*, 56(4), 359-370.

68. Park, Y. J., & Kim, K. U. (2009). Reduction of rattle noise of a direct engine-PTO driveline of agricultural tractors: Part I. Measurement and analysis of PTO rattle noise. *Transactions of the ASABE*, 52(1), 15-20.

69. Park, Y. J., Park, S. B., & Kim, K. U. (2004). Characteristics of ride vibrations in rotary tillage and plowing operations by tractor. *Journal of biosystems engineering*, 29(3), 207-216

70. Pazooki, A., Rakheja, S., & Cao, D. (2012). Modeling and validation of off-road vehicle ride dynamics. *Mechanical systems and signal processing*, 28, 679-695.

71. Phalke, T. P., & Mitra, A. C. (2017). Analysis of ride comfort and road holding of quarter car model by Simulink. *Materials Today: Proceedings*, 4(2), 2425-2430.

72. Prasad, N., Tewari, V. K., & Yadav, R. (1995). Tractor ride vibration—A review. *Journal of Terramechanics*, 32(4), 205-219.

73. Reichhartinger, M., Falkensteiner, R., & Horn, M. (2018). Robust estimation of forces for suspension system control. *IFAC-PapersOnLine*, 51(25), 328-333.

74. Sarami, S. (2009). Development and evaluation of a semi-active suspension system for full suspension tractors. Doctoral dissertation. TU, Fachbereich Konstruktion von Maschinensystemen.

75. Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., & Dugard, L. (2010). Semi-active suspension control design for vehicles. Elsevier.

76. Scarlett, A. J., Price, J. S., & Stayner, R. M. (2007). Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of terramechanics*, 44(1), 65-73.

77. Servadio, P., Marsili, A., & Belfiore, N. P. (2007). Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors. *Biosystems engineering*, 97(2), 171-180.

78. Shamshiri, R., & Ismail, W. I. W. (2013). Design and analysis of full-state feedback controller for a tractor active suspension: Implications for crop yield. *International Journal of Agriculture and Biology*, 15(5).

79. Sharma, S. K., & Kumar, A. (2018). Ride comfort of a higher speed rail vehicle using a magnetorheological suspension system. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: *Journal of Multi-Body Dynamics*, 232(1), 32-48.

80. Sim, K., Lee, H., Yoon, J. W., Choi, C., & Hwang, S. H. (2017). Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors. *Journal of Terramechanics*, 69, 23-32.

81. Sim, K. H., Yum, S. J., & Hwang, S. H. (2014). A Response Characteristic Analysis of Utility Vehicle with Control of Semi-Active Suspension System. *In Trans. Korean Soc. Mech. Eng. Conf* (pp. 2497-2502).

82. Sleeper, R. K., & Dreher, R. C. (1980). Tire stiffness and damping determined from static and free-vibration tests (No. NASA-TP-1671). Hampton, VA, USA: NASA Langley Research Center

83. Tseng, H. E., & Hrovat, D. (2015). State of the art survey: active and semi-active suspension control. Vehicle system dynamics, 53(7), 1034-1062.

84. Vitas, N., Torisu, R., & Takeda, J. (1988). Determining inertia tensor of farm tractors. *Journal of the Faculty of Agriculture Iwate University*.

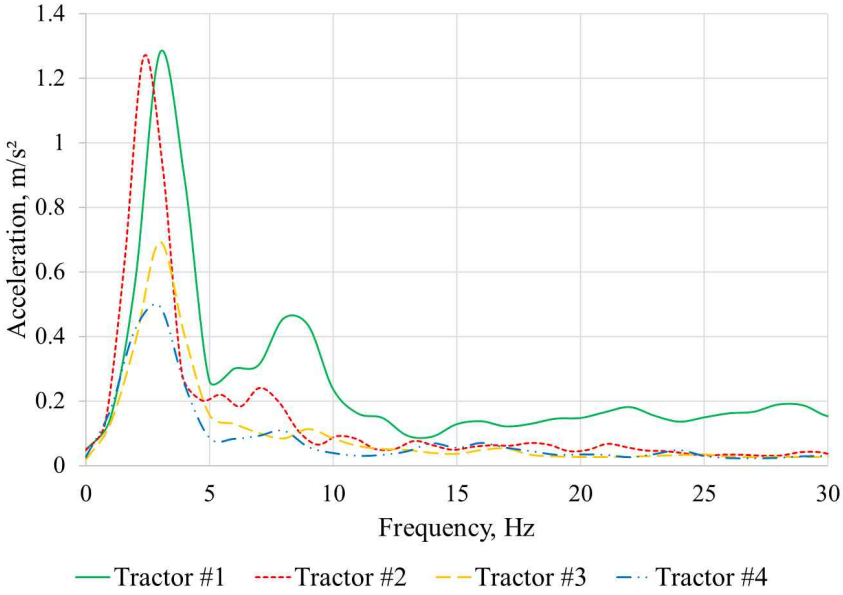
85. Yang, Y., Ren, W., Chen, L., Jiang, M., & Yang, Y. (2009). Study on ride comfort of tractor with tandem suspension based on multi-body system dynamics. *Applied Mathematical Modelling*, 33(1), 11-33.

86. Yim, H. J., Sung, S. J., & Lee, S. B. (2001). Integrated system for dynamic analysis and optimal design of engine mount systems. *Journal of the KSNVE*, 11(1), 36-40.

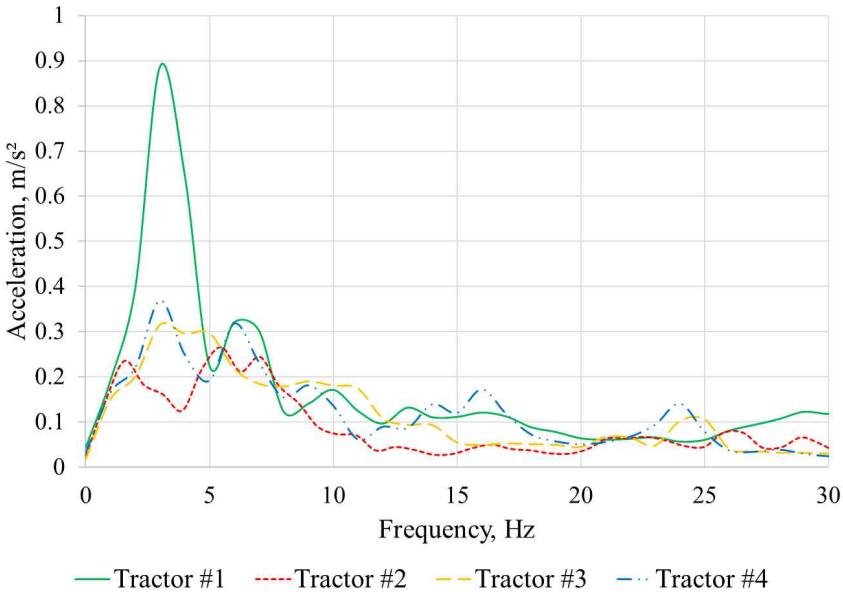
87. Yin, Z., Khajepour, A., Cao, D., Ebrahimi, B., & Guo, K. (2012). A new pneumatic suspension system with independent stiffness and ride height tuning capabilities. *Vehicle system dynamics*, 50(12), 1735-1746.

88. Zehsaz, M., Sadeghi, M. H., Ettefagh, M. M., & Shams, F. (2011). Tractor cabin's passive suspension parameters optimization via experimental and numerical methods. *Journal of Terramechanics*, 48(6), 439-450.

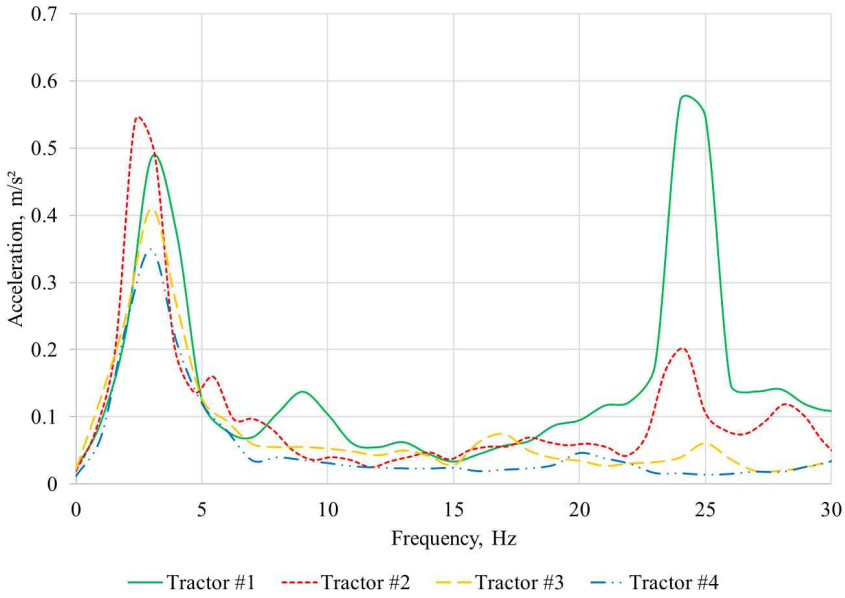
Appendix A. 평탄 노면 시험에 대한 FFT 분석 결과



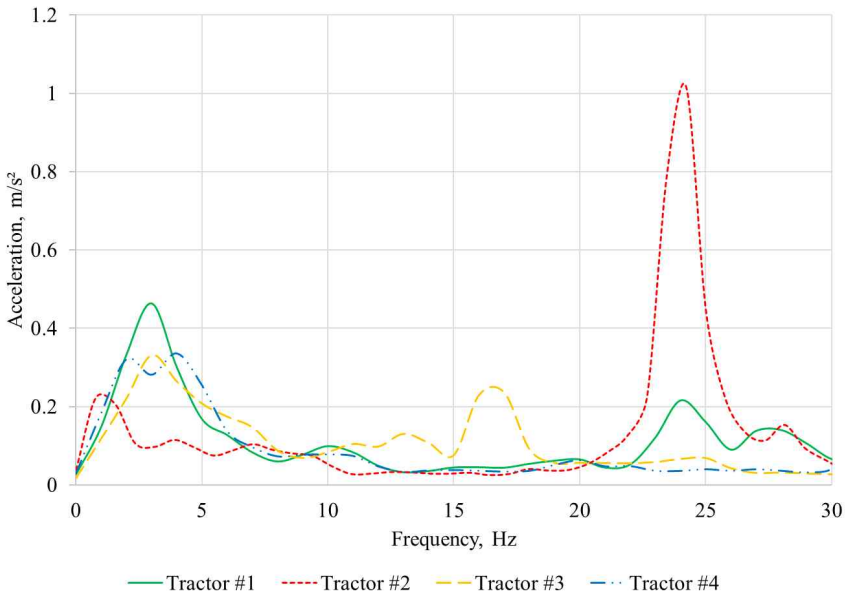
Appendix A.1 FFT analysis results for the x-axis at 30 km/h.



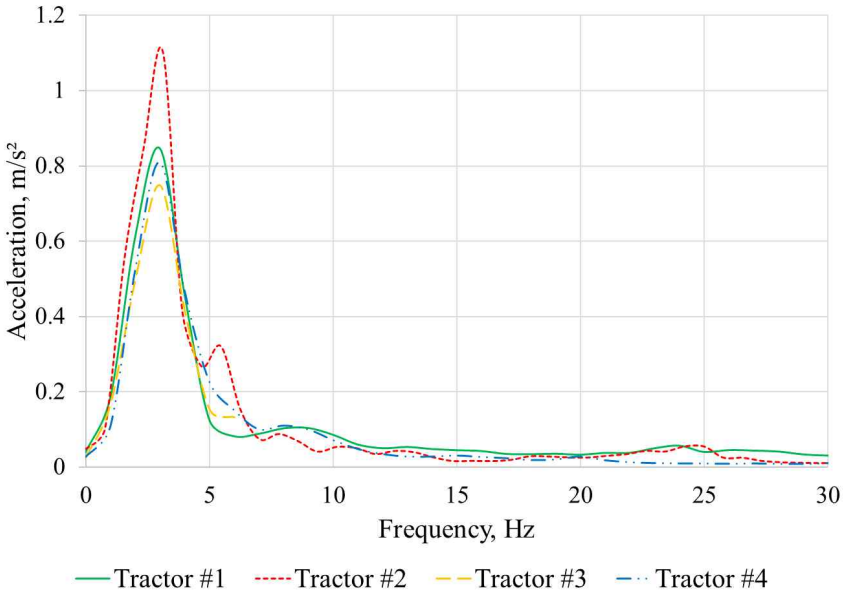
Appendix A.2 FFT analysis results for the y-axis at 30 km/h.



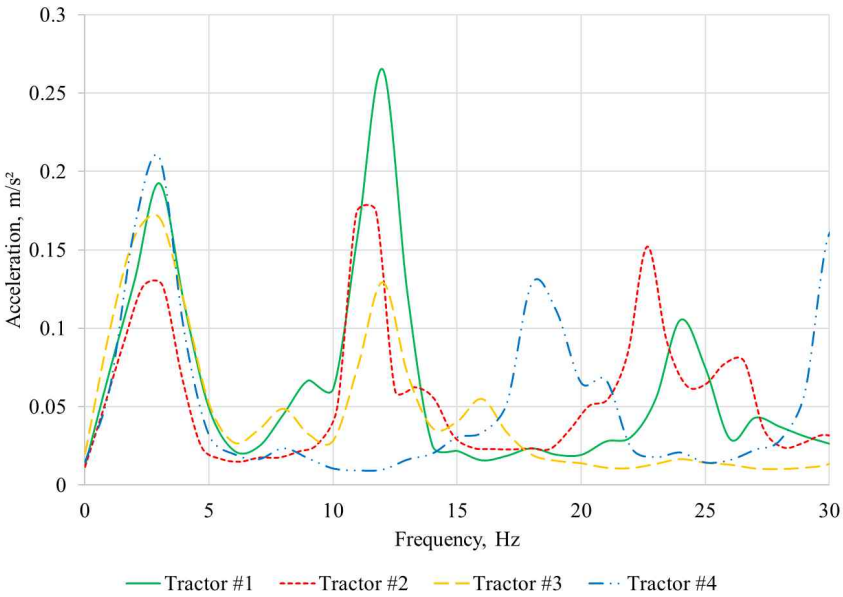
Appendix A.3 FFT analysis results for the x-axis at 20 km/h.



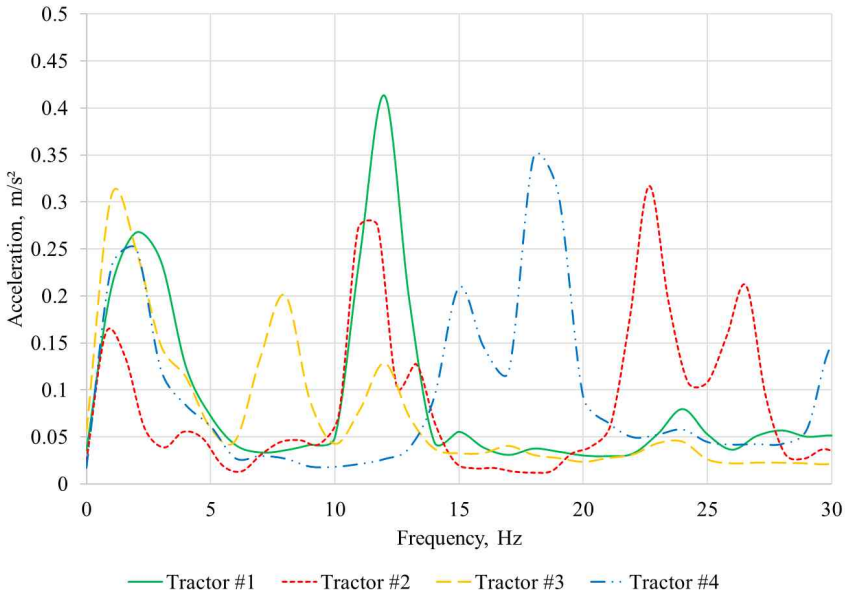
Appendix A.4 FFT analysis results for the y-axis at 20 km/h.



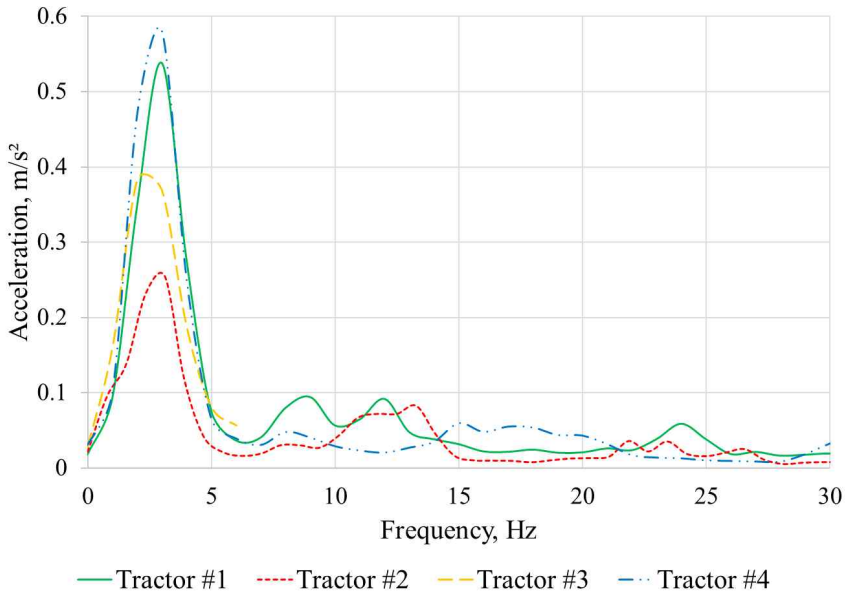
Appendix A.5 FFT analysis results for the z-axis at 20 km/h.



Appendix A.6 FFT analysis results for the x-axis at 10 km/h.

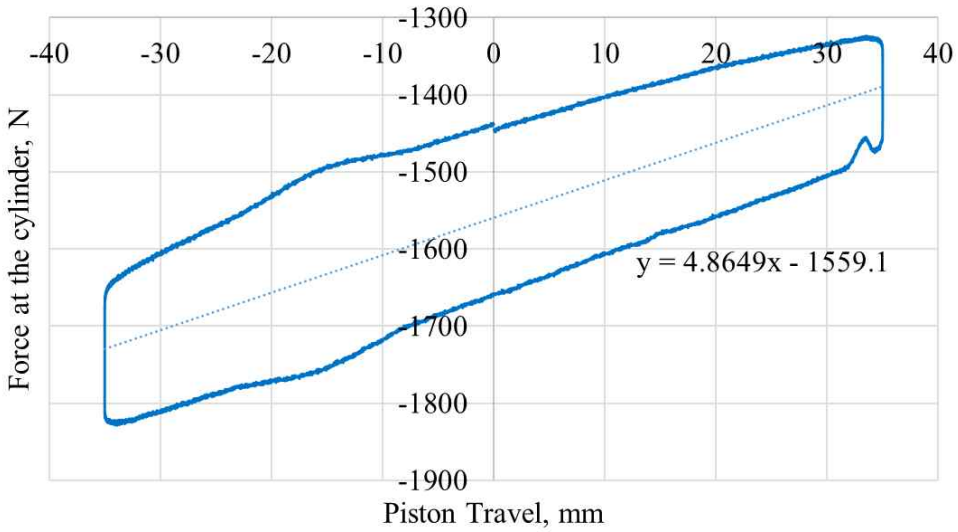


Appendix A.7 FFT analysis results for the y-axis at 10 km/h.

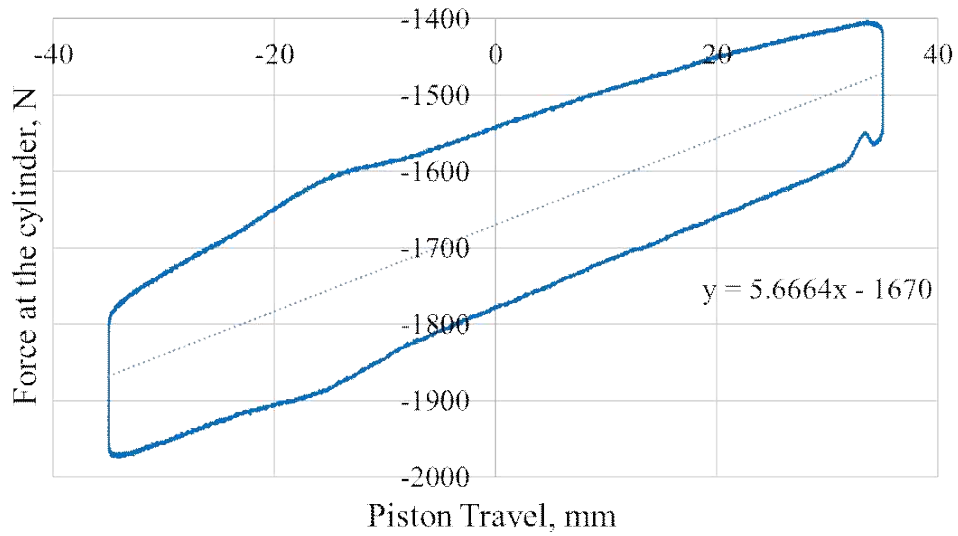


Appendix A.8 FFT analysis results for the z-axis at 10 km/h.

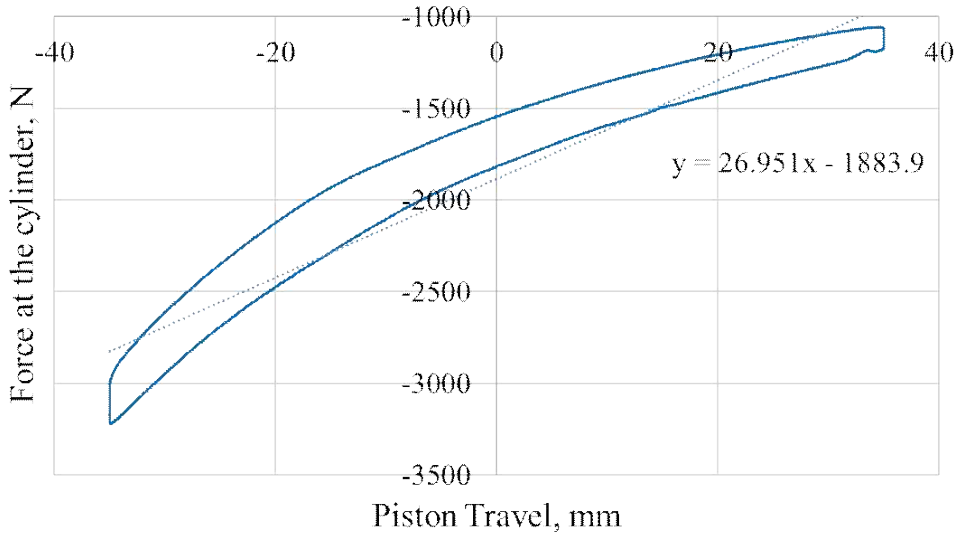
Appendix B. 어큐뮬레이터 조건에 따른 서스펜션의 힘-변위 선도



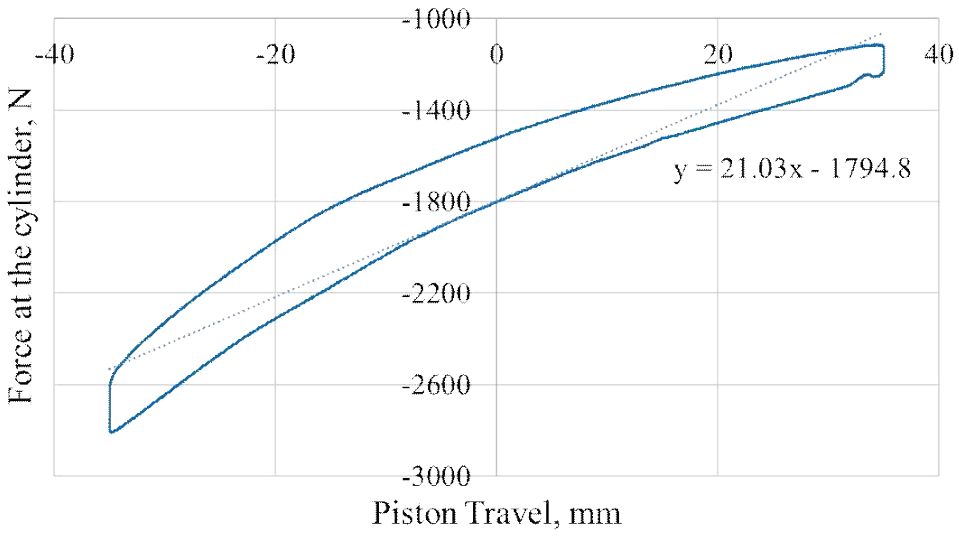
Appendix B.1 Force-displacement curve under 160 cc, 30 bar accumulator condition.



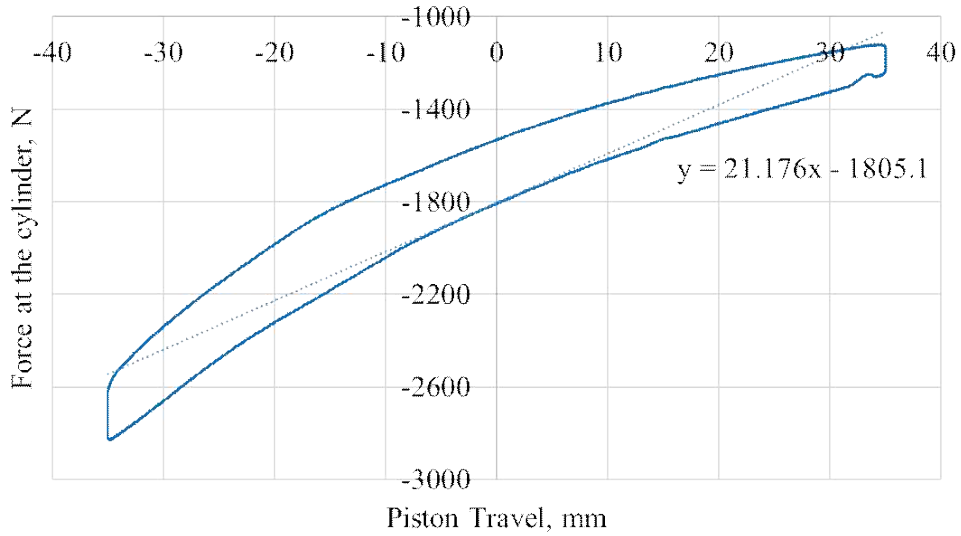
Appendix B.2 Force-displacement curve under 160 cc, 50 bar accumulator condition.



Appendix B.3 Force-displacement curve under 75 cc, 30 bar accumulator condition.



Appendix B.4 Force-displacement curve under 75 cc, 40 bar accumulator condition.



Appendix B.5 Force-displacement curve under 75 cc, 50 bar accumulator condition.

Optimization of cabin suspension system and development of control algorithm for reducing ride vibration of tractor

Jooseon Oh

Abstract

With increasing demand of vehicle convenience recently, creating a comfortable driving environment for users is emerging as an important issue not only in the automotive industry, as well as agricultural and heavy industry. The most representative comfort problem in agricultural machinery is ride vibration caused by the road surface. In particular, as tractor driving becomes more specialized and the daily operating hours increase, ride vibration is emerging as a more serious problem, and measures to reduce ride vibration are required to protect operator health and provide a more comfortable working environment . For this purpose, research to apply cabin suspension system to a tractor has recently been started. Cabin suspension supports the load of the vehicle body and at the same time absorbs vibrations or shocks generated from the ground and transmitted to the vehicle body during driving to prevent the vibration from being transmitted to the vehicle body, thereby protecting various devices, drivers, and cargo and protecting the wheels. It is an important device to improve ride comfort and vehicle safety by suppressing unnecessary vibrations. However, research on suspension is lacking in the tractor field compared to the automobile field, and it is necessary to develop suspension system suitable for the tractor due to structural differences from automobiles. Therefore, in this study, the cabin suspension system of the tractor was developed by dividing it into passive and semi-active systems. For the development of the suspension system, a simulation model that can predict ride vibration was developed, and a method of deriving the characteristic values of the parameters constituting the model was presented to increase the accuracy of the model. Through the development of passive suspension system, an optimal suspension input that can minimize ride vibrations according to the operating condition was presented. In addition, LQG control

algorithm was developed for the semi-active suspension system and evaluated.

In order to confirm the effect of the suspension system on the ride vibration of the tractor, vibrations were measured on flat and bumpy road for various tractors. Compared to the rubber mounted tractor, the semi-active cabin suspension system tractor showed a vibration improvement effect of up to 50.1% based on the maximum peak value, and the frequency-weighted acceleration showed a vibration improvement effect of up to 53.8%. In addition, it was confirmed that the VDV improvement effect of the semi-active cabin suspension system tractor was up to 67.1% compared to the rubber-mounted tractor when it passed the bumpy road.

The accuracy of the simulation model was improved by accurately measuring the characteristics of the tire, rubber mount, and suspension constituting the simulation model and applying it. The parameters of the model components measured in this study are stiffness and damping coefficient. A tire test was proposed to confirm the dynamic characteristics of the tire through a driving test using cleats, and the test results were analyzed using logarithmic decrement method and least square exponential curve fitting. A rubber mount was tested using the base excitation method suggested in KS M 6604 standard, and the characteristics were confirmed by analyzing the acceleration. A suspension was tested according to the change in current of the suspension. A force-displacement curve and a force-velocity curve were obtained, and the dynamic characteristics of the suspension were confirmed.

A simulation model applying the exact characteristics of the components was developed, and the suitability of the model was confirmed by comparing the test and simulation results. The mode by suspension at 0.93 Hz, the mode by each tire at 3.13 Hz, and the mode by the rubber mount at 15.28 Hz were confirmed through mode analysis, and each mode was confirmed through FRF analysis. In addition, when FFT analysis of the test and simulation results, it was confirmed that a low error of 6% or less occurred at the fundamental frequency.

Simulations were performed under various conditions to optimize the passive suspension system. As a result of the simulation, it was confirmed that the magnitude of the acceleration in the cabin appeared smaller as the damping coefficient of the suspension became smaller as a high current was applied to the suspension under most tractor operating conditions. Also, as a result of optimizing the passive suspension through the test, it was confirmed that the larger the current, the smaller the vibration in the cabin.

However, as a result of driving on a flat road, it was found that there was no correlation between the magnitude of the current and the vibration in the cabin.

For the develpoment of the semi-active suspension system, the LQG optimal control algorithm was designed and the performance of the LQG control algorithm was verified using the accuracy index and performance index. The plant model used in the design of the LQG optimal control algorithm was developed as a half-tractor model based on the physical characteristics of the actual tractor. Except for the two measured state variables, the state variables were estimated through Kalman filter-based state observer. The cost function of the control algorithm was configured to include the velocity and acceleration of the cabin, and the control system was configured to minimize cost functions. It was confirmed that the accuracy of the estimated state variable was over 79%, and the developed system was judged to be suitable for use as state observer for LQR control because the system state was followed without time delay. The control performance of the designed LQG control algorithm was analyzed using the performance index. Compared to the rubber mounted tractor, the peak reduction effect of the semi-active suspension tractor was up to 48.97%, and the reduction effect of the RMS acceleration value was up to 47.06% when driving on the road surface of ISO 8608 classes A, B, and C. By applying the LQG control algorithm to an actual tractor, the vibration reduction effect of up to 35.81% was confirmed when comparing the ride vibration of the passive suspension and the semi-active suspension. Considering these test results, it is judged that the developed control algorithm has a great influence on reducing ride vibration.

Keywords : Semi-active cabin suspension, LQG control algorithm, Tractor simulation model
Student number : 2014-31169