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

공학석사 학위논문

# 슬라이딩 모드 제어 기반 트랙터용 반능동 캐빈 현가장치 제어 알고리즘 개발

# Development of Control Algorithm for Tractor Semi-Active Cabin Suspension based on Sliding Mode Control

2022년 2월

서울대학교 대학원

바이오시스템공학과

김경대

# 슬라이딩 모드 제어 기반 트랙터용 반능동 캐빈 현가장치 제어 알고리즘 개발

지도 교수 박 영 준

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2022년 2월

서울대학교 대학원

바이오시스템공학과

김경대

김경대의 공학석사 학위논문을 인준함

2022년 2월

위 원 장 _____ 이 중 용 _____ (인)

부위원장 _____ 박 영 준 _____ (인)

위 원 _____ 김 원 균 _____ (인)

초 록

# 슬라이딩 모드 제어 기반 트랙터용 반능동 캐빈 현가장치 제어 알고리즘 개발

서울대학교 농업생명과학대학원
바이오시스템공학과
김경대

트랙터는 불균일한 지면을 주행하며 부하변동이 큰 농작업에 주로 사용된다. 이로 인해 발생하는 트랙터의 승차진동은 작업자의 건강에 위협이 되고 있다. 때문에 트랙터 캐빈의 승차진동을 저감할 수 있는 여러 방안들이 제안되었으나, 아직도 국제적 기준량을 넘는 승차진동이 발생하고 있다. 승차진동을 효과적으로 저감하는 방안으로 캐빈 현가장치가 주목을 받고 있다. 캐빈 현가장치로 사용될 수 있는 수동(passive), 반능동(semi-active), 능동(active) 현가장치 중에서 동력 손실이 적으면서도 승차진동 저감 성능이 뛰어난 반능동 현가장치에 대한 연구들이 수행되어 왔다.

반능동 현가장치를 제어하기 위한 연구들은 승용차를 대상으로 주로 진행되었다. 스카이훅(skyhook), 최적제어, 퍼지 로직, 슬라이딩 모드 제어 등의 다양한 제어 기법을 통해 효과적으로 승용차의 승차진동을 저감한 연구 사례가 다수 수행되었다. 그러나 현가상 질량이 현가하 질량보다 큰 승용차는 시스템 구조적으로 트랙터와 다르기 때문에, 트랙터 구조를 고려한 연구가 필요한 실정이다. 반능동 현가장치가 장착된 트랙터를 대상으로 한 연구는 최적제어 기법을 이용한 연구에 머물러 있다. 그러나 최적제어 기법은 트랙터의 복잡한 시스템을 정확하게 구현하지 못함으로 인해 발생할 수 있는 시스템 모델의 불확실성과 작업 환경이 외란에 노출되기 쉬운 환경이라는 점 때문에 제어 성능이 저하될 수 있다.

따라서 본 연구에서는 트랙터 구조를 고려한 1/2(half-car) 트랙터 동역학 모델을 개발하고 반능동 현가장치의 특성과 비례제어밸브 전류의 동특성을 구현하여 모델의 정확도를 높였다. 개발된 동역학 모델을 대상으로 강인 제어 기법인 슬라이딩

모드 제어를 이용하여 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발하고 시뮬레이션 결과를 비교하여 제어 알고리즘의 성능을 평가하였다. 시뮬레이션 결과에 따르면 고무 마운트를 장착한 트랙터에서 발생하는 캐빈 수직 가속도보다 반능동 현가장치를 장착한 트랙터에서 발생하는 캐빈 수직 가속도가 입력 노면 조건이 계단 입력인 경우 55% 감소하였고, ISO8608 노면 등급인 경우 41% 감소하는 것을 확인하였다. 개발된 제어 알고리즘의 실시간성을 검증하기 위하여 제어기를 대상으로 Hardware-in-the-Loop 시뮬레이션을 진행하였고 노면 조건과 상관없이 캐빈 수직 가속도에서 큰 변화가 나타나지 않아 실시간성을 만족하는 것을 확인할 수 있었다.

주요어: 트랙터 승차진동, 트랙터 동역학 모델, 반능동 현가장치, 슬라이딩 모드 제어
학 번: 2020-26978

< 목 차 >

1. 서 론 ····· 1
2. 연구 목적 ····· 5
3. 문헌 연구 ····· 6
3.1. 트랙터 동역학 모델 ····· 6
3.2. 반능동 현가장치 제어 알고리즘 ····· 7
4. 1/2 트랙터 동역학 모델 개발 ····· 10
4.1. 트랙터 제원 ····· 11
4.2. 고무마운트 트랙터 동역학 모델 개발 ····· 12
4.3. 현가장치 트랙터 동역학 모델 개발 ····· 21
4.3.1. 현가장치 1/2 트랙터 동역학 모델 ····· 21
4.3.2. 수동 및 반능동 현가장치 특성 ····· 30
4.3.3. 비례제어밸브 모델 ····· 33
4.3.4. 현가장치 트랙터 동역학 모델 검증 ····· 36
5. 반능동 현가장치 제어 알고리즘 개발 ····· 42
5.1. 비례제어밸브 전류 추종 알고리즘 ····· 42
5.1.1. PI 제어기 설계 ····· 42
5.1.2. 외란관측기 설계 ····· 43
5.1.3. 외란관측기 강인성 평가 ····· 46
5.2. 슬라이딩 모드 제어 기반 반능동 현가장치 제어 알고리즘 ····· 48
6. 트랙터 제어 모델 및 시뮬레이션 ····· 54
6.1. 트랙터 제어 모델 ····· 54
6.2. Model-in-the-Loop 시뮬레이션 ····· 58
6.2.1. 주파수 영역 분석 ····· 58
6.2.2. 시간 영역 분석 ····· 60
6.3. Hardware-in-the-Loop 시뮬레이션 ····· 69

6.3.1. Hardware-in-the-Loop 시뮬레이션 시스템 구축 ····· 69
6.3.2. Hardware-in-the-Loop 시뮬레이션 결과 ····· 72
7. 결론 ····· 77
8. 참고 문헌 ····· 79
9. 부록 ····· 85

# < 표 목차 >

Table 4.1 Type of suspension ····· 11
Table 4.2 Specification of tractor ····· 11
Table 4.3 Rubber mount tractor parameter values ····· 20
Table 4.4 Specification of proportional control valve ····· 36
Table 4.5 Test and simulation FFT results at maximum peak ····· 41
Table 5.1 Time constant of simulation results under system uncertainties ····· 47
Table 6.1 Comparison of frequency and magnitude of peak point for tractor cabin acceleration according to suspension type ····· 60
Table 6.2 Peak value of tractor cabin acceleration at step input ····· 63
Table 6.3 RMS value of tractor cabin acceleration at step input ····· 64
Table 6.4 Peak value of tractor cabin acceleration at ISO road input ····· 68
Table 6.5 RMS value of tractor cabin acceleration at ISO road input ····· 68

# < 그림 목차 >

Figure 4.1 Tractor used in this study. ····· 11
Figure 4.2 Configuration of rubber mount tractor dynamic model. ····· 13
Figure 4.3 Block diagram of state space representation of RTD. ····· 19
Figure 4.4 Configuration of suspension tractor dynamic model. ····· 22
Figure 4.5 Block diagram of state space representation of PTD & STD. ····· 29
Figure 4.6 Force-displacement curve from test results. ····· 31
Figure 4.7 Damping force-speed curve according to applied valve current. ····· 32
Figure 4.8 Circuit diagram of valve solenoid. ····· 34
Figure 4.9 Test device for measuring valve resistance and inductance. ··· 35
Figure 4.10 Measurement results of valve resistance and inductance. ····· 35
Figure 4.11 Comparison of result between test and simulation in the time domain. ····· 39
Figure 4.12 Comparison of results between test and simulation in the frequency domain. ····· 40
Figure 5.1 Block diagram of PI control system. ····· 42
Figure 5.2 PI control system with disturbance observer. ····· 45
Figure 5.3 Valve simulation model. ····· 46
Figure 5.4 Valve actual current of simulation model with PI controller only. ····· 47
Figure 5.5 Comparison of valve current results between simulation model with PI controller only and with PI & DOB controller. ····· 47
Figure 5.6 Valve current-damping force curve according to speed. ····· 48
Figure 5.7 Designed sliding mode controller. ····· 53
Figure 6.1 Flowchart of rubber mount tractor model. ····· 54
Figure 6.2 Flowchart of passive suspension tractor model. ····· 55
Figure 6.3 Flowchart of semi-active suspension tractor model

with controller. ····· 57
Figure 6.4 Comparison of frequency response of tractor cabin acceleration according to suspension type. ····· 59
Figure 6.5 Frequency weightings of vibration signal for vertical direction given in ISO 2631-1. ····· 60
Figure 6.6 Step road input for tractor model. ····· 61
Figure 6.7 Comparison of tractor cabin acceleration for step input according to suspension type at 5 km/h vehicle speed. ····· 62
Figure 6.8 Comparison of tractor cabin acceleration for step input according to suspension type at 7 km/h vehicle speed. ····· 62
Figure 6.9 Comparison of tractor cabin acceleration for step input according to suspension type at 10 km/h vehicle speed. ····· 63
Figure 6.10 Convergence of phase trajectories to sliding surface in error space($\dot{e}$ vs $e$ plane) shown during 1~7 sec. ····· 65
Figure 6.11 ISO 8608 road input for tractor model. ····· 66
Figure 6.12 Comparison of tractor cabin acceleration for ISO 8608 road class A according to suspension type. ····· 66
Figure 6.13 Comparison of tractor cabin acceleration for ISO 8608 road class B according to suspension type. ····· 67
Figure 6.14 Comparison of tractor cabin acceleration for ISO 8608 road class C according to suspension type. ····· 67
Figure 6.15 MicroAutoBox and SCALEXIO. ····· 70
Figure 6.16 Schematic diagram of HILS. ····· 71
Figure 6.17 Test results comparison between MILS and HILS at 5 km/h. ····· 73
Figure 6.18 Test results comparison between MILS and HILS at 7 km/h. ····· 73
Figure 6.19 Test results comparison between MILS and HILS at 10 km/h. ····· 74
Figure 6.20 Test results comparison between MILS and HILS

at ISO A. ····· 75
Figure 6.21 Test results comparison between MILS and HILS
at ISO B. ····· 75
Figure 6.22 Test results comparison between MILS and HILS
at ISO C. ····· 76

# 1. 서론

트랙터는 주로 부하변동이 심한 농작업에 사용되며, 불균일한 지면의 농경지에서 주행한다. 이로 인하여 트랙터 작업자는 높은 수준의 승차진동에 노출된다. 모든 차량에서 진동은 피할 수 없는 문제지만, 특히 트랙터에서는 국제적 기준량을 넘는 승차진동이 발생한다고 알려져 있다[1]. 높은 수준의 승차진동은 작업자에게 피로감과 함께 작업 능률의 저하를 초래하며 장시간에 걸쳐 작업이 이루어지면 인체에 매우 유해한 영향을 끼친다. Bovenzi는 10년에 걸쳐 대표적인 트랙터의 진동량을 측정하였고, 작업자의 요통 질병(low back disorder)의 발생과 관련이 있다는 것을 밝혔다[2]. Cutini는 트랙터 작업자가 장시간의 2~20Hz의 진동에 노출되면 척추 계열의 심각한 질병에 걸릴 수 있다고 밝혔다[3].

트랙터에서 승차진동을 저감하기 위한 연구들은 다양하게 진행되어 왔다. 일반적으로 농업용 트랙터에서는 트랙터 타이어가 진동의 전달 매개체로서 역할을 해왔으며, 관련 연구가 진행되어 왔다[3,4]. 그러나 타이어는 감쇠(damping)가 너무 약하고 공명이 발생하기 때문에 승차진동을 저감하는데 한계가 있다. 승차진동 저감을 위한 또 다른 방안으로 시트(seat), 캐빈(cabin), 차축(axle) 현가장치(suspension)가 제안되었다. 차축 현가장치는 일반적으로 트랙터에서 사용되지 않으며 시트 현가장치는 승차진동을 효과적으로 줄일 수 있지만 여전히 진동이 크게 발생하며, 작업자의 무게에 따라 특성이 매번 바뀐다는 문제점이 있다[5]. 반면 캐빈 현가장치는 엔진과 같은 진동원으로부터 발생하는 진동을 효과적으로 줄일 수 있으며, 캐빈의 무거운 자중으로 인해 작업자의 무게 변화에 의한 영향이 적다[6]. 이에 따라 캐빈 현가장치에 관한 연구가 많이 진행되었다.

작업자에게 유해한 트랙터의 승차진동은 주로 불규칙한 노면을 주행함으로써 발생하는 저주파 대역의 진동 특성을 나타낸다. 차륜 현가장치가 없는 트랙터의 경우, 노면 또는 엔진과 변속기에서 발생한 진동이 작업자에게 직접 전달되기 때문에 주로 캐빈의 4개 지지소에 고무마운트를 장착하여 사용한다[7]. 하지만 주행 중 감쇠 특성을 변화시킬 수 없는 고무 마운트만으로는 작업자에게 전달되는 승차진동을 효

과적으로 차단할 수 없다. 이와 관련한 연구로서, 고무마운트만을 사용하는 국내 트랙터 49대를 대상으로 승차진동 수준을 평가한 결과, 대부분 8시간 기준 잠재적 건강 위험 영역(fatigue-decreased proficiency boundary)을 초과한다고 보고되었다[8].

승차진동 저감에 한계를 갖는 고무마운트의 대체하기 위하여 현가장치를 사용하는 연구가 늘어나고 있다. 현가장치에는 수동, 반능동 및 능동 현가장치가 있으며 반능동 캐빈 현가장치(semi-active cabin suspension)는 비례제어밸브의 전류에 따라 내부 오리피스의 개폐량을 조절하여 주행 중 감쇠 특성을 변화시킬 수 있으므로 승차진동을 저감하는데 효과적이다. 캐빈 현가장치로 반능동 현가장치가 장착된 트랙터와 고무 마운트가 장착된 트랙터를 대상으로 비포장도로를 주행하는 시험을 하였을 때, 반능동 현가장치가 장착된 트랙터에서 최대 90% 이상 승차진동 저감 효과가 높은 것으로 나타났다[9].

반능동 현가장치는 효과적으로 제어하기 위한 연구가 진행되고 있다. 현가장치 제어 알고리즘으로써 스카이훅(skyhook)과 LQR(Linear Quadratic Regulator), LQG(Linear Quadratic Gaussian control)와 같은 최적 제어(optimal control) 기법이 주로 연구되었다[5, 10, 11, 12]. 그러나 이와 같은 제어 기법은 선형 제어 기법으로 시스템의 비선형적 특성을 반영할 수 없으며, 시스템 파라미터의 불확실성(uncertainty)과 외란(disturbance)에 충분히 강인하지 못한 제어 기법이다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 불확실성과 외란에 강인한 제어(robust control) 기법으로 슬라이딩 모드 제어(sliding mode control, SMC), 퍼지 로직(fuzzy control) 및 인공신경망(neural networks)이 제안되었다. 그러나 퍼지 로직과 인공신경망과 같은 제어 기법은 안정성을 수학적으로 증명하기 힘들다는 단점이 있다. 반면 슬라이딩 모드 제어는 선형과 비선형 시스템 모두에서 시스템 모델 파라미터의 불확실성과 외란에 효과적이고 강인하다고 알려져 있다[13]. 유공압식 댐퍼를 사용하는 반능동 현가장치에는 고려되지 못한 동역학(un-modelled dynamics)으로 인한 불확실성과 외란이 존재하기 때문에 강인한 제어 기법이 필요하며, 슬라이딩 모드 제어는 적절한 제어 방식이 될 수 있다.

반능동 현가장치 시스템의 동적 특성을 정확한 모델의 수식으로 나타내는 것은

굉장히 어려우며, 수식화 과정에서 시스템 파라미터의 추정오차와 비선형적인 특성에 의한 불확실성과 외란은 반드시 존재하게 된다. 강인한 제어 기법인 슬라이딩 모드 제어는 제어 이득을 크게 설정하여 제어 타겟이 빠르게 슬라이딩 평면(sliding surface)에 도달하게 함으로써 이러한 문제에 대처할 수 있다. 하지만 제어 이득을 크게 설정하는 것은 실제 시스템의 입력에 대한 제약으로 인해 현실적으로 어려움이 존재할 수 있다[14]. 반능동 현가장치는 비례제어밸브의 전류를 제어하여 감쇠력을 조절하게 되는데, 밸브의 전류는 크기에 제한이 있으므로 슬라이딩 모드의 제어 이득에도 제약이 발생하며 이는 제어 성능의 저하로 귀결된다.

슬라이딩 모드 제어의 성능 저하를 막기 위해, 외란관측기(disturbance observer, DOB)를 이용하여 불확실성과 외란을 보상하면 제어 이득을 작게 하면서 강인한 제어 알고리즘을 구현할 수 있다. 외란관측기는 실제 시스템 모델의 불확실성과 외란을 추정하고 이를 공칭 시스템 모델의 제어 입력에 보상해줌으로써, 실제 시스템의 거동이 공칭 시스템 모델의 거동에 근접하게 만들어주는 제어 기법이다. 황진권은 슬라이딩 모드 제어 기법을 이용하여 승용차의 ABS(anti-lock braking system) 제어 알고리즘을 개발하였으며, 차량모델 불확실성을 외란관측기를 통해 보상함으로써 슬라이딩 모드 제어의 성능을 향상시켰다[14].

개발된 제어 알고리즘은 정상 작동 여부를 확인하기 위한 검증이 필수이며, 일반적으로 차량의 전자제어유닛(electronic control unit, ECU)에 탑재되어 실차 시험을 통하여 검증이 수행된다. 하지만 이와 같은 방법으로 제어 알고리즘의 검증 및 수정은 많은 시간과 비용이 소비되는 단점이 있으며, 전자제어유닛의 오동작으로 인한 인명/재산 피해가 발생할 수도 있다. 이러한 문제를 해결하고 제어 알고리즘의 개발에 대한 시간과 비용을 최소화할 수 있는 방법으로 HILS(hardware-in-the-loop simulation) 시스템이 사용될 수 있다[15].

HILS 시스템은 연구 대상인 하드웨어(hardware)를 제외한 다른 시스템을 소프트웨어(software)인 시뮬레이션 모델로 구현하고, 하드웨어와 소프트웨어가 상호 작용하며 루프(loop)를 이루어 하나의 시스템을 구성하는 기술이다. 이와 다르게 연구 대상을 포함한 모든 시스템이 시뮬레이션 모델로 구현되는 시스템에는

MILS(model-in-the-loop simulation) 시스템이 있다. HILS 시스템을 활용하면 전자 제어유닛의 기능 및 진단 시험을 실차 시험이 아닌 실험실 환경에서 제어 알고리즘의 실시간성(real-time)을 평가할 수 있기 때문에 개발 시간과 비용을 절감할 수 있다. 또한, 실차 시험으로는 위험할 수 있는 다양한 환경을 구현하여 제어 알고리즘의 안전성을 미리 확인할 수 있다. 따라서, 트랙터 반능동 캐빈 현가장치에 대한 제어 알고리즘을 개발하고 검증하는 데 있어 HILS 시스템을 활용하는 것은 매우 유용하다고 할 수 있다.

위에 제시한 내용을 바탕으로 본 연구에서는 트랙터의 동적 특성을 나타낼 수 있는 1/2 트랙터 동역학 모델을 개발하였다. 또한 반능동 현가장치의 감쇠력 특성 선도를 측정 시험을 통해 도출하고 비례제어밸브 모델을 개발하여 트랙터 동역학 모델의 정확도를 높였다. 트랙터 캐빈의 승차진동을 저감하기 위하여 반능동 현가장치 감쇠력 제어 알고리즘을 슬라이딩 모드 제어기법을 이용해 개발하였으며. 비례제어밸브의 전류를 추종하는 알고리즘을 PI(Proportional Integral) 제어와 외란관측기를 이용해 개발하여 시스템 모델 파라미터의 불확실성과 외란에 강인한 제어 알고리즘을 개발하였다. 개발된 제어 알고리즘음은 MILS와 HILS를 통해 평가 및 검증되었다.

## 2. 연구 목적

본 연구의 목적은 고무마운트가 장착된 트랙터, 수동 현가장치가 장착된 트랙터, 반능동 현가장치가 장착된 트랙터에 대하여 1/2 트랙터 동역학 모델을 개발하고, 트랙터 캐빈의 승차진동 저감을 위해 슬라이딩 모드 제어를 이용한 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발 및 평가하는 것이다. 또한 모델 파라미터의 불확실성과 외란에 의해 슬라이딩 제어 알고리즘의 성능이 저하되는 것을 방지하기 위하여, 외란란 측기를 설계함으로써 비례제어밸브 모델의 불확실성을 제거하는 것이다. 개발된 제어 알고리즘은 MILS에서 성능을 평가하고, 추가적으로 실시간성을 검증하기 위하여 HILS를 구축하고 개발된 제어 알고리즘의 실시간성을 검증하는 것이다.

1) 1/2 트랙터 동역학 모델 개발
2) PI 제어와 외란관측기를 이용한 비례제어밸브 전류 추종 알고리즘 개발
3) 슬라이딩 모드 제어를 이용한 반능동 현가장치 제어 알고리즘 개발
4) MILS 시스템을 통한 제어 알고리즘 성능 평가
5) HILS 시스템 구축 및 제어 알고리즘 성능 및 실시간성 검증

# 3. 문헌 연구

## 3.1. 트랙터 동역학 모델

운전자에게 가해지는 승차진동을 예측하기 위한 차량 동역학 모델은 다양하게 연구되어 왔다. 차량 동역학 모델은 크게 1/4 차량(quarter car), 1/2 차량(half car), 전체 차량(full car) 모델로 나누어 연구되었으며, 전체 차량 모델의 경우 다물체 동역학 소프트웨어를 이용하여 매우 복잡하게 구현되기도 한다. Butsuen(1989)는 차체와 타이어의 질량 2개로 이루어진 1/4 차량 모델, 차체 1개 및 타이어 2개를 이루어진 1/2차량 모델과 차체 1개 및 타이어 4개로 이루어진 전체 차량 모델을 개발하였다. 장착된 현가장치의 특성들의 최적값을 도출하며, 반능동 현가장치가 장착된 차량 모델 설계 방법을 제시하였다[16]. Nagarkar(2016)는 현가장치가 장착된 승용차를 대상으로 1/4 차량 모델을 개발하였다. 차량 모델은 차체, 현가장치, 타이어로 구성된 4자유도 모델이며, 타이어와 현가장치의 비선형적 특성을 반영하였다[17]. Marzbanrad(2012)는 퍼지 로직을 이용하여 차량의 능동 및 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발하였으며, 알고리즘의 검증을 위하여 차체 1개와 타이어 2개로 이루어진 1/2 차량 모델을 분석에 사용하였다[18]. Yakhni(2021)은 현가장치의 효용성을 제시하기 위하여 8자유도의 전체 차량 모델을 개발하였고, 현가장치의 최적 특성값을 인공신경망 기법을 통해 도출하였다[19]. 그러나 위의 연구들은 대상이 승용차이며, 승용차의 구조는 현가상 질량(sprung mass)인 차체가 현가하 질량(unsprung mass)인 타이어보다 무겁다. 반면, 트랙터는 현가상 질량이 현가하 질량보다 현저히 가볍기 때문에 시스템의 구조가 달라 트랙터의 차량 모델로 이전 연구들을 적용할 수가 없다. 따라서 트랙터 구조를 반영한 차량 모델이 필요하다.

트랙터를 대상으로 한 차량 모델도 많은 연구가 진행되었다. Ahmed(1997)는 각각 현가장치가 장착된 시트, 캐빈, 차체를 하나의 트랙터 모델로 통합하여 다자유도 전체 차량 모델을 개발하였다. 정확한 해석 모델을 만들기 위해 현가장치의 비선형적 특성과 타이어의 감쇠 특성을 모두 고려하였다. ISO-5008의 표준 노면(standard track) 조건에서 시뮬레이션과 시험을 진행하였고 각 구성요소의 가속도 값을 비교

하여 모델을 검증하였다[20]. Sarami(2010)는 트랙터 후방 차축에 현가장치를 장착한 7자유도의 전체 차량 모델을 개발하였다. 또한 온오프(on-off) 스카이훅 제어 기법을 이용하여 반능동 현가장치를 제어하였으며, 승차진동 저감 성능을 시뮬레이션과 시험을 통해 검증하였다[21]. Zheng(2019)은 캐빈 현가장치, 전차축 현가장치, 작업기가 장착된 트랙터를 다물체 동역학 모델로 개발하였으며, 시험을 통해 검증하였다. 검증된 시뮬레이션 모델을 이용하여 캐빈 현가장치, 전차축 현가장치, 작업기가 승차진동과 피치(pitch), 롤(roll) 방향 운동의 안정성에 대해 미치는 영향을 규명하였다[22]. 앞서 제시된 연구들은 모두 트랙터를 다자유도의 전체 차량 모델로 개발하여, 트랙터의 승차진동을 해석하였다. 그러나 본 연구의 목적은 반능동 현가장치의 제어 알고리즘을 개발하는 것이며, 제어 알고리즘의 성능을 평가하고 실시간성을 평가할 수 있는 동역학 모델이 필요하다. 이를 위해서는 개발에 시간과 비용이 많이 소요되는 다자유도의 전체 모델은 비효율적이며, 실시간성을 만족하기 위해서는 간소화된 1/2 차량 모델의 개발이 필요하다. 이에 따라 본 논문에서는 트랙터 구조를 고려하고 실시간성을 만족시킬 수 있는 1/2 차량 모델을 개발하였다.

## 3.2. 반능동 현가장치 제어 알고리즘

반능동 현가장치의 승차진동 저감 효과에 대해서는 오래전부터 제시되어 왔다[23, 24]. 이에 따라 반능동 현가장치 제어에 관한 연구도 계속 진행되어 왔다. 대표적으로 알려진 반능동 현가장치 제어 기법은 스카이훅(skyhook)과 최적제어(optimal control) 기법이다. Ahmadian(2000)은 스카이훅, 그라운드훅(groundhook), 하이브리드(hybrid) 제어 기법을 이용하여 승용차의 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발하였고, 1/2 차량 시험 환경을 구축하여 제어 알고리즘들의 성능을 비교 평가하였다[25]. Unger(2013)는 최적제어 기법인 LQ(Linear Quadratic) 기반의 제어 알고리즘을 이용하여 승용차의 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발하였다. 또한 시험을 통해 제어 알고리즘의 성능을 평가하였으며 스카이훅 제어 알고리즘과 성능을 비교하였다[26]. 그러나 스카이훅과 최적제어 기법의 제어 알고리즘은 시스템 모델 파라미터의 변동성과 외란에 강인하지 못한 제어 기법으로, 외란에 노출되기 쉬운 농작업 환경에서 주행하는 트랙터에는 적합하지 않다.

시스템의 불확실성과 외란에 대처하기 위한 강인한 제어 기법으로 퍼지 로직과 인공신경망을 이용하는 연구도 진행되었다. Kurczyk(2013)는 퍼지 로직을 이용한 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발하였으며, 승용차를 대상으로 개발한 7자유도 차량 모델을 이용하여 그 성능을 스카이훅과 비교 평가하였다. 승차진동 저감 성능은 스카이훅과 유사하였으나 현가장치 모델을 위해 현가장치의 역모델(inverse modelling)을 제작할 필요가 없다는 장점을 갖는다고 주장하였다[27]. Guo(2004)는 임의의 노면 조건에 대한 현가장치의 비선형 동적 특성을 제어하기 위하여 오차역전달(error back propagation) 알고리즘을 이용한 다층신경망(multilayter neural network)을 이용하였다. 또한 승용차의 1/2 차량 모델을 이용한 시뮬레이션과 시험을 반복하여 저주파 대역의 진동을 저감하는데 있어 수동 현가장치보다 효과가 있음을 보였다[28]. 그러나 위에서 제시한 강인한 제어 기법들은 수학적으로 안정성을 분석하는데 한계가 있기 때문에 제어 알고리즘이 적용된 시스템의 안정성을 규명하는 것이 어렵다. 이에 따라 수학적으로 안정성 분석이 가능하며 시스템 불확실성과 외란에 강인한 제어 기법으로 슬라이딩 모드 제어 알고리즘이 제안되었다. Chen(2011)은 슬라이딩 모드 제어 기법을 이용하여 승용차의 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발하였다. 개발된 제어 알고리즘은 비선형 1/4 차량 모델을 통해 성능이 평가되었다. 제어 알고리즘의 강인성을 확인하기 위하여 현가상 질량을 증가시키고 현가장치의 특성을 변경하면서 시뮬레이션을 진행하였다. 또한, 모든 시뮬레이션 결과에서 승차진동이 저감되는 것을 확인하였다[29].

다양한 제어 기법을 사용하면 시스템 모델 파라미터의 불확실성과 외란에도 불구하고 반능동 현가장치를 제어하여 승차진동을 효과적으로 저감할 수 있다는 것은 위의 연구 사례를 통해 충분히 규명되었으나, 주로 승용차를 대상으로 이루어졌다. 트랙터의 경우, 다수의 연구가 아직 현가장치의 기구학적 특성에 관한 연구에 머물러 있고, 트랙터 캐빈 현가장치 제어 알고리즘에 관한 연구는 최근에 진행되었다. Sim(2017)은 최적제어 기법인 LQG를 이용하여 반능동 현가장치가 장착된 트랙터를 대상으로 현가장치 제어 알고리즘을 개발하였다. 비선형 특성을 띠는 유공압식 현가장치의 시뮬레이션 모델과 13자유도 차량 모델을 이용하여 승차진동 저감 성능을 평가하였다. 승차진동을 평가하기 위하여 ISO 2631의 평가지표를 사용하였고 수

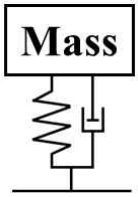
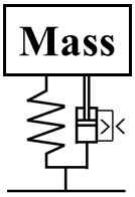
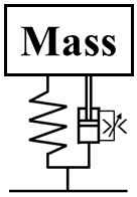
동 캐빈 현가장치가 장착된 트랙터에 비교하여 승차진동이 저감된 것을 확인하였다 [5]. 하지만 최적제어 기법을 활용한 제어 알고리즘은 강인성이 떨어진다는 한계가 있다. 이처럼 현재까지는 트랙터 캐빈에 장착된 반능동 현가장치의 제어 알고리즘을 개발하는 연구에서 강인성을 고려한 사례는 없다. 따라서 본 연구에서는 시스템의 불확실성과 외란이 발생하기 쉬운 환경에서 작업이 수행되는 트랙터에서도 효과적으로 승차진동을 저감할 수 있도록 강인 제어 기법 중 하나인 슬라이딩 모드 제어 알고리즘을 이용하여 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발하고자 한다.

# 4. 1/2 트랙터 동역학 모델 개발

본 장에서는 트랙터 승차진동 저감을 위한 반능동 현가장치 제어 알고리즘 연구를 위해서 개발된 트랙터의 동적 특성을 예측할 수 있는 트랙터 동역학 모델(tractor dynamic model)에 대해 설명한다. 트랙터 동역학 모델은 두 개의 질량체인 캐빈(cabin)과 차체(body)로 구성되어 있고, 차체에 4개의 타이어가 연결되어 있으며, 캐빈과 차체 사이에 4개의 현가장치가 장착되어 있다.

본 논문의 트랙터 동역학 모델은 4개의 현가장치가 모두 고무마운트로 구성되어 있는 기존의 트랙터를 대상으로 개발되었으며, 개발된 트랙터 동역학 모델에서 캐빈 후방에 장착된 2개의 고무마운트를 수동 현가장치(passive suspension) 또는 반능동 현가장치(semi-active suspension)로 교체한 새로운 모델을 추가로 개발하였다. 현가장치가 장착된 트랙터는 현가장치 내 비례제어밸브(proportional control valve)로 인가되는 전류를 조절함으로써 현가장치의 감쇠계수 특성을 변화시킬 수 있는데, 전류를 일정하게 유지하여 특정 감쇠계수 특성을 사용하는 수동 현가장치와 실시간 전류 제어를 통해 차량의 주행 상태에 따라 감쇠계수을 변화시키는 반능동 현가장치로 구분된다. 표 4.1의 고무마운트와 현가장치의 개념도와 같이 고무마운트는 감쇠계수가 하나의 값으로 고정되어 있으며, 수동 현가장치는 밸브 전류만 일정하여 감쇠계수가 상대속도에 따라 변하고, 반능동 현가장치는 밸브 전류를 제어하여 감쇠계수가 밸브 전류와 상대속도 두가지 변수에 따라 변한다. 개발된 3개의 동역학 모델은 고무마운트 트랙터 동역학 모델(rubber mount tractor dynamic model, RTD), 수동 현가장치 트랙터 동역학 모델(passive suspension tractor dynamic model, PTD) 및 반능동 현가장치 트랙터 동역학 모델(semi-active suspension tractor dynamic model, STD)이다. 이후 개발된 반능동 현가장치 제어 알고리즘까지 포함된 최종 모델은 총 세 가지이며, 본 논문에선 고무마운트 트랙터 모델(rubber mount tractor model), 감쇠특성을 고정하는 수동 현가장치 트랙터 모델(passive suspension tractor model), 감쇠특성을 제어하는 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델(semi-active suspension tractor model with controller)라고 명명한다.

Table 4.1 Type of suspension

| Rubber mount | Passive suspension | Semi-active suspension |
|---|---|---|
|   |   |   |
| Constant damping coefficient | Non linear damping coefficient | Non linear damping coefficient |
| No control | Constant valve current | Control valve current |

## 4.1. 트랙터 제원

본 연구의 트랙터 동역학 모델의 대상 트랙터는 TYM의 106 kW급 TX1500으로 캐빈으로 전달되는 진동을 저감하기 위하여 캐빈과 차체 사이에서 4개의 현가장치가 장착되어 있으며, 모두 수동 현가장치인 고무마운트로 구성되어 있다. 그림 4.1은 대상 트랙터의 형상을, 표 4.2에는 대상 기대의 제원 나타내었다.

Figure 4.1 Tractor used in this study.

Table 4.2 Specification of tractor

| | Specification |
|---|---|
| Model | TX1500 |
| Power, kW | 106.65 |
| Rated engine speed, rpm | 2,200 |
| Total weight, kg | 5,656 |
| Front tire | 380/85R28 |
| Rear tire | 460/85R38 |

## 4.2. 고무마운트 트랙터 동역학 모델 개발

트랙터의 승차진동을 정확하게 예측하기 위해서는 트랙터 전체를 3차원의 다물체 동역학 모델로 개발해야 하지만, 트랙터는 좌우가 대칭성을 띠며 운전자가 중앙에 위치하기 때문에 2차원 동역학 모델로 간소화하여 동적 특성을 나타낼 수 있다. 또한 트랙터의 승차진동에는 차량의 수직 방향에 대한 운동 특성의 영향이 가장 크지만, 피치 운동에 대한 영향을 무시할 수 없다. 그러므로 본 연구에서는 승차진동 평가를 위한 트랙터 동역학 모델로 수직 방향의 운동과 피치 운동을 모두 고려할 수 있는 1/2 트랙터(half-tractor) 모델을 개발하였다(reference). 그림 4.2는 개발된 트랙터 동역학 모델의 구성도를 나타낸 것으로, 모델은 집중 질량(lumped mass)으로 가정한 캐빈($m_c$)과 차체($m_b$)의 질량 중심에 대해 수직 방향 운동($z_c$, $z_b$)과 피치 운동($\theta_c$, $\theta_b$)의 4 자유도로 구성되었다. 캐빈과 차체 사이의 고무마운트와 차체와 연결된 타이어는 스프링의 강성 계수($k_r$, $k_t$)와 댐퍼의 감쇠계수($c_r$, $c_t$)로 모형화하였다. 개발된 트랙터 동역학 모델은 식 (4.1)~(4.4)와 같은 동역학 방정식으로 표현이 가능하다. 또한 현가장치가 캐빈과 차체에 연결된 위치의 수직 변위($z_{cf}$, $z_{cr}$, $z_{bf}$, $z_{br}$)와 타이어가 차체에 연결된 위치의 수직 변위($z_{tf}$, $z_{tr}$)는 피치 각변위가 충분히 작다고 한다면 캐빈과 차체 질량 중심의 수직 변위와 피치 각변위에 의해 식 (4.5)~(4.10)과 같이 표현된다.

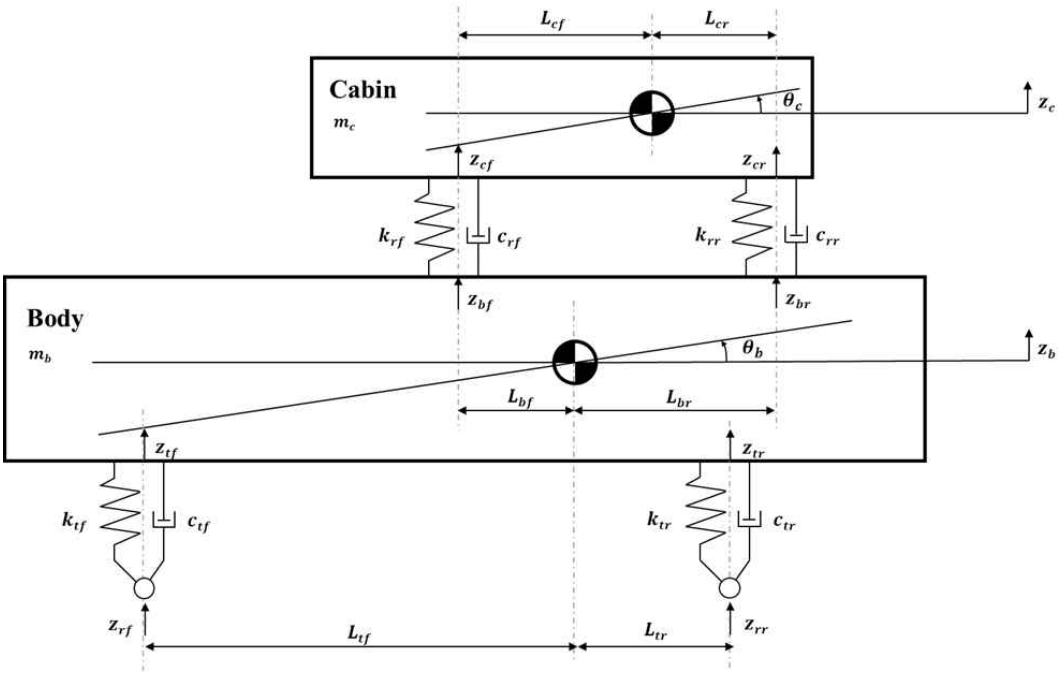



Figure 4.2 Configuration of rubber mount tractor dynamic model.

Cabin dynamic equation

$$\begin{aligned} m_c\ddot{z}_c =& -k_{rf}(z_{cf}-z_{bf})-k_{rr}(z_{cr}-z_{br}) \\ & -c_{rf}(\dot{z}_{cf}-\dot{z}_{bf})-c_{rr}(\dot{z}_{cr}-\dot{z}_{br}) \end{aligned} \tag{4.1}$$

$$\begin{aligned} I_c\ddot{\theta}_c =& \quad k_{rf}(z_{cf}-z_{bf})L_{cf}-k_{rr}(z_{cr}-z_{br})L_{cr} \\ & +c_{rf}(\dot{z}_{cf}-\dot{z}_{bf})L_{cf}-c_{rr}(\dot{z}_{cr}-\dot{z}_{br})L_{cr} \end{aligned} \tag{4.2}$$

Body dynamic equation

$$
\begin{aligned}
m_b\ddot{z}_b = \; & k_{rf}(z_{cf} - z_{bf}) + k_{rr}(z_{cr} - z_{br}) \\
& + c_{rf}(\dot{z}_{cf} - \dot{z}_{bf}) + c_{rr}(\dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br}) \\
& - k_{tf}(z_{tf} - z_{rf}) - k_{tr}(z_{tr} - z_{rr}) \\
& - c_{tf}(\dot{z}_{tf} - \dot{z}_{rf}) - c_{tr}(\dot{z}_{tr} - \dot{z}_{rr})
\end{aligned} \tag{4.3}
$$

$$
\begin{aligned}
I_b\ddot{\theta}_b = & - k_{rf}(z_{cf} - z_{bf})L_{bf} + k_{rr}(z_{cr} - z_{br})L_{br} \\
& - c_{rf}(\dot{z}_{cf} - \dot{z}_{bf})L_{bf} + c_{rr}(\dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br})L_{br} \\
& + k_{tf}(z_{tf} - z_{rf})L_{tf} - k_{tr}(z_{tr} - z_{rr})L_{tr} \\
& + c_{tf}(\dot{z}_{tf} - \dot{z}_{rf})L_{tf} - c_{tr}(\dot{z}_{tr} - \dot{z}_{rr})L_{tr}
\end{aligned} \tag{4.4}
$$

$$z_{cf} = z_c - L_{cf}\theta_c \tag{4.5}$$

$$z_{cr} = z_c + L_{cr}\theta_c \tag{4.6}$$

$$z_{bf} = z_b - L_{bf}\theta_b \tag{4.7}$$

$$z_{br} = z_b + L_{br}\theta_b \tag{4.8}$$

$$z_{tf} = z_b - L_{tf}\theta_b \tag{4.9}$$

$$z_{tr} = z_b + L_{tr}\theta_b \tag{4.10}$$

where,

$m_c$ is mass of cabin, $kg$

$I_c$ is pitch mass moments of inertia of cabin, $kgm^2$

$m_b$ is mass of body, $kg$

$I_b$ is pitch mass moments of inertia of body, $kgm^2$

$k_{rf}$ is stiffness coefficient of front rubber mount, $N/m$

$c_{rf}$ is damping coefficient of front rubber mount, $Ns/m$

$k_{rr}$ is stiffness coefficient of rear rubber mount, $N/m$

$c_{rr}$ is damping coefficient of rear rubber mount, $Ns/m$

$k_{tf}$ is stiffness coefficient of front tire, $N/m$

$c_{tf}$ is damping coefficient of front tire, $Ns/m$

$k_{tr}$ is stiffness coefficient of rear tire, $N/m$

$c_{tr}$ is damping coefficient of rear tire, $Ns/m$

$L_{cf}$ is length from cabin mass center to front rubber mount, $m$

$L_{cr}$ is length from cabin mass center to rear rubber mount, $m$

$L_{bf}$ is length from body mass center to front rubber mount, $m$

$L_{br}$ is length from body mass center to rear rubber mount, $m$

$L_{tf}$ is length from body mass center to front tire, $m$

$L_{tr}$ is length from body mass center to rear tire, $m$

$z_c$ is vertical displacement of cabin mass center, $m$

$\theta_c$ is angular displacement of cabin mass center, $rad$

$z_b$ is vertical displacement of body mass center, $m$

$\theta_b$ is angular displacement of body mass center, $rad$

$z_{cf}$ is vertical displacement of cabin at front rubber mount, $m$

$z_{cr}$ is vertical displacement of cabin at rear rubber mount, $m$

$z_{bf}$ is vertical displacement of body at front rubber mount, $m$

$z_{br}$ is vertical displacement of body at rear rubber mount, $m$

$z_{tf}$ is vertical displacement of body at front tire, $m$

$z_{tr}$ is vertical displacement of body at rear tire, $m$

$z_{rf}$ is vertical displacement of road at front tire, $m$

$z_{tr}$ is vertical displacement of road at rear tire $m$

식 (4.1)~(4.4)를 행렬식으로 정리하면 식 (4.11) & (4.12)와 같으며, 각각 식 (4.13) & (4.14)로 간략히 표현된다.

$$\begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & I_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_c \\ \ddot{\theta}_c \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{cf} & L_{cr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{rf} & 0 \\ 0 & k_{rr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{cf} - z_{bf} \\ z_{cr} - z_{br} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{cf} & L_{cr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_{rf} & 0 \\ 0 & c_{rr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{cf} - \dot{z}_{bf} \\ \dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br} \end{bmatrix} \tag{4.11}$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & I_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta}_b \end{bmatrix} = & \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{bf} & L_{br} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{rf} & 0 \\ 0 & k_{rr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{cf} - z_{bf} \\ z_{cr} - z_{br} \end{bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{bf} & L_{br} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_{rf} & 0 \\ 0 & c_{rr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{cf} - \dot{z}_{bf} \\ \dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br} \end{bmatrix} \\ & - \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{tf} & L_{tr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{tf} & 0 \\ 0 & k_{tr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{tf} - z_{rf} \\ z_{tr} - z_{rr} \end{bmatrix} \\ & - \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{tf} & L_{tr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_{tf} & 0 \\ 0 & c_{tr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{tf} - \dot{z}_{rf} \\ \dot{z}_{tr} - \dot{z}_{rr} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{4.12}$$

$$M_c \ddot{X}_c = -R_c K_r (Z_c - Z_b) - R_c C_r (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b) \tag{4.13}$$

$$\begin{aligned} M_b \ddot{X}_b = & \; R_b K_r (Z_c - Z_b) + R_b C_r (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b) \\ & - R_t K_t (Z_t - Z_r) - R_t C_t (\dot{Z}_t - \dot{Z}_r) \end{aligned} \tag{4.14}$$

where,

$$M_c = \begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & I_c \end{bmatrix}, \; M_b = \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & I_b \end{bmatrix}$$

$$\ddot{X}_c = \begin{bmatrix} \ddot{z}_c \\ \ddot{\theta}_c \end{bmatrix}, \; \ddot{X}_b = \begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta}_b \end{bmatrix}$$

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

$$K_r = \begin{bmatrix} k_{rf} & 0 \\ 0 & k_{rr} \end{bmatrix}, \; C_r = \begin{bmatrix} c_{rf} & 0 \\ 0 & c_{rr} \end{bmatrix}, \; K_t = \begin{bmatrix} k_{tf} & 0 \\ 0 & k_{tr} \end{bmatrix}, \; C_t = \begin{bmatrix} c_{tf} & 0 \\ 0 & c_{tr} \end{bmatrix}$$

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

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

위에서 정의한 변환행렬 $R_c$, $R_b$, $R_t$와 식 (4.5)~(4.10)을 이용하여 나타낸 변수 사이의 관계를 식 (4.15)~(4.20)으로 정리할 수 있으며, 이를 통해 동역학 방정식 (4.13) & (4.14)를 다시 정리하면 식 (4.21) & (4.22)로 나타낼 수 있다.

$$Z_c = R_c^T X_c \tag{4.15}$$

$$Z_b = R_b^T X_b \tag{4.16}$$

$$Z_t = R_t^T X_b \tag{4.17}$$

$$\ddot{X}_c = (R_c^T)^{-1} \ddot{Z}_c \tag{4.18}$$

$$\ddot{X}_b = (R_t^T)^{-1} \ddot{Z}_t \tag{4.19}$$

$$\dot{Z}_b = R_b^T (R_t^T)^{-1} \dot{Z}_t \tag{4.20}$$

where,

$$X_c = \begin{bmatrix} z_c \\ \theta_c \end{bmatrix}, \ X_b = \begin{bmatrix} z_b \\ \theta_b \end{bmatrix}$$

$$\ddot{Z}_c = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{cf} \\ \ddot{z}_{cr} \end{bmatrix}, \ \ddot{Z}_t = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{tf} \\ \ddot{z}_{tr} \end{bmatrix}$$

$$\ddot{Z}_c = -R_c^T (M_c)^{-1} R_c [K_r (Z_c - Z_b) + C_r \dot{Z}_c - C_r R_b^T (R_t^T)^{-1} \dot{Z}_t] \tag{4.21}$$

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_t \quad = \quad & R_t^T (M_b)^{-1} R_b [K_r (Z_c - Z_b) + C_r \dot{Z}_c - C_r R_b^T (R_t^T)^{-1} \dot{Z}_t] \\ & - R_t^T (M_b)^{-1} R_t [K_t (Z_t - Z_r) + C_t \dot{Z}_t] + R_t^T (M_b)^{-1} R_t C_t \dot{Z}_r \end{aligned} \tag{4.22}$$

동역학 방정식을 상태 공간(state space) 표현식으로 나타내기 위하여 상태 변수(state variable)를 식 (4.23)와 같이 정의하였으며, 상태 변수 표현식으로 변환하여 식 (4.24)~(4.27)로 나타내었다.

$$\begin{aligned} x_1 &= z_{cf} - z_{bf} \\ x_2 &= z_{cr} - z_{br} \\ x_3 &= \dot{z}_{cf} \\ x_4 &= \dot{z}_{cr} \\ x_5 &= z_{tf} - z_{rf} \\ x_6 &= z_{tr} - z_{rr} \end{aligned} \tag{4.23}$$

$$x_7 = \dot{z}_{tf}$$
$$x_8 = \dot{z}_{tr}$$

where, $x_1$ is deflection of front rubber mount, $m$

$x_2$ is deflection of rear rubber mount, $m$

$x_3$ is velocity of cabin at front rubber mount, $m/s$

$x_4$ is velocity of cabin at rear rubber mount, $m/s$

$x_5$ is deflection of front tire, $m$

$x_6$ is deflection of rear tire, $m$

$x_7$ is velocity of body at front tire, $m/s$

$x_8$ is velocity of body at rear tire, $m/s$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \tag{4.24}$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = & - R_c^T (M_c)^{-1} R_c K_r \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} - R_c^T (M_c)^{-1} R_c C_r \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \\ & + R_c^T (M_c)^{-1} R_c C_r R_b^T (R_t^T)^{-1} \begin{bmatrix} x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{4.25}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} \tag{4.26}$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_7 \\ \dot{x}_8 \end{bmatrix} = & \ R_t^T (M_b)^{-1} R_b K_r \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + R_t^T (M_b)^{-1} R_b C_r \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} - R_t^T (M_b)^{-1} R_t K_t \begin{bmatrix} x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} \\ & + [R_t^T (M_b)^{-1} R_t C_t - R_t^T (M_b)^{-1} R_b C_r R_b^T (R_t^T)^{-1}] \begin{bmatrix} x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} \\ & + R_t^T (M_b)^{-1} R_t C_t \dot{Z}_r \end{aligned} \tag{4.27}$$

위의 상태 공간 표현식을 간단한 형태의 행렬로 나타내면 식 (4.28)과 같이 나타낼 수 있으며, 여기서 $A_{RTD}$ & $L_{RTD}$ 행렬은 수식이 너무 긴 관계로 부록 A에 첨부

하였다. 그림 4.3은 고무마운트 트랙터 동역학 모델의 상태 공간 표현식을 블록 선도로 나타낸 것이며, 표 4.3은 고무마운트 트랙터의 파라미터 값이다.

$$\dot{x} = A_{rub}x + L_{rub}\dot{Z}_r \tag{4.28}$$

where, $A_{rub}$ is the 8 × 8 matrix, $L_{rub}$ is the 8 × 2 matrix

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

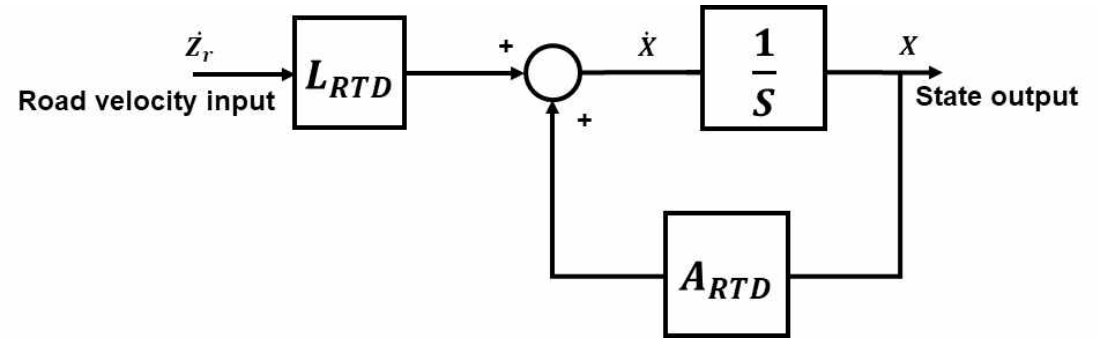



Figure 4.3 Block diagram of state space representation of RTD.

Table 4.3 Rubber mount tractor parameter values

| Parameter | | Symbol | Value | Unit |
|---|---|---|---|---|
| Cabin | Mass | $m_c$ | 275.0 | $kg$ |
| | Inertia | $I_c$ | 2,526.5 | $kg\,m^2$ |
| Body | Mass | $m_b$ | 91.4 | $kg$ |
| | Inertia | $I_b$ | 1,679.0 | $kg\,m^2$ |
| Front tire | Stiffness | $k_{tf}$ | 570,690.0 | $N/m$ |
| | Damping | $c_{tf}$ | 4,394.0 | $Ns/m$ |
| | length | $L_{tf}$ | 1,508.3 | $mm$ |
| Rear tire | Stiffness | $k_{tr}$ | 483,790.0 | $N/m$ |
| | Damping | $c_{tr}$ | 2951.0 | $Ns/m$ |
| | length | $L_{tr}$ | 1,244.1, | $mm$ |
| Front rubber mount | Stiffness | $k_{rf}$ | 1,132,550.0 | $N/m$ |
| | Damping | $c_{rf}$ | 2,208.0 | $Ns/m$ |
| | length | $L_{cf}$ | 798.6 | $mm$ |
| | | $L_{bf}$ | 40.9 | $mm$ |
| Rear rubber mount | Stiffness | $k_{rr}$ | 618,599.0 | $N/m$ |
| | Damping | $c_{rr}$ | 1,278.0 | $Ns/m$ |
| | length | $L_{cr}$ | 667.4 | $mm$ |
| | | $L_{br}$ | 1,425.1 | $mm$ |

## 4.3. 현가장치 트랙터 동역학 모델 개발

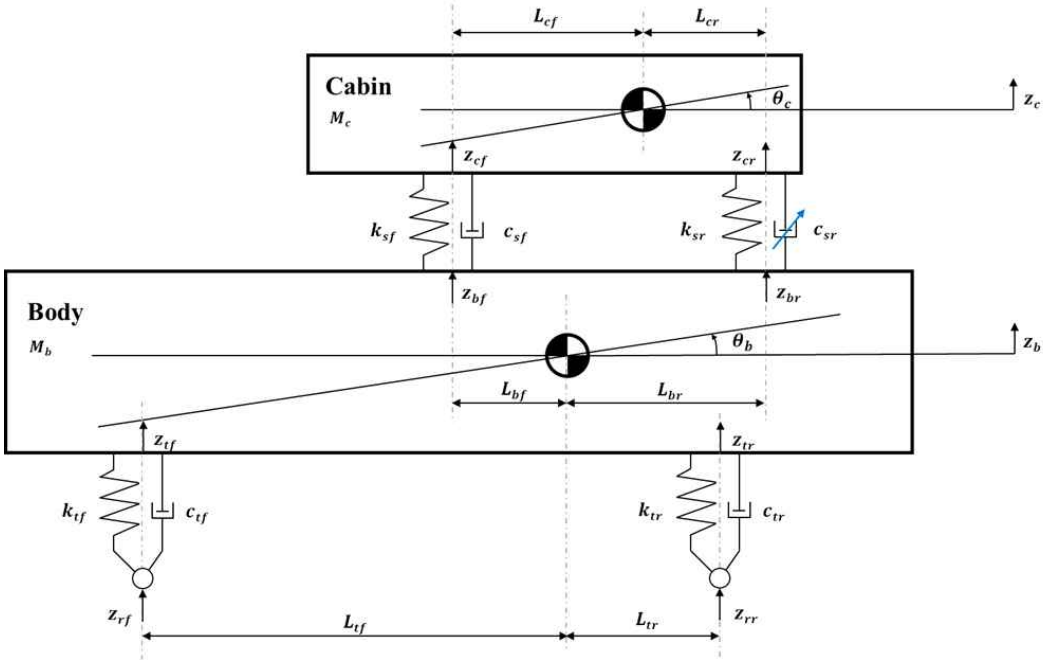
### 4.3.1. 현가장치 1/2 트랙터 동역학 모델

앞서 개발된 고무마운트 트랙터 동역학 모델은 선형 시불변 시스템을 표현하는 상태 공간 표현식으로 개발되었으며, 시간에 따라 변하지 않는 일정한 값의 강성 및 감쇠계수를 적용하였다. 그러나 고무마운트와 다르게 현가장치의 감쇠계수는 현가장치 상하단의 상대속도에 따라 비선형적 특성이 나타나며, 비례제어밸브의 전류에 따라 감쇠 특성이 변화된다. 따라서 수동 현가장치 및 반능동 현가장치 트랙터 동역학 모델은 감쇠계수가 변화되기 때문에 앞서 개발된 고무마운트 트랙터 동역학 모델을 그대로 사용할 수 없으며, 비례제어밸브의 전류와 현가장치 상하단의 상대속도에 따라 변화하는 감쇠계수를 적용할 수 있는 동역학 모델이 필요하다.

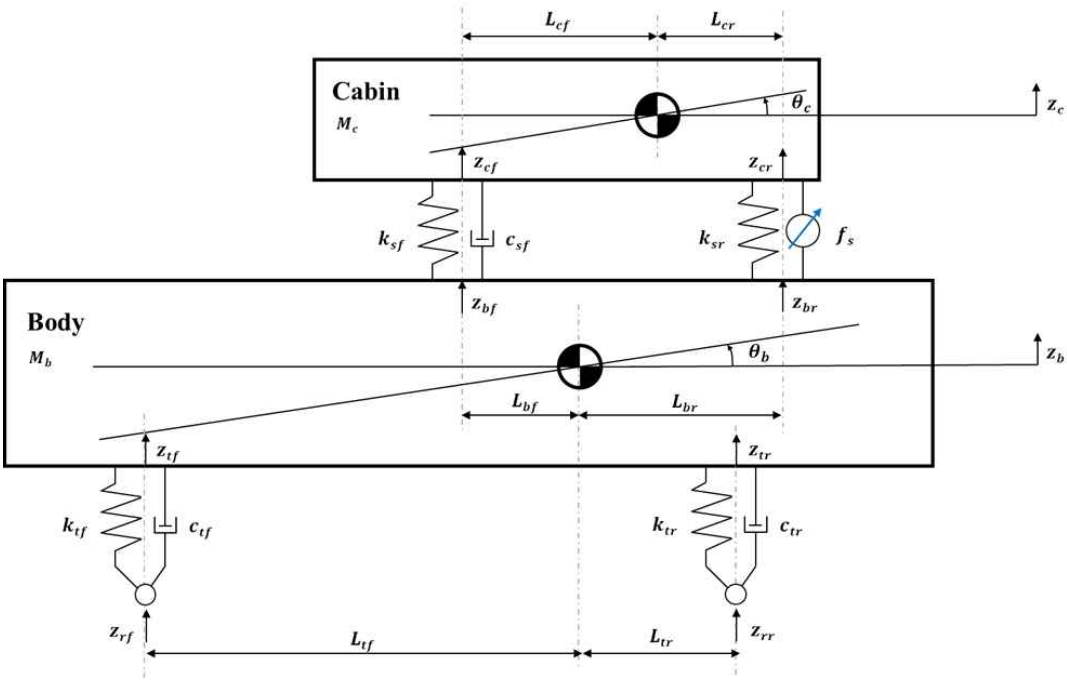
현가장치 트랙터 동역학 모델을 개발하기 위해서는 앞서 개발된 고무마운트 트랙터 동역학 모델에서 캐빈 후방 고무마운트의 강성계수와 감쇠계수를 현가장치의 강성계수와 감쇠계수로 변경해야 한다. 이 때, 현가장치의 감쇠계수는 위에서 언급한 것과 같이 비선형 시변이므로 캐빈 후방에 위치할 현가장치의 감쇠계수를 대신하여 식 (4.29)과 같이 현가장치의 감쇠 특성에 의해 만들어진 등가 감쇠력을 사용하였다 [16]. 등가 감쇠력을 도입한 이유는 현가장치 감쇠계수의 비선형 시변 특성을 상태 공간 방정식으로 표현할 수 없기 때문이다. 그림 4.4(a)는 기존 고무마운트 트랙터 동역학 모델에서 현가장치의 비선형 시변 감쇠계수를 표현한 모델이며, 이 모델은 상태 공간 표현식으로 나타내지 못한다. 그림 4.4(b)는 현가장치의 비선형 시변 감쇠계수를 등가 감쇠력으로 나타낸 현가장치가 장착된 트랙터 동역학 모델을 나타낸 것이며, 이 모델을 이용하여 상태 공간 표현식을 개발하였다. 또한 수동 현가장치 트랙터 동역학 모델과 반능동 현가장치 트랙터 동역학 모델은 등가 감쇠력을 생성하기 위한 감쇠 특성을 결정하는 방법에서만 차이가 있기 때문에, 트랙터 동역학 모델은 그림 4.4(b)로 동일하다.

$$f_s = -c_{sr}(\dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br}) \tag{4.29}$$

where, $f_s$ is equivalent suspension damping force, $N$




(a) Suspension tractor dynamic model with nonlinear time-varying damping coefficient.




(b) Suspension tractor dynamic model with equivalent suspension force.

**Figure 4.4** Configuration of suspension tractor dynamic model.

그림 4.4(b)의 현가장치 트랙터 동역학 모델은 집중 질량(lumped mass)으로 가정한 캐빈($m_c$)과 차체($m_b$)의 질량 중심에 대해 수직 방향 운동($z_c$, $z_b$)과 피치 운동($\theta_c$, $\theta_b$)의 4 자유도로 구성되었다. 캐빈과 차체 사이의 현가장치와 차체와 연결된 타이어는 스프링의 강성 계수($k_s$, $k_t$)와 댐퍼의 감쇠계수($c_s$, $c_t$)로 모형화하였다. 개발된 트랙터 동역학 모델은 식 (4.30)~(4.33)와 같은 동역학 방정식으로 표현이 가능하다. 또한 현가장치가 캐빈과 차체에 연결된 위치의 수직 변위($z_{cf}$, $z_{cr}$, $z_{bf}$, $z_{br}$)와 타이어가 차체에 연결된 위치의 수직 변위($z_{tf}$, $z_{tr}$)는 피치 각변위가 충분히 작다고 한다면 캐빈과 차체 질량 중심의 수직 변위와 피치 각변위에 의해 식 (4.34)~(4.39)과 같이 표현된다.

Cabin dynamic equation

$$\begin{aligned} m_c\ddot{z}_c =& -k_{sf}(z_{cf}-z_{bf})-k_{sr}(z_{cr}-z_{br}) \\ & -c_{sr}(\dot{z}_{cf}-\dot{z}_{bf})+f_s \end{aligned} \tag{4.30}$$

$$\begin{aligned} I_c\ddot{\theta}_c =& \quad k_{sf}(z_{cf}-z_{bf})L_{cf}-k_{sr}(z_{cr}-z_{br})L_{cr} \\ & +c_{sf}(\dot{z}_{cf}-\dot{z}_{bf})L_{cf}+f_sL_{cr} \end{aligned} \tag{4.31}$$

Body dynamic equation

$$\begin{aligned} m_b\ddot{z}_b =& \quad k_{sf}(z_{cf}-z_{bf})+k_{sr}(z_{cr}-z_{br}) \\ & +c_{sf}(\dot{z}_{cf}-\dot{z}_{bf})-f_s \\ & -k_{tf}(z_{tf}-z_{rf})-k_{tr}(z_{tr}-z_{rr}) \\ & -c_{tf}(\dot{z}_{tf}-\dot{z}_{rf})-c_{tr}(\dot{z}_{tr}-\dot{z}_{tr}) \end{aligned} \tag{4.32}$$

$$\begin{aligned} I_b\ddot{\theta}_b =& -k_{sf}(z_{cf}-z_{bf})L_{bf}+k_{sr}(z_{cr}-z_{br})L_{br} \\ & -c_{sf}(\dot{z}_{cf}-\dot{z}_{bf})L_{bf}-f_sL_{br} \\ & +k_{tf}(z_{tf}-z_{rf})L_{tf}-k_{tr}(z_{tr}-z_{rr})L_{tr} \\ & +c_{tf}(\dot{z}_{tf}-\dot{z}_{rf})L_{tf}-c_{tr}(\dot{z}_{tr}-\dot{z}_{tr})L_{tr} \end{aligned} \tag{4.33}$$

$$z_{cf}=z_c-L_{cf}\theta_c \tag{4.34}$$

$$z_{cr}=z_c+L_{cr}\theta_c \tag{4.35}$$

$$z_{bf}=z_b-L_{bf}\theta_b \tag{4.36}$$

$$z_{br}=z_b+L_{br}\theta_b \tag{4.37}$$

$$z_{tf} = z_b - L_{tf}\theta_b \tag{4.38}$$

$$z_{tr} = z_b + L_{tr}\theta_b \tag{4.39}$$

where,

$m_c$ is mass of cabin, $kg$

$I_c$ is pitch mass moments of inertia of cabin, $kgm^2$

$m_b$ is mass of body, $kg$

$I_b$ is pitch mass moments of inertia of body, $kgm^2$

$k_{sf}$ is stiffness coefficient of front suspension, $N/m$

$c_{sf}$ is damping coefficient of front suspension, $Ns/m$

$k_{sr}$ is stiffness coefficient of rear suspension, $N/m$

$c_{sr}$ is damping coefficient of rear suspension, $Ns/m$

$k_{tf}$ is stiffness coefficient of front tire, $N/m$

$c_{tf}$ is damping coefficient of front tire, $Ns/m$

$k_{tr}$ is stiffness coefficient of rear tire, $N/m$

$c_{tr}$ is damping coefficient of rear tire, $Ns/m$

$L_{cf}$ is length from cabin mass center to front suspension, $m$

$L_{cr}$ is length from cabin mass center to rear suspension, $m$

$L_{bf}$ is length from body mass center to front suspension, $m$

$L_{br}$ is length from body mass center to rear suspension, $m$

$L_{tf}$ is length from body mass center to front tire, $m$

$L_{tr}$ is length from body mass center to rear tire, $m$

$z_c$ is vertical displacement of cabin mass center, $m$

$\theta_c$ is angular displacement of cabin mass center, $rad$

$z_b$ is vertical displacement of body mass center, $m$

$\theta_b$ is angular displacement of body mass center, $rad$

$z_{cf}$ is vertical displacement of cabin at front suspension, $m$

$z_{cr}$ is vertical displacement of cabin at rear suspension, $m$

$z_{bf}$ is vertical displacement of body at front suspension, $m$

$z_{br}$ is vertical displacement of body at rear suspension, $m$

$z_{tf}$ is vertical displacement of body at front tire, $m$

$z_{tr}$ is vertical displacement of body at rear tire, $m$

$z_{rf}$ is vertical displacement of road at front tire, $m$

$z_{tr}$ is vertical displacement of road at rear tire $m$

식 (4.30)~(4.33)의 동역학 방정식을 행렬식으로 정리하면 식 (4.40) & (4.41)와 같으며, 각각 식 (4.42) & 식 (4.43)으로 간략히 표현된다.

$$\begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & I_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_c \\ \ddot{\theta}_c \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{cf} & L_{cr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{sf} & 0 \\ 0 & k_{sr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{cf} - z_{bf} \\ z_{cr} - z_{br} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{cf} & L_{cr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_{sf} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{cf} - \dot{z}_{bf} \\ \dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{cf} & L_{cr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ f_s \end{bmatrix} \tag{4.40}$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & I_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta}_b \end{bmatrix} = & \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{bf} & L_{br} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{sf} & 0 \\ 0 & k_{sr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{cf} - z_{bf} \\ z_{cr} - z_{br} \end{bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{bf} & L_{br} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_{sf} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{cf} - \dot{z}_{bf} \\ \dot{z}_{cr} - \dot{z}_{br} \end{bmatrix} \\ & - \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{tf} & L_{tr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{tf} & 0 \\ 0 & k_{tr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{tf} - z_{rf} \\ z_{tr} - z_{rr} \end{bmatrix} \\ & - \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{tf} & L_{tr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_{tf} & 0 \\ 0 & c_{tr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{tf} - \dot{z}_{rf} \\ \dot{z}_{tr} - \dot{z}_{rr} \end{bmatrix} \\ & - \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -L_{bf} & L_{br} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ f_s \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{4.41}$$

$$M_c \ddot{X}_c = -R_c K_s (Z_c - Z_b) - R_c C_{sf} (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b) + R_c F_s \tag{4.42}$$

$$\begin{aligned} M_b \ddot{X}_b = & R_b K_s (Z_c - Z_b) + R_b C_{sf} (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b) - R_t K_t (Z_t - Z_r) - R_t C_t (\dot{Z}_t - \dot{Z}_r) \\ & - R_b F_s \end{aligned} \tag{4.43}$$

where,

$$M_c = \begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & I_c \end{bmatrix}, \ M_b = \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & I_b \end{bmatrix},$$

$$\ddot{X}_c = \begin{bmatrix} \ddot{z}_c \\ \ddot{\theta}_c \end{bmatrix}, \ \ddot{X}_b = \begin{bmatrix} \ddot{z}_b \\ \ddot{\theta}_b \end{bmatrix},$$

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

$$K_s = \begin{bmatrix} k_{sf} & 0 \\ 0 & k_{sr} \end{bmatrix}, \ C_s = \begin{bmatrix} c_{sf} & 0 \\ 0 & c_{sr} \end{bmatrix}, \ C_{sf} = \begin{bmatrix} c_{sf} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$K_t = \begin{bmatrix} k_{tf} & 0 \\ 0 & k_{tr} \end{bmatrix},\ C_t = \begin{bmatrix} c_{tf} & 0 \\ 0 & c_{tr} \end{bmatrix},$$

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

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

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

위에서 정의한 변환행렬 $R_c$, $R_b$, $R_t$와 식 (4.44)~(4.46)을 이용하여 나타낸 변수 사이의 관계를 식 (4.47)~(4.49)으로 정리할 수 있으며, 이를 통해 동역학 방정식 (4.42) & (4.43)을 다시 정리하면 식 (4.50) & (4.51)로 나타낼 수 있다.

$$Z_c = R_c^T X_c \tag{4.44}$$

$$Z_b = R_b^T X_b \tag{4.45}$$

$$Z_t = R_t^T X_b \tag{4.46}$$

$$\ddot{X}_c = (R_c^T)^{-1} \ddot{Z}_c \tag{4.47}$$

$$\ddot{X}_b = (R_t^T)^{-1} \ddot{Z}_t \tag{4.48}$$

$$\dot{Z}_b = R_b^T (R_t^T)^{-1} \dot{Z}_t \tag{4.49}$$

where,

$$X_c = \begin{bmatrix} z_c \\ \theta_c \end{bmatrix},\ X_b = \begin{bmatrix} z_b \\ \theta_b \end{bmatrix}$$

$$\ddot{Z}_c = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{cf} \\ \ddot{z}_{cr} \end{bmatrix},\ \ddot{Z}_t = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{tf} \\ \ddot{z}_{tr} \end{bmatrix}$$

$$\ddot{Z}_c = -R_c^T(M_c)^{-1}R_c[K_s(Z_c - Z_b) + C_{sf}\dot{Z}_c - C_{sf}R_b^T(R_t^T)^{-1}\dot{Z}_t] + R_c^T(M_c)^{-1}R_cF_s \tag{4.50}$$

$$\begin{aligned}\ddot{Z}_t = {} & R_t^T(M_b)^{-1}R_b[K_s(Z_c - Z_b) + C_{sf}\dot{Z}_c - C_{sf}R_b^T(R_t^T)^{-1}\dot{Z}_t] \\ & - R_t^T(M_b)^{-1}R_t[K_t(Z_t - Z_r) + C_t\dot{Z}_t] \\ & - R_t^T(M_b)^{-1}R_bF_s + R_t^T(M_b)^{-1}R_tC_t\dot{Z}_r\end{aligned} \tag{4.51}$$

동역학 방정식을 상태 공간 표현식으로 나타내기 위하여 상태 변수를 식 (4.52)와 같이 정의하였으며, 상태 변수 표현식으로 변환하여 식 (4.53)~(4.56)으로 나타내었다.

$$\begin{aligned} x_1 &= z_{cf} - z_{bf} \\ x_2 &= z_{cr} - z_{br} \\ x_3 &= \dot{z}_{cf} \\ x_4 &= \dot{z}_{cr} \\ x_5 &= z_{tf} - z_{rf} \\ x_6 &= z_{tr} - z_{rr} \\ x_7 &= \dot{z}_{tf} \\ x_8 &= \dot{z}_{tr} \end{aligned} \tag{4.52}$$

where, $x_1$ is deflection of front suspension, $m$

$x_2$ is deflection of rear suspension, $m$

$x_3$ is velocity of cabin at front suspension, $m/s$

$x_4$ is velocity of cabin at rear suspension, $m/s$

$x_5$ is deflection of front tire, $m$

$x_6$ is deflection of rear tire, $m$

$x_7$ is velocity of body at front tire, $m/s$

$x_8$ is velocity of body at rear tire, $m/s$

$$\begin{bmatrix}\dot{x}_1 \\ \dot{x}_2\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}x_3 \\ x_4\end{bmatrix} \tag{4.53}$$

$$\begin{aligned}\begin{bmatrix}\dot{x}_3 \\ \dot{x}_4\end{bmatrix} = {} & -R_c^T(M_c)^{-1}R_cK_s\begin{bmatrix}x_1 \\ x_2\end{bmatrix} - R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{sf}\begin{bmatrix}x_3 \\ x_4\end{bmatrix} \\ & + R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{sf}R_b^T(R_t^T)^{-1}\begin{bmatrix}x_7 \\ x_8\end{bmatrix} + R_c^T(M_c)^{-1}R_cF_s\end{aligned} \tag{4.54}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} \tag{4.55}$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_7 \\ \dot{x}_8 \end{bmatrix} = & \; R_t^T (M_b)^{-1} R_b K_s \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + R_t^T (M_b)^{-1} R_b C_{sf} \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} - R_t^T (M_b)^{-1} R_t K_t \begin{bmatrix} x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} \\ & + [R_t^T (M_b)^{-1} R_t C_t - R_t^T (M_b)^{-1} R_b C_{sf} R_b^T (R_t^T)^{-1}] \begin{bmatrix} x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} \\ & - R_t^T (M_b)^{-1} R_b F_s + R_t^T (M_b)^{-1} R_t C_t \dot{Z}_r \end{aligned} \tag{4.56}$$

이제 위의 상태 공간 표현식을 간단한 형태의 행렬로 식 (4.57) & (4.58)과 같이 나타낼 수 있다. 수동 현가장치 트랙터 동역학 모델과 반능동 현가장치 트랙터 동역학 모델은 등가 감쇠력을 결정하는 방법만이 다르기 때문에 두 모델의 상태 공간 표현식은 완전히 동일하다. 따라서 $A_{PTD} = A_{STD}$, $B_{PTD} = B_{STD}$, $L_{PTD} = L_{STD}$이며 각각의 $A_{PTD}$, $B_{PTD}$, $L_{PTD}$, $A_{STD}$, $B_{STD}$, $L_{STD}$ 행렬은 수식이 너무 긴 관계로 부록 B에 첨부하였다. 그림 4.5(a)는 수동 현가장치 트랙터 동역학 모델의, 그림 4.5(b)는 반능동 현가장치 트랙터 동역학 모델의 상태 공간 표현식을 블록 선도로 나타낸 것다. 수동 및 반능동 현가장치 트랙터의 파라미터 값은 현가장치 강성 및 감쇠계수를 제외하면 고무마운트 트랙터의 파라미터 값과 동일하다. 현가장치 강성 및 감쇠계수는 다음 절에서 설명할 현가장치 특성 측정 시험의 결과를 사용한다. 완성된 현가장치 트랙터 동역학 모델은 현가장치의 감쇠계수 특성을 반영하여 감쇠계수를 결정하고, 그에 따른 입력 $f_s$을 생성해줌으로써 현가장치에 의한 트랙터의 동적 특성을 구현할 수 있다. 현가장치의 감쇠계수 특성과 입력을 생성하는 방법은 다음 절에 설명한다.

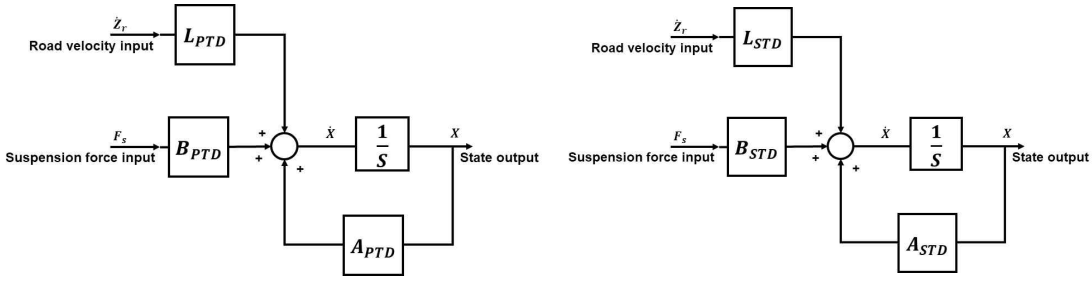
$$\dot{x} = A_{PTD} x + B_{PTD} F_s + L_{PTD} \dot{Z}_r \tag{4.57}$$

$$\dot{x} = A_{STD} x + B_{STD} F_s + L_{STD} \dot{Z}_r \tag{4.58}$$

where, $A_{PTD}$ & $A_{STD}$ is the 8 × 8 matrix,

$B_{PTD}$ & $B_{STD}$ is the 8 × 2 matrix,

$L_{PTD}$ & $L_{STD}$ is the 8 × 2 matrix




(a) Block diagram of PTD. (b) Block diagram of STD.

**Figure 4.5** Block diagram of state space representation of PTD & STD.

### 4.3.2. 수동 및 반능동 현가장치 특성

현가장치의 감쇠계수를 결정하기 위해서는 감쇠계수를 결정하는 시스템에 대해 이해할 필요가 있다. 반능동 현가장치의 감쇠계수는 비례제어밸브에 입력되는 전류에 의해 발생되는 기전력이 내부 스풀에 힘을 가하고, 이에 따라 오리피스의 개폐량이 조절되어 밸브 내 흐르는 유체의 동특성이 변화하여 결정된다. 이로 인해 감쇠계수는 비례제어밸브 입력 전류에 따라 결정되며, 그 과정은 매우 복잡한 시스템으로 이루어지기 때문에 정확하게 모사하는 것이 어렵다. 본 논문에서는 반능동 현가장치 특성 시험을 통해 현가장치의 강성계수를 도출하여 트랙터 동역학 모델에 반영하고, 감쇠계수 특성 선도를 도출하여 등가 감쇠력 입력을 생성해주었다.

반능동 현가장치의 강성과 감쇠계수를 측정하는 시험은 최규정(2020)이 제시한 방법에 따라 진행되었다[30]. 현가장치의 강성계수를 구하기 위하여 독립적인 유압장치를 통해 현가장치 양단에 부하를 가하였다. 이 때, 감쇠력으로 동력이 소산되지 않도록 느린 속도로 부하를 가하였고, 피스톤의 변위에 따라 발생하는 실린더의 반발력을 측정하였다. 측정된 변위-힘 선도는 그림 4.6에 나타내었다. 변위-힘 선도는 밸브 내 유압시스템로 인해 힘이 변위에 따라 히스테리시스가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 전체 선도의 추세선을 통해 변위에 따라 발생하는 힘의 기울기를 계산하여 5.608 $N/mm$를 얻을 수 있었고, 단위변환한 값 5,608 $N/m$를 강성계수로 사용하였다.

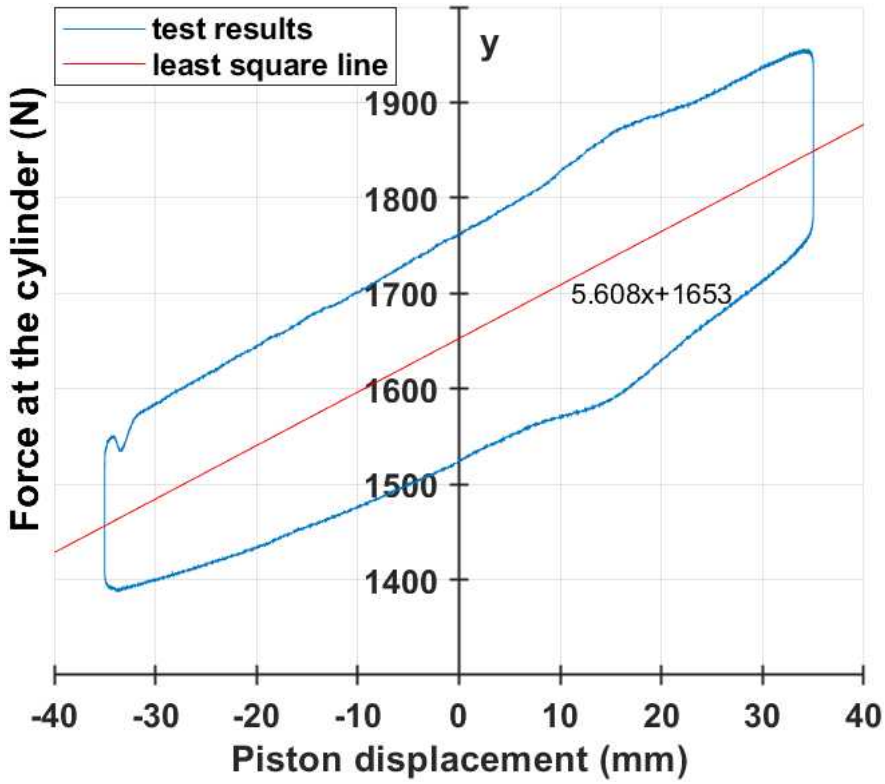



Figure 4.6 Force-displacement curve from test results.

현가장치의 감쇠계수는 직접적으로 측정할 수 없기 때문에 감쇠력을 시험을 통해 측정하였으며, 측정된 감쇠력 선도를 이용하여 등가 감쇠력을 생성하는데 사용하였다. 감쇠력 측정 시험 방법은 다음과 같다. 충분한 감쇠력을 발생시키기 위해서 현가장치 양단에는 빠른 속도로 피스톤이 움직이도록 부하를 가하면서 실린더의 반발력을 측정하였다. 또한 비례제어밸브의 전류 조건을 290 mA(hard)에서 1580 mA(soft)까지 변화시키며 앞의 시험을 반복하였다. 측정된 속도-감쇠력 선도는 그림 4.7에 나타내었다. 본 연구에서 사용된 비례제어밸브는 상시 폐쇄형이기 때문에 밸브 전류가 감소할수록 오리피스 개폐량은 감소하고 감쇠력은 증가한다. 측정 결과, 같은 상하단 상대속도에서 밸브 전류가 감소할수록 감쇠력이 증가하며 밸브 전류가 증가할수록 감쇠력이 감소하는 것을 확인하였다.

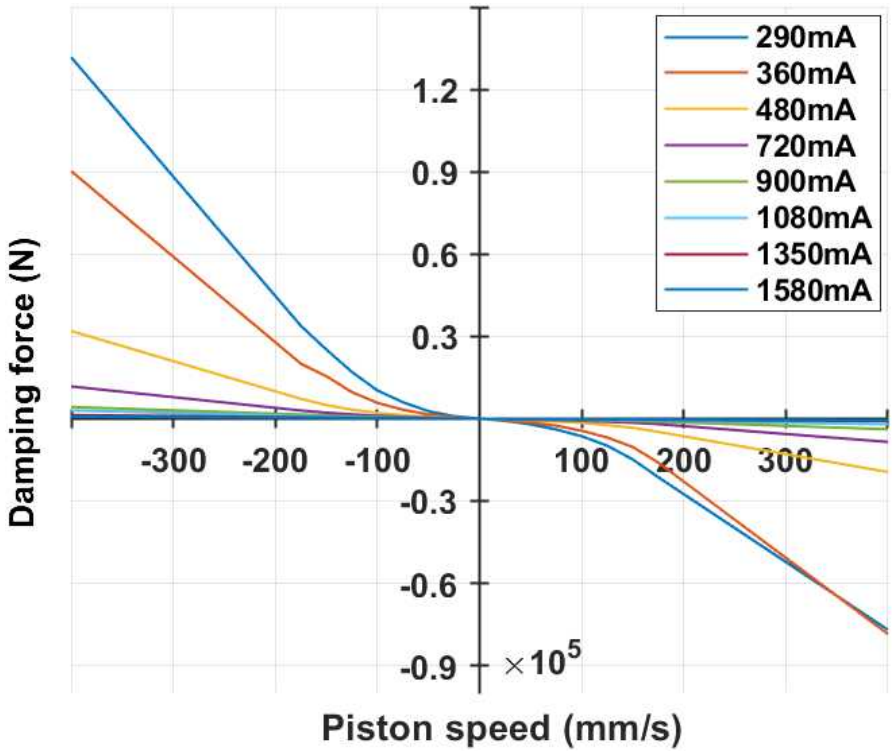



Figure 4.7 Damping force-speed curve according to applied valve current.

### 4.3.3. 비례제어밸브 모델

본 논문의 목적은 트랙터 캐빈 승차진동을 저감시키기 위해 반능동 현가장치의 감쇠력을 제어하는 것이다. 이 때 반능동 현가장치의 감쇠력은 현가장치의 상하단 상대속도와 비례제어밸브의 전류 값에 의해 결정되는 것을 반능동 현가장치 특성 시험 결과를 통해 확인할 수 있었다. 그러나 현가장치의 상하단 상대속도는 캐빈과 차체의 수직 방향 속도와 피치 각속도에 의해 기구학적으로 결정되기 때문에 제어가 불가능하다. 따라서 반능동 현가장치에 원하는 감쇠력이 작용하도록 제어하기 위해서는 비례제어밸브의 전류를 제어해야 한다.

비례제어밸브에 흐르는 전류는 내부 솔레노이드 코일을 통과하기 때문에 저항과 인덕턴스에 의해서 발생하는 동적 특성에 의해 원하는 전류 값인 기준 전류(current command)와 실제 전류(actual current) 사이에 응답 지연이 발생한다. 빠른 속도로 이루어지는 감쇠력 제어는 조금의 응답 지연에도 제어 성능이 크게 영향을 받는다. 이에 따라 제어 성능을 올바르게 평가하기 위해서는 밸브의 동적 특성을 구현하여 트랙터 동역학 모델을 정확하게 모사할 필요가 있다. 따라서 본 논문에서는 비례제어밸브 모델을 개발하여 실제 전류의 동적 특성을 구현하였다.

비례제어밸브 내부의 솔레노이드는 그림 4.8의 밸브 솔레노이드 회로도로 단순화시킬 수 있으며, 식 (4.59), (4.60)과 같이 저항과 인덕턴스를 이용하여 1차 시스템의 전달함수로 모형화할 수 있다[31]. 밸브 솔레노이드의 저항과 인덕턴스는 시험을 통해 얻었으며, 이를 이용하여 비례제어밸브 솔레노이드 모델을 1차 시스템의 전달함수로 모형화하였다.

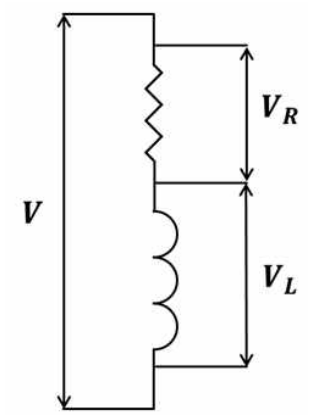



**Figure 4.8** Circuit diagram of valve solenoid.

$$V = V_R + V_L = iR + L\frac{di}{dt} \tag{4.59}$$

$$\frac{I}{V} = \frac{1}{Ls + R} \tag{4.60}$$

where,

$V$ is voltage applied to valve solenoid, $V$

$V_R$ is voltage across resistance, $V$

$V_L$ is voltage across inductance, $V$

$i$ is current flowing through valve solenoid, $A$

$R$ is resistance of valve solenoid, $\Omega$

$L$ is inductance of valve solenoid, $H$

비례제어밸브의 저항과 인덕턴스는 밸브의 온도에 따라 변화하기 때문에 온도를 변화시키며 저항과 인덕턴스를 측정하였다. 트랙터 내 밸브의 온도 조건은 10℃ ~ 100℃ 범위에서 10℃ 간격으로 선정하였다. 저항은 멀티미터(multimeter)를 이용하여 측정하였으며, 인덕턴스는 LCR 미터를 이용하여 측정하였다. 측정 중에 밸브 온도를 확인하기 위하여 온도 센서(thermometer)를 사용하였다. 그림 4.9은 온도를 변화시키며 밸브의 저항와 인덕턴스를 측정하는 시험 장비를 나타낸 것이다.

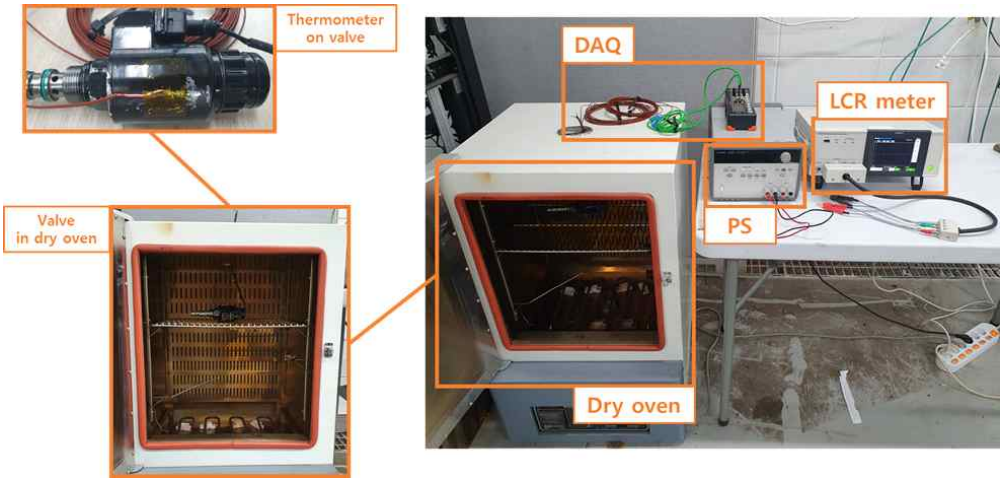
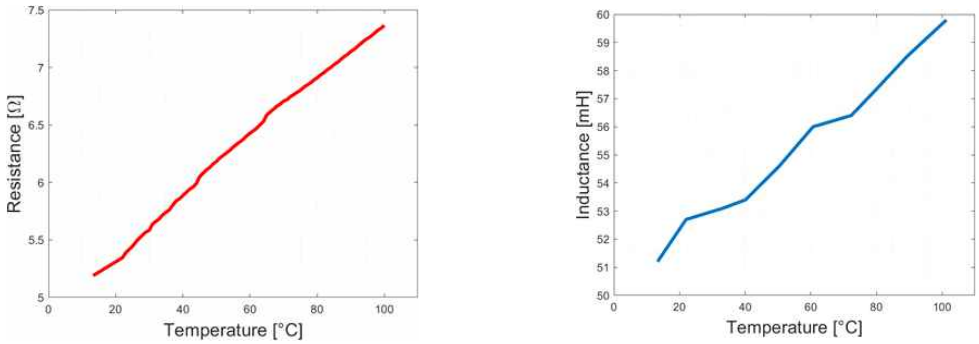



**Figure 4.9** Test device for measuring valve resistance and inductance.

밸브의 온도를 유지하기 위하여 그림 4.9과 같이 드라이오븐(dry oven) 안에 밸브를 넣고 환경온도를 온도 조건과 동일하게 설정하여 밸브에 고온의 바람을 가하였다. 밸브의 표면에 온도 센서를 부착하고 충분한 시간이 지나 온도가 온도 조건 대비 1% 범위 내에서 변화하지 않을 때 멀티미터와 LCR 미터를 이용하여 각각 저항과 인덕턴스를 측정하였다. 이 때 인덕턴스는 밸브 제원에 따라 100 Hz로 측정하였다. 그림 4.10는 시험 결과를 나타낸 것이다.




(a) Temperature-resistance curve. (b) Temperature-inductance curve.

**Figure 4.10** Measurement results of valve resistance and inductance.

측정 시험 결과, 밸브의 저항과 인덕턴스는 온도가 증가함에 따라 선형적으로 증가하였다. 트랙터 반능동 현가장치의 비례제어밸브 온도는 밸브를 흐르는 작동유의 온도에 크게 영향을 받으며, 트랙터 작동유 온도는 작업 중에 일반적으로 80℃정도

이다. 따라서 밸브의 공칭 시스템 모델의 파라미터는 80℃에서의 저항과 인덕턴스을 사용하였다. 또한 저항과 인덕턴스가 온도에 따라 선형적으로 바뀌므로 모델 파라미터의 불확실성 범위는 파라미터 값이 최소가 되는 10℃와 최대가 되는 100℃에서의 저항과 인덕턴스를 이용하여 도출하였다. 표 4.4에는 결과값을 정리하여 나타내었으며, 식 (4.61)은 제작된 공칭 시스템 모델이다.

**Table 4.4** Specification of proportional control valve

| | Nominal plant($P_n$) model parameter | Model parameter uncertainty range |
|---|---|---|
| Resistance, $\Omega$ | 6.1428 | [5.1193, 7.4221] |
| Inductance, $mH$ | 0.0543 | [0.0508, 0.0586] |

$$P_n(s) = \frac{1}{0.0543s + 6.1428} \tag{4.61}$$

비례제어밸브의 전류는 일반적으로 PID(Proportional Integral Derivation) 제어기를 사용하여 실제 전류가 기준 전류(reference current)에 도달할 수 있도록 솔레노이드 코일의 양단에 가해주는 전압을 제어한다. PID 제어기는 설계 시 대상으로 하는 공칭 시스템의 모델 파라미터에 대해서는 우수한 성능을 보이지만 모델 파라미터가 변하게 되면 원하는 성능을 얻지 못할 수도 있다[32]. 측정 시험 결과, 반능동 현가장치 밸브의 저항 및 인덕턴스는 공칭 시스템 모델의 파라미터 기준으로 15% 이상 차이가 발생하여 모델 파라미터의 불확실성이 존재한다. 반능동 현가장치 제어 알고리즘의 성능을 높이기 위해서는 모델 파라미터의 불확실성에도 실제 전류가 기준 전류를 빠르고 정확하게 추종할 수 있도록 해야 한다.

### 4.3.4. 현가장치 트랙터 동역학 모델 검증

현가장치 트랙터 동역학 모델과 위에서 언급된 현가장치의 감쇠계수 특성 및 비례제어밸브 모델을 모두 하나로 구성하여 캐빈 후방에 수동 현가장치를 장착한 트랙터의 동역학 모델을 완성하였다. 완성된 트랙터 동역학 모델을 검증하기 위해서

시험 결과와 비교하였다[33]. 대상 기대 트랙터 캐빈 후방에 반능동 현가장치를 장착한 뒤, 4축 로드 시뮬레이터(four-post road simulator)에서 시험을 진행하였다. 로드 시뮬레이터에서 시험을 진행한 이유는 동일한 시험 조건에서 반복시험을 하는데 용이하며, 다양한 노면 조건에 대해 시험을 진행할 수 있기 때문이다. 3축 가속도계와 계측기를 사용하여 캐빈과 차체 질량 중심의 수직 가속도를 측정하였으며 시험 결과는 오주선의 논문 결과를 사용하였다[34].

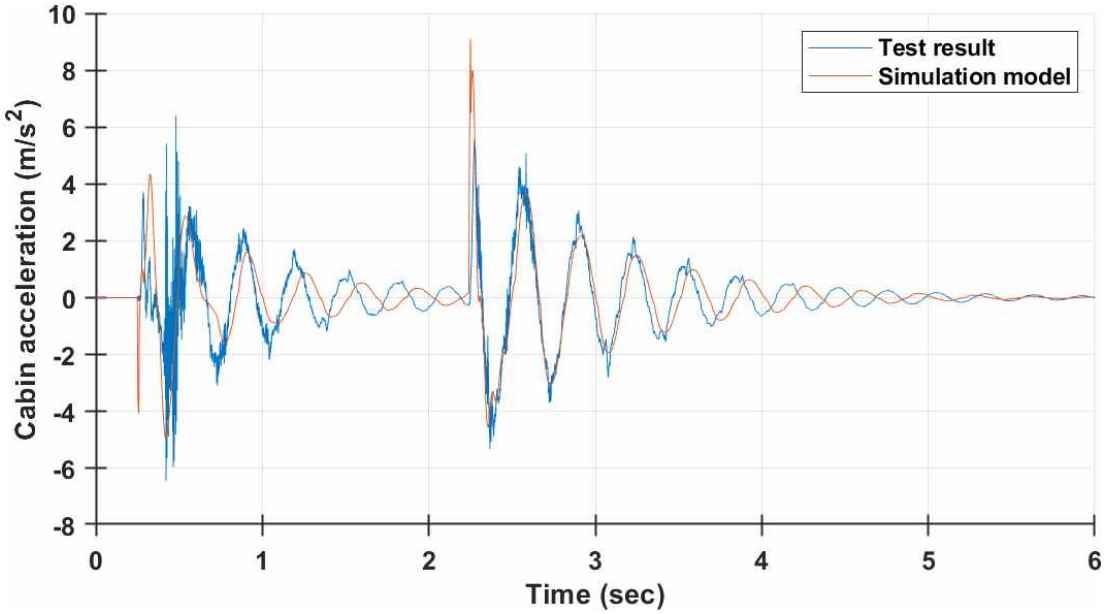
시험 노면 조건은 $20mm$의 계단 입력을 사용하였으며, 차속은 $5km/h$로 설정하였다. 시스템에 계단 입력을 가진하면 넓은 주파수 대역의 시스템 응답을 얻을 수 있기 때문에, 본 논문에서 관심있게 보는 저주파 대역의 시스템 응답을 모두 확인할 수 있다. 전륜과 후륜에 순차적으로 계단 입력을 가하였으며, 전륜과 후륜의 가진 시간 차는 식 (4.62)과 같이 차속을 이용하여 계산하였다. 트랙터 차륜거리($L_{wb}$)는 제원에 따라 $2.7524m$이며, 차속($V_{tractor}$) $5km/h$를 $m/s$로 단위 변환하여 구한 가진 시간차($\triangle t_{step}$)는 $1.9817sec$이다. 현가장치는 밸브에 흐르는 전류의 값을 $290mA$ (hard)로 유지한 채로 시험을 진행하였다. 시뮬레이션 모델인 수동 현가장치 트랙터 동역학 모델에도 시험 조건과 동일한 조건으로 시뮬레이션을 진행하였고, 캐빈과 차체의 수직 가속도를 비교하여 나타내었다.

$$\triangle t_{step} = \frac{L_{wb}}{V_{tractor}} \tag{4.62}$$

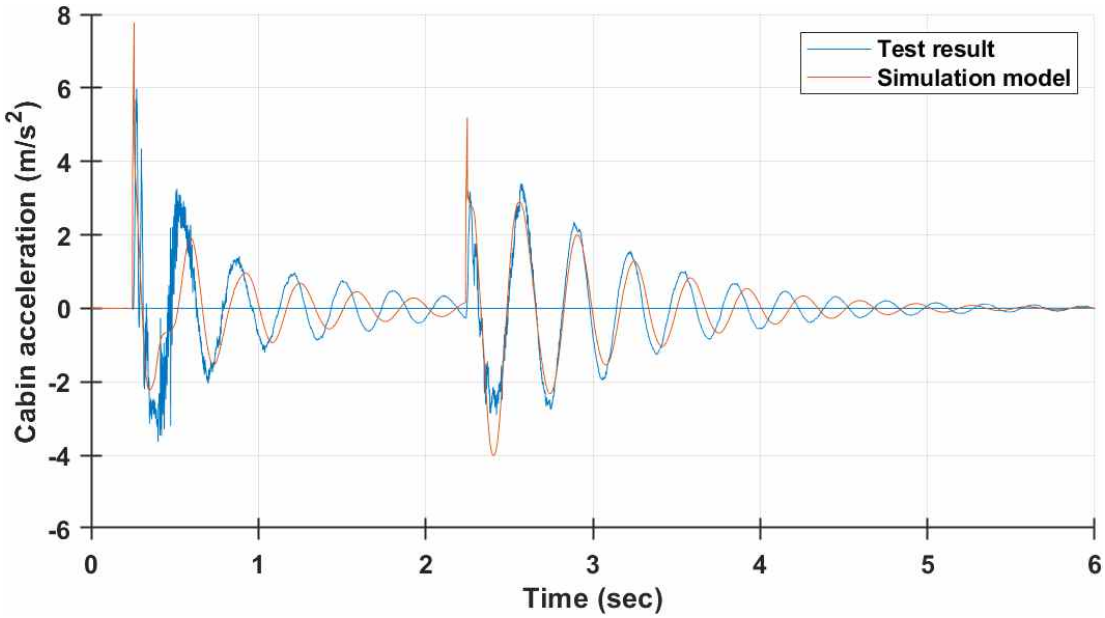
where, $\triangle t_{step}$ is time interval between front and rear step input, $sec$
$L_{wb}$ is length of tractor wheel base, $m$
$V_{tractor}$ is velocity of tractor, $m/s$

그림 4.11는 시간영역에서의 시험과 시뮬레이션의 결과를 비교한 것으로 (a)는 캐빈의 수직 가속도이며, (b)는 차체의 가속도이다. 시간영역에서 시럼과 시뮬레이션은 그림 4.12은 주파수 영역에서 시험과 시뮬레이션을 비교한 FFT(fast fourier transform) 결과이며 (a)는 캐빈의 수직 가속도이고 (b)는 차체의 수직 가속도이다. 먼저 캐빈의 결과를 살펴보면 그림 4.11의 시간 영역에서 결과는 전체적으로 피크값과 피크 간의 간격이 매우 유사하게 나타났다. 그림 4.12의 주파수 영역에서는 시

험과 시뮬레이션에서 공통적으로 최대 피크 앞뒤에 사이드밴드(sideband)가 나타났으며, 최대 피크점의 주파수는 각각 $3\,Hz$, $2.999\,Hz$로 매우 유사하였고 크기는 각각 $0.487\,m/s^2$, $0.545\,m/s^2$로 시뮬레이션에서 $11.91\%$의 오차가 발생하였다. 최대 피크 좌측에 나타나는 첫 번째 사이드밴드(first upper sideband)에서는 주파수가 각각 $3.375\,Hz$, $3.499\,Hz$, 두 번째 사이드밴드(second upper sideband)에서는 주파수가 각각 $2.500\,Hz$, $2.625\,Hz$로 주파수의 오차가 $5\%$내로 유사하게 나타났다. 차체에서도 캐빈과 유사한 경향이 나타났으며, 최대 피크 점에서의 비교 결과를 표 4.5에 나타내었고, 오차($Error$)는 시험 가속도 값에 대한 시뮬레이션 가속도 값의 비율로 계산하였다. 최대 피크와 사이드밴드가 나타나는 주파수는 $5\%$내로 매우 유사하게 나타났으나 최대 피크점에서 가속도의 크기는 최대 $11\%$까지 차이가 발생하였다. 이는 실제 차량을 간소화하여 시뮬레이션 모델로 만들었기 때문에 고려되지 않은 동역학의 영향으로 판단된다. 하지만 주파수에서 매우 유사한 양상을 띠기 때문에 모델은 효과적으로 트랙터의 동적 거동을 나타낸다고 있다고 할 수 있다.

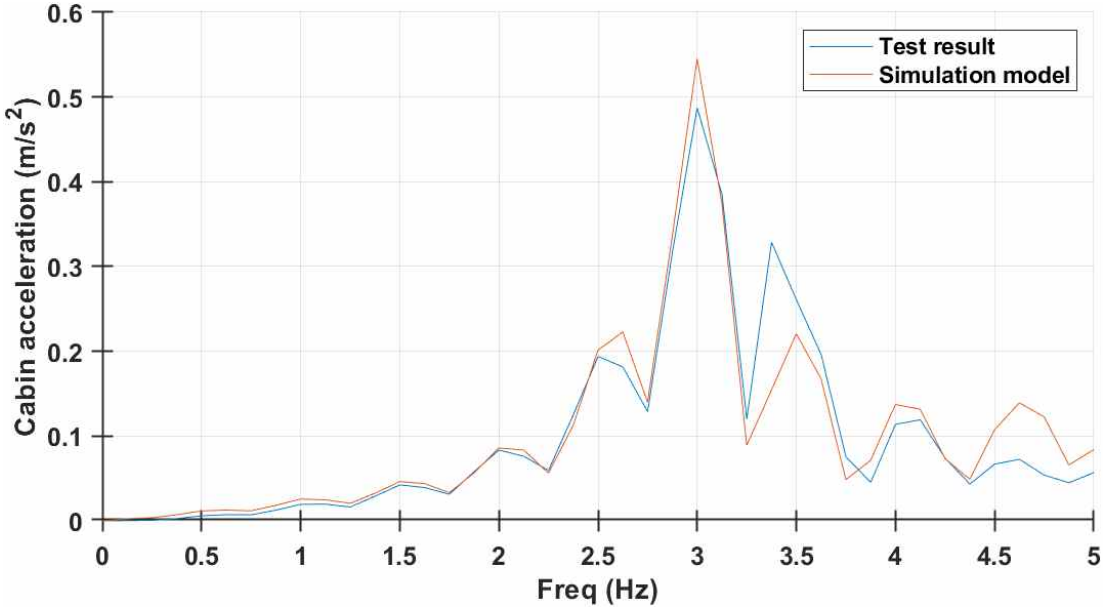



(a) Cabin acceleration

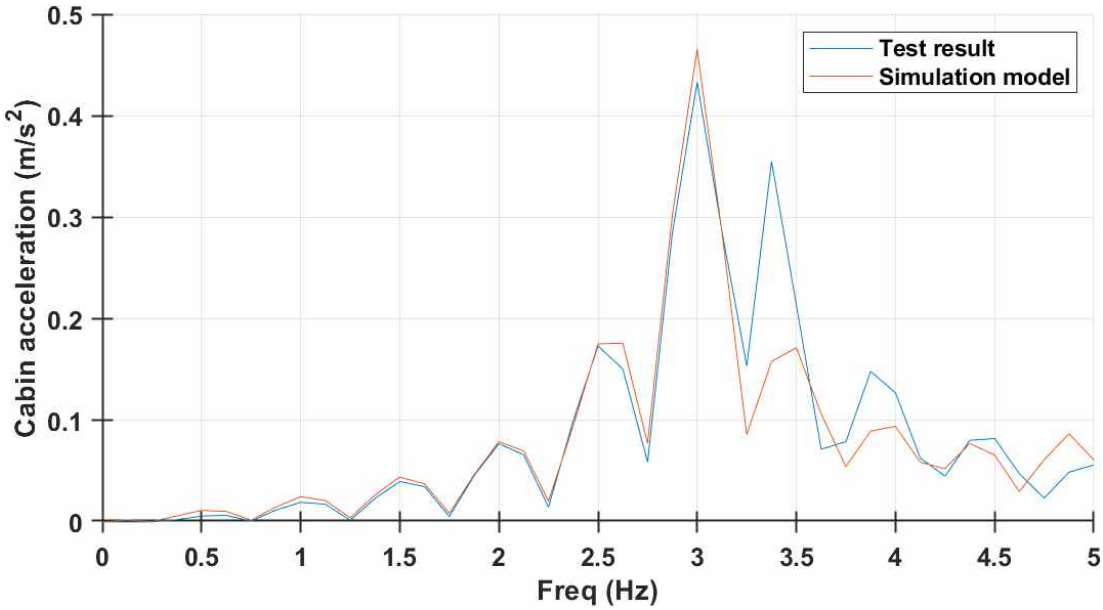



(b) Body acceleration

**Figure 4.11** Comparison of result between test and simulation in the time domain.




(a) Cabin acceleration




(b) Body acceleration

**Figure 4.12** Comparison of results between test and simulation in the frequency domain.

**Table 4.5** 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 | |

# 5. 반능동 현가장치 제어 알고리즘 개발

## 5.1. 비례제어밸브 전류 추종 알고리즘

본 장에서는 반능동 현가장치 내부 비례제어밸브에 흐르는 실제 전류가 기준 전류를 잘 추종할 수 있도록 개발한 제어 알고리즘에 대해 설명한다. 일반적으로 사용되는 PI 제어기와 모델 파라미터의 불확실성 및 외란에 강인한 외란관측기(DOB, disturbance observer)를 사용하여 밸브에 인가된 실제 전류가 기준 전류를 잘 추종하도록 밸브에 필요한 전압을 계산하였다.

### 5.1.1. PI 제어기 설계

먼저 실제 전류가 기준 전류를 추종할 수 있도록 일반적인 PI 제어기를 설계하였고 설계된 PI 제어기가 적용된 밸브 모델의 블록 선도를 그림 5.1에 나타내었다.

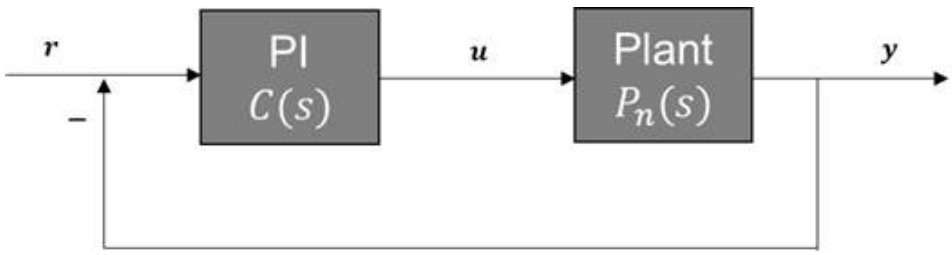



**Figure 5.1** Block diagram of PI control system.

식 (5.1)와 같이 저항과 인덕턴스로 구성된 밸브 공칭 시스템 모델에 적용되는 PI 제어기는 제어 이득인 $k_p$, $k_i$를 식 (5.2)와 같이 저항과 인덕턴스 및 차단주파수($w$)로 정의하여 PI 제어기를 식 (5.3)와 같이 설계하면 전체 시스템을 식(5.4)와 같이 1차 시스템으로 만들 수 있다[35].

$$P_n = \frac{1}{Ls+R} \tag{5.1}$$

$$k_p = L\omega,\ k_I = R\omega \tag{5.2}$$

$$C(s) = \frac{k_p s + k_I}{s} = \frac{\omega(Ls+R)}{s} \tag{5.3}$$

$$\frac{y}{r} = \frac{C(s)P_n(s)}{1+C(s)P_n(s)} = \frac{\frac{\omega}{s}}{1+\frac{\omega}{s}} = \frac{\omega}{s+\omega} \tag{5.4}$$

where, $k_p$, $k_I$ is control gain of PI controller
$\omega$ is cut off frequency, $Hz$
$C(s)$ is transfer function of PI controller

공칭 시스템 모델을 대상으로 100 Hz의 차단주파수를 이용하여 설계된 PI 제어기는 식 (5.5)와 같다.

$$C(s) = \frac{5.427s + 614.3}{s} \tag{5.5}$$

### 5.1.2. 외란관측기 설계

앞서 비례제어밸브의 기준 전류 추종을 위하여 사용된 PI 제어기는 밸브의 온도가 80℃로 변하지 않는 상황인 공칭 시스템 모델을 대상으로 설계되었다. 그러나 트랙터의 작업 특성 상 밸브에는 온도 변화가 크게 발생할 수 있으며, 온도에 따라 밸브 모델의 파라미터에 변동이 발생하여 설계된 PI 제어기의 성능이 떨어질 수 있다. 또한 전류 제어 성능이 떨어지면 전류 값을 이용하여 감쇠력을 제어하는 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller)의 성능에도 영향을 미치게 된다. 이와 같이 시스템의 불확실성이 존재할 때 공칭 시스템 모델에 대해 설계된 제어기들이 성능을 유지할 수 있도록 본 논문에서는 시스템 모델 파라미터의 불확실성과 외란에 강인한 외란 관측기를 설계하였다.

외란관측기가 내재된 밸브 전류 제어 시스템을 그림 5.2에 나타내었다. $P(s)$는 불

확실성을 포함하는 시스템 모델로 실제 제어기에서는 온도에 따라 특성이 변화하는 실제 비례제어밸브를 의미한다. $C(s)$는 공칭 시스템 모델 $P_n(s)$를 대상으로 제어 목적을 달성하기 위한 제어 입력 $u_r$이 설계된 제어기이다. $P_n^{-1}(s)$는 역공칭 모델, $Q(s)$는 저대역통과 필터(low pass filter)의 전달함수이다.

외란관측기 설계 과정 수식은 식 (5.6)~(5.10)과 같다. 제어기의 제어 입력 $u$는 외란 $d$가 추가되어 $u_p$가 되고 $P(s)$로 입력된다. 시스템 응답 $y$와 역공칭 모델 $P_n^{-1}(s)$를 이용하여 추정 제어 입력을 알 수 있는데, $P_n(s)$이 엄격한 진분수형(strictly proper function)인 경우 $P_n^{-1}(s)$의 분자의 차수가 분모의 차수보다 커지기 때문에, 물리적으로 실현 불가능한 비인과적 시스템(non-causal)이 된다. 따라서 안정한 저대역통과 필터 $Q(s)$(Q 필터)를 통해 실현가능(causal)하도록 만들어 주어야 한다(권철, 2001). 설계된 $P_n^{-1}(s)Q(s)$을 통과한 출력 $y$는 $\hat{u}_p$이 되며 $u^*$를 구하여 빼주면 제어 입력의 보상치 $\hat{u}_d$를 구할 수 있다. 여기서 보상치 $\hat{u}_d$는 시스템 모델에서 나타나는 파라미터 불확실성 및 외란 모두를 관측한 결과가 된다. 실제 시스템 파라미터가 공칭 시스템 파라미터와 같다면 추정된 $\hat{u}$이 $u$와 동일하여 외란 성분이 되며, 다르다면 모델 파라미터의 불확실성에 의한 차이가 되어 기존 제어기의 제어 입력 $u_r$에서 외란 및 불확실성을 상쇄해줌으로써 실제 시스템이 공칭 시스템처럼 작동할 수 있게 한다[36]. 계산된 보상치 $\hat{u}_d$는 제어기의 $u_r$과 계산되어 보상된 제어 입력 $u$를 만든다.

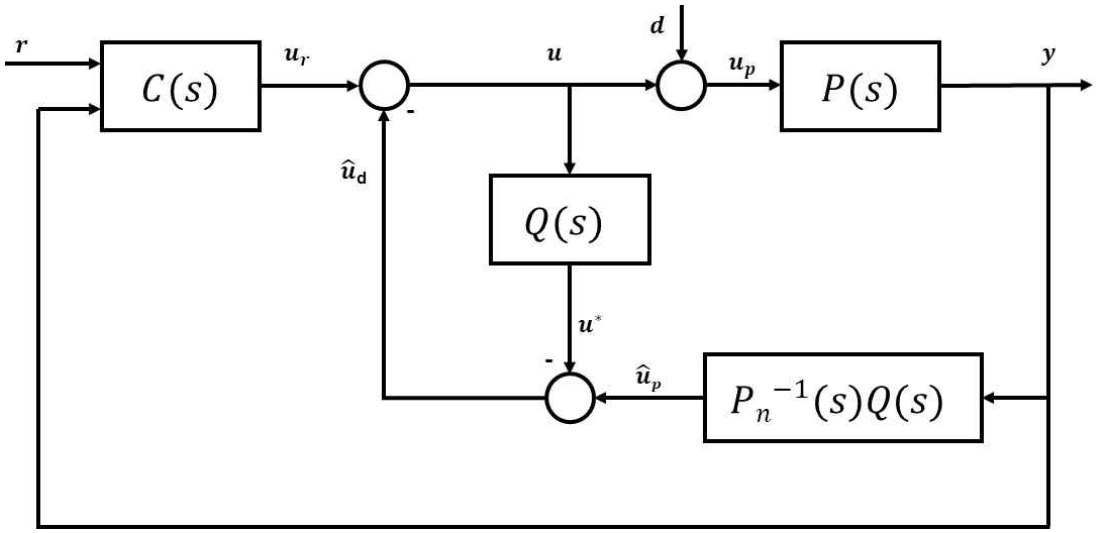



Figure 5.2 PI control system with disturbance observer.

$$u_p = u + d \tag{5.6}$$

$$y = P(u + d) \tag{5.7}$$

$$\hat{u}_p = QP_n^{-1}y = QP_n^{-1}P(u+d) = Q(\hat{u} + \hat{d}) \tag{5.8}$$

$$\hat{u}_d = \Phi\{Q(\hat{u} + \hat{d}) - u^*\} = \Phi\{Q(\hat{u} + \hat{d} - u)\} \tag{5.9}$$

$$u = u_r - \hat{u}_d \tag{5.10}$$

외란관측기에 사용되는 Q 필터는 식 (5.11)과 같은 형태를 만족하여야 한다.[37] 시스템의 역공칭 모델 $P_n^{-1}(s)$의 분자(nominator)와 분모(denominator)의 차수 차이인 상대차수(relative degree)가 1이기 때문에, Q 필터의 상대차수도 1이 되도록 설계하였고 Q 필터의 시정수(time constant)는 0.01 s로 설계하였다. 설계된 $Q(s)$의 결과는 식 (5.12)와 같다.

$$Q(s) = \frac{c_k(\tau s)^k + c_{k-1}(\tau s)^{k-1} + \cdots + c_0}{(\tau s)^l + a_{l-1}(\tau s)^{l-1} + \cdots a_1(\tau s) + a_0} \tag{5.11}$$

$$Q(s) = \frac{1}{0.01s + 1} \tag{5.12}$$

설계된 외란관측기는 PI 제어기와 밸브 시스템 모델에 적용되어 밸브 시뮬레이션

모델로 개발되었다. 개발된 시뮬레이션 모델은 그림 5.3과 같다.

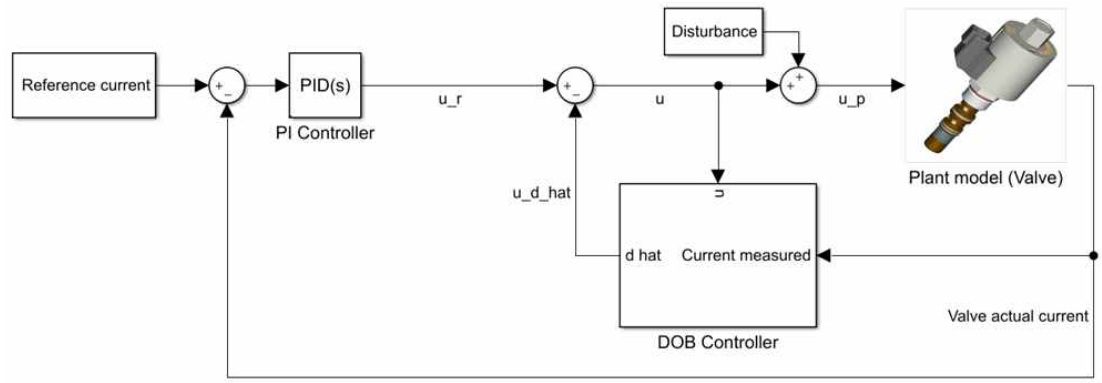



**Figure 5.3** Valve simulation model.

### 5.1.3. 외란관측기 강인성 평가

시스템의 불확설성에 대한 설계된 외란관측기의 강인성을 평가하기 위하여 온도 조건에 따라 밸브 모델의 파라미터를 변화시키며 PI 제어기만을 적용한 모델과 외란관측기를 추가로 적용한 모델의 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 밸브 온도는 불확실성 범위의 최솟값(Tmin)인 10℃, 최댓값(Tmax)인 100℃와 공칭 시스템 모델의 온도(Tn)인 80℃로 설정하였으며, 온도에 따른 밸브 모델의 파라미터는 표 4.4의 시험 결과를 이용하였다. 시뮬레이션은 기준 전류를 290 mA에서 1580 mA로 변화시키며 계단 입력을 인가하였을 때 실제 전류의 동적 거동을 확인하였으며, 그 결과는 그림 5.4와 5.5로 나타내었다. 또한 계단 입력 크기의 63.2%에 도달하는 시간인 시스템의 시정수(time constant)를 계산하여 표 5.1에 정리하였다.

그림 5.4는 PI 제어기만 적용된 시뮬레이션 모델의 결과이다. PI 제어기만 적용된 모델에서는 온도에 따른 밸브 특성의 변화에 따라 밸브 전류의 추종 성능이 달라졌으며, 시정수 값이 공칭 시스템 모델($P_{Tn}$)에 비하여 최소 온도 조건의 시스템 모델($P_{Tmin}$)에서는 26.7% 감소하였고, 최대 온도 조건의 시스템 모델($P_{Tmax}$)에서는 7.5% 증가하였다. 그림 5.5는 PI 제어기에 외란관측기가 추가적으로 적용된 시뮬레이션 모델의 결과이다. 외란관측기가 추가적으로 적용된 모델에서는 PI 제어기만 적용된 모델과 달리, 온도에 따른 밸브 특성의 변화에도 불구하고 유사한 추종 성

능을 보였으며 시정수 값도 동일하게 나타났다. 이 결과로부터 외란관측기가 시스템의 불확실성을 보상할 수 있음을 확인하였다.

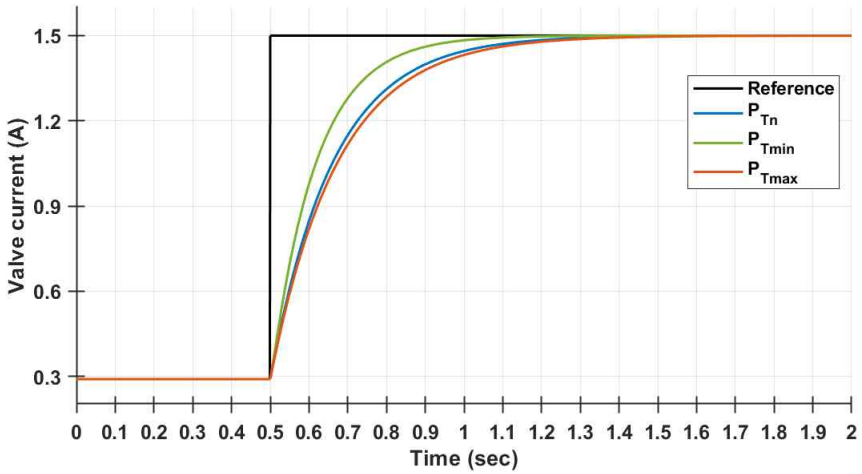



**Figure 5.4** Valve current of simulation model with PI controller only.

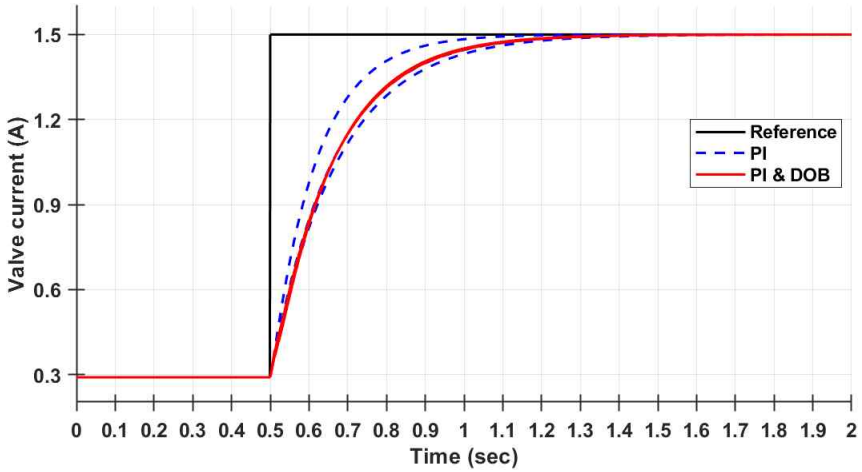



**Figure 5.5** Comparison of valve current results between simulation model with PI controller only and with PI & DOB controller.

**Table 5.1** Time constant of simulation results under system uncertainties

| | | $P_{Tn}$ | $P_{Tmin}$ | $P_{Tmax}$ |
|---|---|---|---|---|
| Time constant [sec] | PI only | 0.161 | 0.118 | 0.173 |
| | PI & DOB | 0.162 | 0.162 | 0.162 |

## 5.2 슬라이딩 모드 제어 기반 반능동 현가장치 제어 알고리즘

반능동 캐빈 현가장치의 감쇠력은 현가장치 상하단 상대속도와 현가장치 내부 비례제어밸브의 전류값에 의해 결정된다. 현가장치 상하단 상대속도는 트랙터의 동적 상태이므로 제어가 불가능한 요인이다. 따라서 반능동 현가장치의 감쇠력을 제어하기 위해서는 비례제어밸브의 전류값을 제어하여야 한다. 본 연구에서는 반능동 현가장치의 감쇠력을 제어하기 위하여 슬라이딩 모드 제어 알고리즘을 사용하였다. 제어 알고리즘의 제어 목표(control target)는 트랙터 캐빈의 수직 방향 가속도이고, 제어 입력은 캐빈 가속도를 저감하기 위해 요구되는 감쇠력이다. 이 때 감쇠력은 현가장치 상하단 상대속도에 따른 감쇠력에 대한 밸브 전류값의 상관관계에 의해 현가장치가 현재 상하단 속도값에서 제어 입력에 가장 근사한 값을 낼 수 있는 밸브 전류값으로 변환해주어야 한다. 현가장치 상하단 상대속도에 따른 감쇠력에 대한 밸브 전류값의 상관관계는 그림 4.7의 반능동 현가장치 감쇠 특성 곡선을 통해 역으로 도출하였다. 그림 5.6은 도출된 상관관계 중 현가장치가 인장되는 방향에 대해서만 나타낸 그림이다.

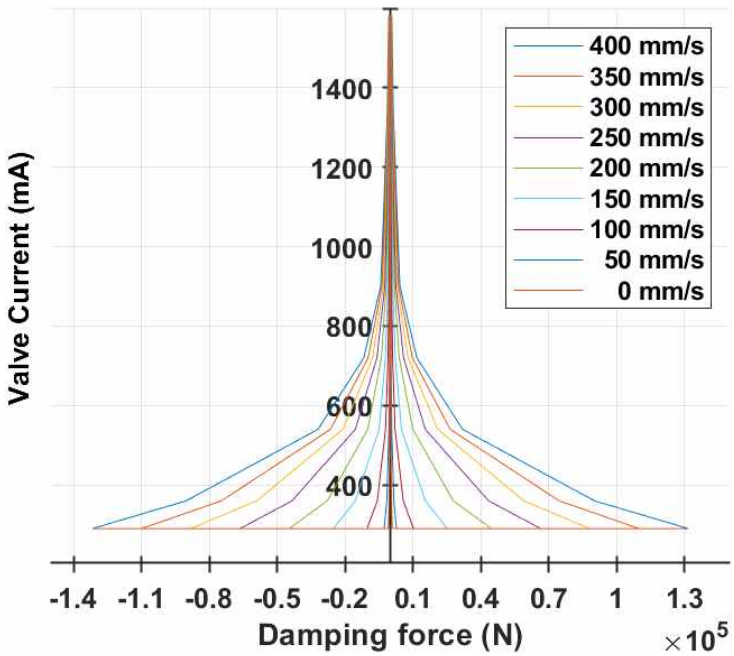



Figure 5.6 Valve current-damping force curve according to speed.

트랙터 시스템 모델의 상태 방정식은 위의 (5.13)와 같으며, 트랙터 캐빈의 수직 가속도를 상태 변수와 행렬을 통해 표현하면 식(5.14)와 같다.

$$\dot{x} = Ax + Bu + d_{sys} \tag{5.13}$$

$$\ddot{z}_c = C_{smc}x + D_{smc}u \tag{5.14}$$

where, $d_{sys}$ is disturbance

$C_{smc}$, $D_{smc}$ is matrix to transform tractor states variable to cabin acceleration

$C_{smc} = \left[ -M_c^{-1}R_cK_s \quad -M_c^{-1}R_cC_{s1} \quad 0 \quad M_c^{-1}R_cC_{s1}R_b^T(R_t^T)^{-1} \right]$

$D_{smc} = M_c^{-1}R_c$

캐빈 가속도가 원하는 값으로 조정(regulation)되도록 식 (5.15)와 같이 슬라이딩 평면을 설정하였다.

$$s = \dot{e} + \lambda e \tag{5.15}$$

where, $e = r - \ddot{z}_c$

$r$ is reference value

$\lambda$ is positive constant

리아프노프(Lyapunov) 후보 함수를 식 (5.16)~(5.18)과 같이 도입하였다.

$$V = \frac{1}{2}s^2 \tag{5.16}$$

$$\dot{V} = s\dot{s} \tag{5.17}$$

$$\dot{s} = \ddot{e} + \lambda\dot{e} \tag{5.18}$$

시스템 동역학식에서 $\dot{e}$와 $\ddot{e}$를 구하여 $\dot{s}$에 대입하면,

$$\begin{aligned}\dot{e} &= \dot{r} - C_{smc}\dot{x} - D_{smc}\dot{u} \\ &= \dot{r} - C_{smc}(Ax + Bu + d_{sys}) - D_{smc}\dot{u}\end{aligned} \tag{5.19}$$

$$\begin{aligned}\ddot{e} &= \ddot{r} - C_{smc}(A\dot{x} + B\dot{u} + \dot{d}_{sys}) - D_{smc}\ddot{u} \\ &= \ddot{r} - C_{smc}[A(Ax + Bu + d_{sys}) + B\dot{u} + \dot{d}_{sys}] - D_{smc}\ddot{u}\end{aligned} \tag{5.20}$$

$$\begin{aligned}\dot{s} &= \ddot{r} - C_{smc}[A(Ax + Bu + d_{sys}) + B\dot{u} + \dot{d}_{sys}] - D_{smc}\ddot{u} \\ &\quad + \lambda[\dot{r} - C_{smc}(Ax + Bu + d_{sys}) - D_{smc}\dot{u}] \\ &= [-C_{smc}ABu - C_{smc}B\dot{u} - D_{smc}\ddot{u} - \lambda C_{smc}Bu - \lambda D_{smc}\dot{u}] \\ &\quad + [\ddot{r} - C_{smc}AAx + \lambda\dot{r} - \lambda C_{smc}Ax] \\ &\quad + [-C_{smc}Ad_{sys} - C_{smc}\dot{d}_{sys} - \lambda C_{smc}d_{smc}]\end{aligned} \tag{5.21}$$

$\dot{s}$를 제어 입력에 의해 결정되는 부분, 시스템 모델과 상태량으로 계산할 수 있는 부분, 외란과 관련된 부분인 세가지로 구분할 수 있다. 이를 이산화하고 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\dot{u} &= \frac{u(t) - u(t-1)}{dt}, \quad \dot{r} = \frac{r(t) - r(t-1)}{dt} \\ \ddot{u} &= \frac{u(t) - 2u(t-1) + u(t-2)}{(dt)^2}, \quad \ddot{r} = \frac{r(t) - 2r(t-1) + r(t-2)}{(dt)^2}\end{aligned} \tag{5.22}$$

$$\begin{aligned}\dot{s} &= [-C_{smc}AB - C_{smc}B/dt - D_{smc}/(dt)^2 - \lambda C_{smc}B - \lambda D_{smc}/dt]u(t) \\ &\quad + C_{smc}Bu(t-1)/dt + D_{smc}[2u(t-1) - u(t-1)]/(dt)^2 + \lambda D_{smc}\,u(t-1)/dt \\ &\quad + [r(t) - 2r(t-1) + r(t-2)]/(dt)^2 + \lambda[r(t) - r(t-1)]/dt \\ &\quad - C_{smc}\,AAx - \lambda C_{smc}\,Ax + \delta\end{aligned} \tag{5.23}$$

where, $\delta = [-C_{smc}A - C_{smc}/dt - \lambda C_{smc}]d_{smc}(t) + C_{smc}d_{sys}(t-1)/dt$

계산 가능한 부분과 외란과 관련된 부분은 제어 입력 설계 시, 설계할 수 없는 부분이므로 제어 입력만을 설계함으로써 $\dot{s}$의 값을 의도한 방향으로 이끌 수 있다. 따라서 스위칭 제어 입력 $u$를 식 (5.24)과 같이 설계하면 식(5.17)은 식(5.25)와 같이 전개된다.

$$
\begin{aligned}
u = & [-C_{smc}AB - C_{smc}B/dt - D_{smc}/(dt)^2 - \lambda C_{smc}B - \lambda D_{smc}/dt]^{-1} \\
& \times [-C_{smc}Bu(t-1)/dt - D_{smc}2u(t-1) - u(t-1)/(dt)^2 - \lambda D_{smc}u(t-1)/dt \\
& - r(t) - 2r(t-1) + r(t-2)/(dt)^2 - \lambda r(t) - r(t-1)/dt \\
& - C_{smc}AAx - \lambda C_{smc}Ax + \delta - u_{sw}]
\end{aligned}
\tag{5.24}
$$

where, $u_{sw} = -\eta sign(s)$

$$
\begin{aligned}
\dot{V} &= s[-\eta sign(s) + \delta] \\
&= -\eta|s| + \delta s
\end{aligned}
\tag{5.25}
$$

이제 식(5.26)과 같이 $\eta$를 외란의 크기보다 충분히 크게 정해주어 리아프노프 함수의 시간 도함수가 항상 음이 되도록 한다. 그러면 시스템에서 $t \to \infty$에 따라 $V \to 0$, $s \to 0$이 되어 슬라이딩 모드 제어 알고리즘이 안정하게 되도록 제어 입력을 설계할 수 있다.

$$
\eta > |\delta| \geq 0,\ \dot{V} < 0 \tag{5.26}
$$

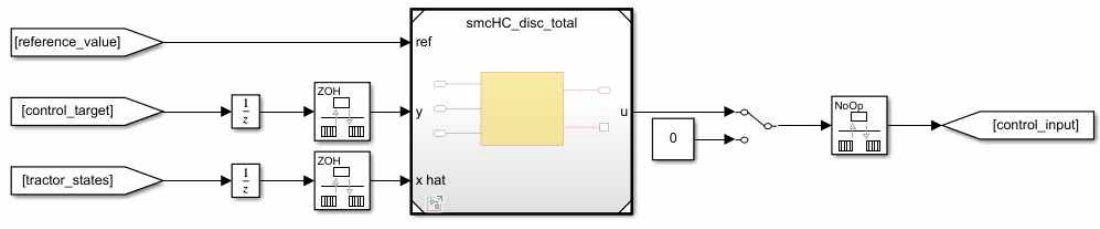
설계된 슬라이딩 모드 제어기에 발생할 수 있는 채터링을 감소시키기 위하여 식(5.27)과 같이 제어 입력에 포화 함수를 도입하였다.

$$u_{sw} = -\eta sat(s) \tag{5.27}$$

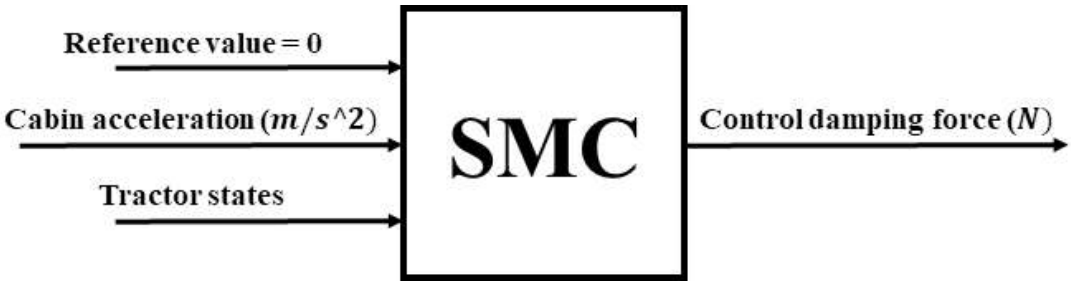
where, $\epsilon$ is small positive constant

$$sat(s) = \begin{cases} 1 & \frac{s}{\epsilon} > 1 \\ \frac{s}{\epsilon} & \left|\frac{s}{\epsilon}\right| < 1 \\ -1 & \frac{s}{\epsilon} < -1 \end{cases}$$

설계된 슬라이딩 모드 제어 알고리즘을 MATLAB/Simulink 프로그램을 통해 개발하였으며, 그림 5.7(a)는 개발된 시뮬레이션 모델이고 그림 5.7(b)는 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델의 슬라이딩 모드 제어 알고리즘 블록 선도이다. 그림 5.7(a)와 그림 5.7(b)를 비교하여 설명하면, 시뮬레이션 모델의 기준 값(reference value)는 0, 제어 타겟(control target)은 캐빈 가속도(cabin acceleration), 트랙터 상태량은 동일, 제어 입력(control input)은 감쇠력 제어 입력(control damping force)가 되도록 설계되었다. 슬라이딩 모드 제어는 캐빈 가속도를 기준 값인 0과 비교하여 오차(error)를 계산하고 캐빈 가속도 값을 슬라이딩 평면에 도달하도록 트랙터 상태량을 바탕으로 감쇠력 제어 입력을 만들어 낸다.




(a) Simulation model of sliding mode contoller.




(b) Block diagram of sliding mode controller.

Figure 5.7 Designed sliding mode controller.

# 6. 트랙터 제어 모델 및 시뮬레이션

본 장에서는 1/2 트랙터 동역학 모델에 반능동 현가장치의 감쇠특성, 비례제어밸브 모델, PI 제어기, 외란관측기, 슬라이딩 모드 제어기가 적용된 트랙터 제어 모델에 대해 설명한다. 그 다음 고무마운트 트랙터 모델 및 수동 현가장치 트랙터 모델에 대해 시뮬레이션을 수행하고 같은 노면 조건에 따른 캐빈 질량 중심의 수직 가속도 결과를 비교하여 제어 알고리즘의 성능을 평가한다.

## 6.1. 트랙터 제어 모델

고무마운트 트랙터 모델은 고무마운트 트랙터 동역학 모델과 노면 입력 조건만으로 구성된다. 그림 6.1는 고무마운트 트랙터 모델의 시뮬레이션 흐름도(flowchart)를 나타낸 것이다. 시뮬레이션 초기 상태는 차량이 정지한 상태이며, 노면 입력이 트랙터 동역학 모델로 입력되면 트랙터의 상태 변수가 계산되고 변환 행렬을 통해 캐빈의 수직 가속도를 얻을 수 있다. 그 다음부터는 다시 노면 입력을 받으면서 시뮬레이션이 반복된다.

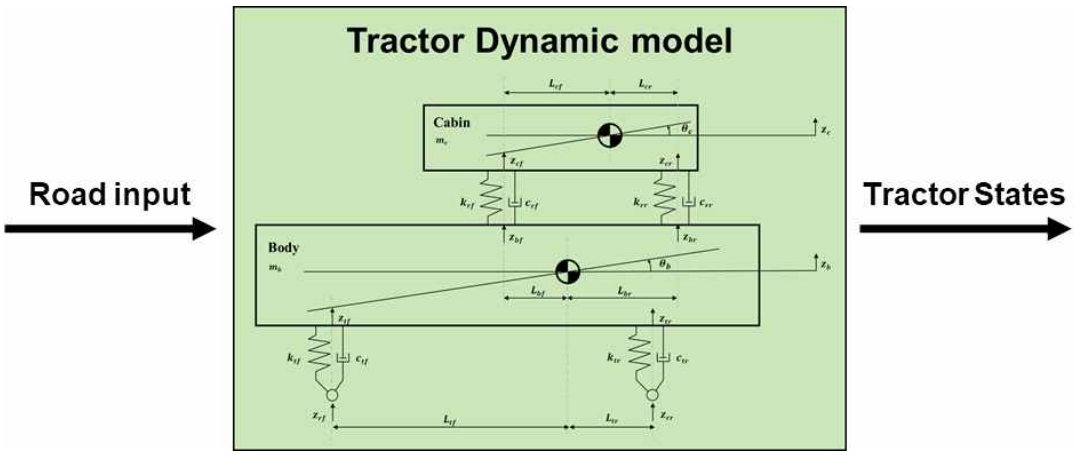



Figure 6.1 Flowchart of rubber mount tractor model.

수동 현가장치 트랙터 모델은 현가장치 트랙터 동역학 모델과 능동 현가장치를 모사한 밸브 모델 및 감쇠계수 특성 선도와 함께 제어기 모델인 PI 제어기, 외란관측기로 구성된다. 그림 6.2은 수동 현가장치 트랙터 제어 모델의 시뮬레이션 흐름도를 나타낸 것이다. 시뮬레이션 초기 상태는 차량이 정지한 상태이며, 노면 입력이 트랙터 동역학 모델로 입력되면 트랙터의 상태 변수가 계산되고 변환 행렬을 통해 캐빈의 수직 가속도를 얻을 수 있다. 비례제어밸브 전류 추종 알고리즘이 들어간 밸브 제어기(valve controller)는 일정한 전류 값을 기준 전류로 입력되고 밸브 전압으로 바뀌어 밸브 모델에 가해진다. 밸브 모델은 가해진 전압에 따라 실제 밸브 전류를 출력하고 이를 밸브 제어기로 보내어 저장하며, 현가장치 상대속도 - 감쇠계수 선도에 입력되어 트랙터 동역학 모델에서 출력된 현가장치 상대속도와 더불어 현가장치 감쇠계수를 결정한다.결정된 감쇠계수는 현가장치 상대속도와 곱해져 현가장치 감쇠력으로 트랙터 동역학 모델에 입력된다. 그 다음부터는 다시 노면 입력을 받으면서 시뮬레이션이 반복된다.

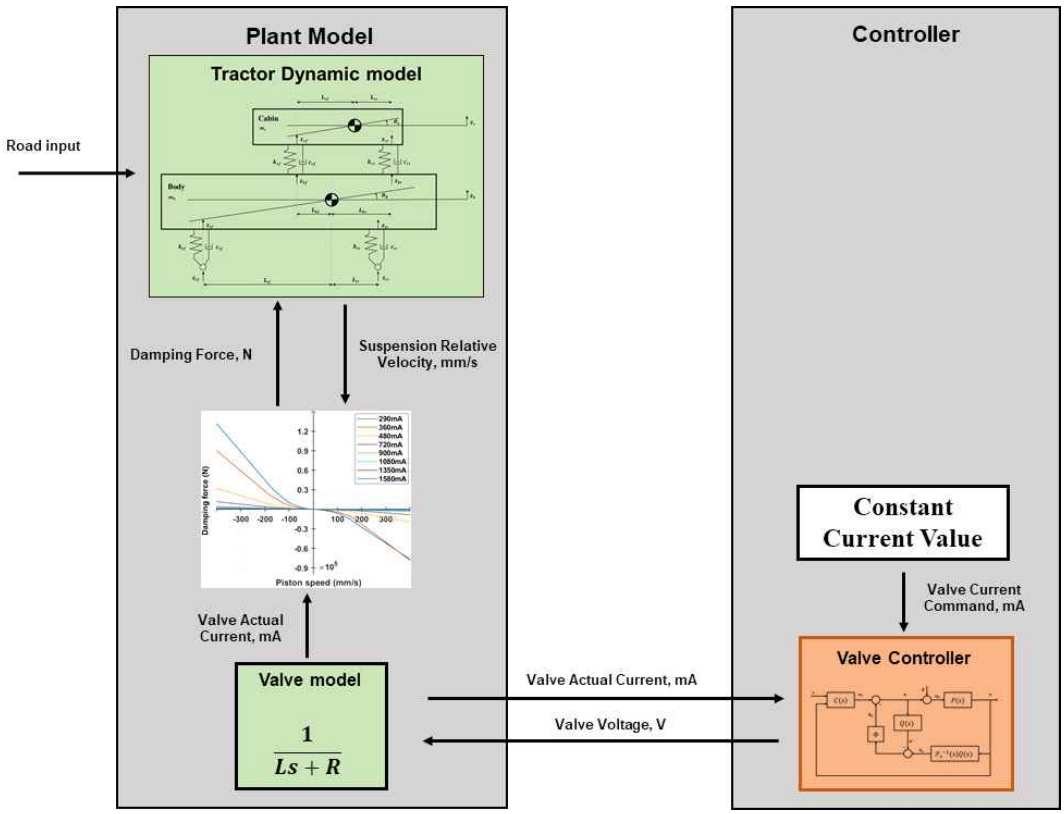



Figure 6.2 Flowchart of passive suspension tractor model.

반능동 현가장치 트랙터 제어 모델은 시스템 모델인 반능동 현가장치 트랙터 동역학 모델과 반능동 현가장치를 모사한 밸브 모델 및 감쇠계수 특성 선도와 함께 제어기 모델인 PI 제어기, 외란관측기, 슬라이딩 모드 제어기 및 반능동 현가장치 제약조건으로 구성된다. 그림 6.3은 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델의 시뮬레이션 흐름도를 나타낸 것이다. 시뮬레이션 초기 상태는 차량이 정지한 상태이며, 감쇠력이 0으로 시작한다. 차량에 노면 입력이 들어오면 트랙터 동역학 모델에서 상태변수, 캐빈 수직 가속도, 현가장치 상하단 상대 속도가 계산되어 출력된다. 상태 변수와 캐빈 수직 가속도는 슬라이딩 모드 제어기에 입력되어 캐빈 수직 가속도를 0으로 만들기 위해 필요한 현가장치 감쇠력 제어 입력(control damping force)을 출력한다. 현가장치 감쇠력 제어 입력은 트랙터 동역학 모델에서 계산되었던 현가장치 상하단 상대속도와 함께 감쇠력 - 밸브 전류 선도에 입력되어 밸브 전류 제어 입력 값을 출력한다. 밸브 전류 제어 입력은 반능동 현가장치의 방향 제약으로 인해 제한되는데, 슬라이딩 모드 제어기의 감쇠력 제어 입력과 현가장치 상하단 상대속도의 방향이 다르면 제어 입력에 해당하는 감쇠력이 작용해야 하므로 밸브 전류 제어 입력을 갱신하지만, 방향이 동일하면 감쇠력 제어 입력이 작용할 수 없으므로 밸브 전류 제어 입력은 이전 값과 동일하게 유지된다. 최종 밸브 전류 제어 입력은 밸브 제어기로 들어가 PI 제어기와 외란관측기에 기준 전류로 입력되고 밸브 전압으로 바뀌어 밸브 모델에 가해진다. 밸브 모델은 가해진 전압에 따라 실제 밸브 전류를 출력하고 이를 밸브 제어기로 보내어 저장하며, 현가장치 상대속도 - 감쇠계수 선도에 입력되어 트랙터 동역학 모델에서 출력된 현가장치 상대속도와 더불어 현가장치 감쇠계수를 결정한다. 결정된 감쇠계수는 현가장치 상대속도와 곱해져 현가장치 감쇠력으로 트랙터 동역학 모델에 입력된다. 그 다음부터는 다시 노면 입력을 받으면서 시뮬레이션이 반복된다.

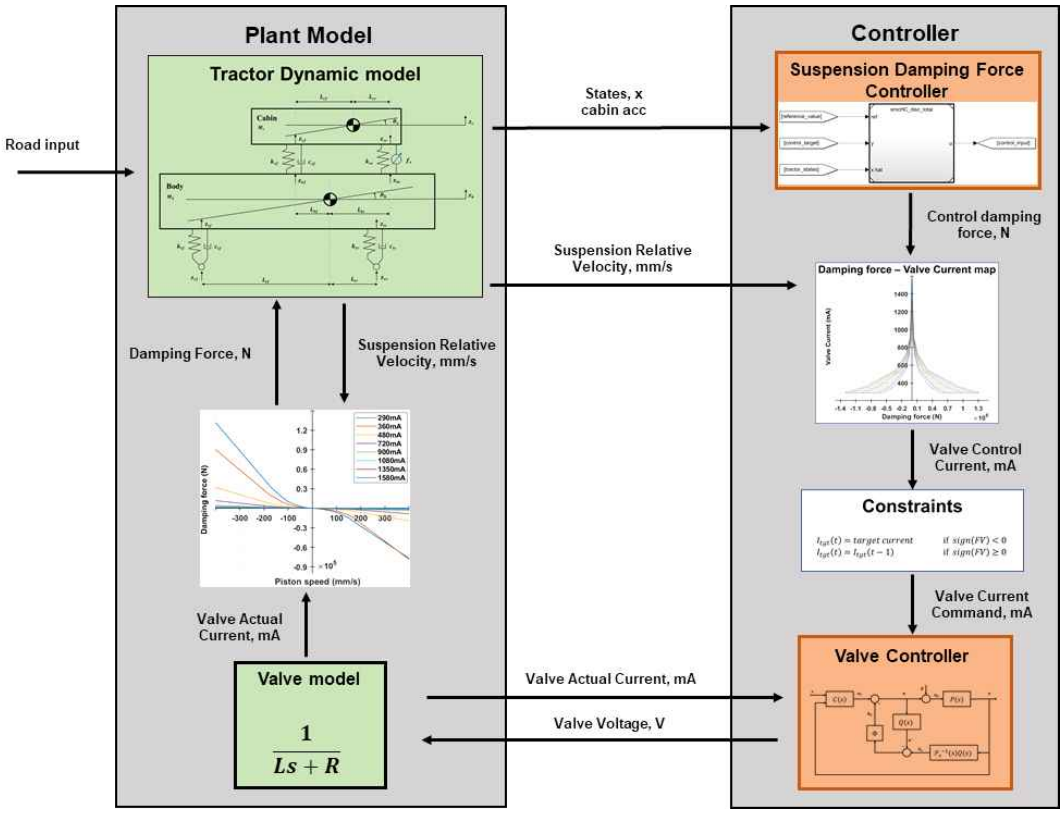



Figure 6.3 Flowchart of semi-active suspension tractor model with controller.

## 6.2. Model-in-the-Loop 시뮬레이션

트랙터 모델 시뮬레이션은 세 가지 노면 조건에서 수행되었으며, 노면 조건은 노면 변위 입력($z_r$)으로 트랙터 모델에는 속도($\dot{z}_r$)에 대한 임펄스(impulse) 형태로 가해졌다. 첫 번째 노면 조건은 사인파(sine wave), 두 번째 노면 조건은 계단 입력(step input)이며, 세 번째 노면 조건은 ISO 8608의 노면 등급(road class)이다. 트랙터 모델은 i) 고무마운트 트랙터 모델, ii) 수동 현가장치 트랙터 모델, iii) 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델을 사용하였다. 시뮬레이션 결과는 첫 번째 노면 조건에 대한 결과는 주파수 영역에서, 두 번째와 세 번째 노면 조건에 대한 결과는 시간 영역에서 트랙터 모델의 캐빈 수직 가속도로 비교하였다.

### 6.2.1. 주파수 영역 분석

첫 번째 노면 조건인 사인파는 진폭이 20 mm이며, 0.1 ~ 100 Hz 주파수 대역에서 사인 스윕(sine sweep)으로 전륜과 후륜에 동시에 인가되었다. 사인 스윕 이후 일정 시간이 지나 시스템이 정상 상태가 되었을 때, 고속 푸리에 변환(fast fourier transform, FFT)을 이용하여 캐빈의 수직 가속도와 노면 입력 속도의 주파수 영역에서의 크기를 계산하였고, 노면 입력 속도에 대한 캐빈 수직 가속도의 주파수 응답 함수(frequency response function, FRF)을 도출하였다. 도출된 FRF는 그림 6.4에 나타내었으며 Rubber, Passive, Semi-active는 각각 고무마운트 트랙터 모델, 수동 현가장치 트랙터 모델, 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델의 FRF를 의미한다. 또한 FRF 피크점의 주파수와 크기를 표 6.1에 정리하였다.

시뮬레이션 결과, 1 Hz 이하에서는 세 트랙터 모델에서 캐빈 수직 가속도의 반응이 유사하게 나타났으며 1 Hz 이상에서는 Rubber에 비해 Passive와 Semi-active에서 크기가 전체적으로 감소하였다. Rubber, Passive, Semi-active 순서대로 FRF의 피크점을 보면, 주파수는 첫 피크점은 3, 3, 3.2 Hz, 두 번째 피크점은 5.5, 5.6, 4.9 Hz, 세 번째 피크점은 12, 16, 18 Hz로 나타났으며, 크기는 첫 피크점은 41.25, 39.32, 26.05 dB, 두 번째 피크점은 28.53, 25.93, 20.84 dB, 세 번째 피크점은 30.44,

14.57, 8.91 dB로 나타났다. 각 피크점에서 크기가 Rubber에 비해 Passive는 1.93, 2.62, 15.51 dB 감소하였으며, Semi-active는 15.20, 8.52, 25.31 dB 감소하였다. 또한 Semi-active는 피크점 마다 Passive에 비해 13.27, 5.90, 9.79 dB 만큼 더 감소하였다.

ISO 2631-1에 따르면, 운전자 전신 진동은 주파수에 따라 인간의 건강과 안락함에 미치는 영향이 다르기 때문에 평가 항목(health, comfort, perception, and motion sickness)과 축 방향에 따른 주파수 가중 함수(frequency weighting function)가 달라지며, 이를 진동 신호에 적용하여 평가한다. 본 연구 내용과 관련이 있는 승차감(ride comfort) 또는 안락함(comfort) 항목에 대한 수직축 방향의 주파수 가중 함수는 그림 6.5와 같으며, 3 ~ 18 Hz에서 비교적 큰 가중치를 갖는다. 시뮬레이션 수행 결과, 현가장치를 장착한 트랙터는 가중치가 높은 주파수 대역(3 ~ 18 Hz)에서 수직 가속도를 저감시킬 수 있으며, 슬라이딩 모드 제어 알고리즘을 추가로 적용하면 수동 현가장치를 장착했을 때보다 평균적으로 9.65 dB만큼 더 효과적으로 수직 가속도를 저감할 수 있음을 확인하였다.

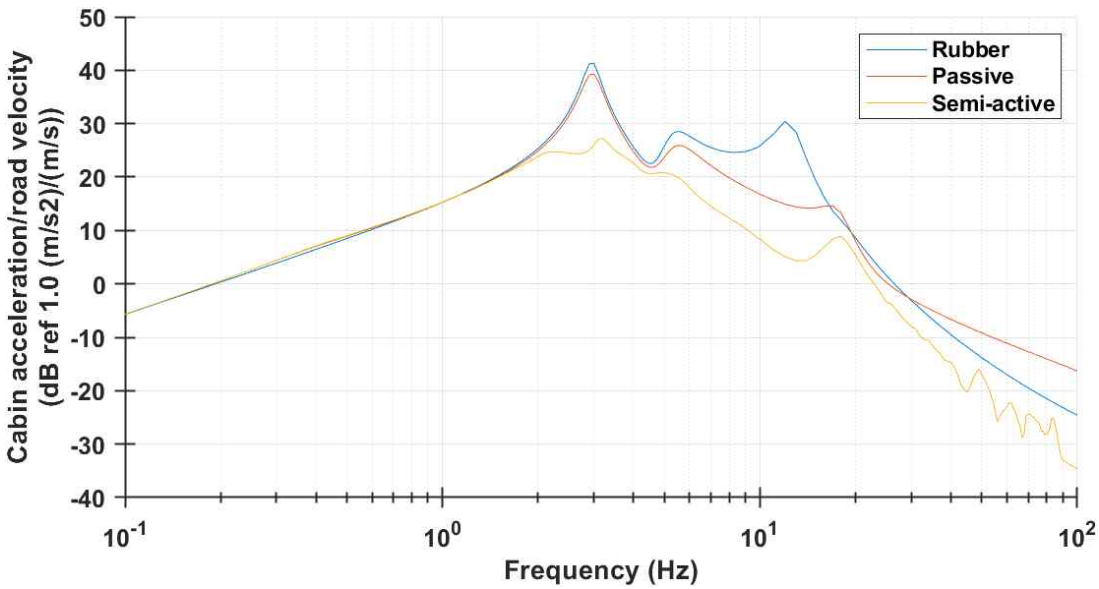



**Figure 6.4** Comparison of frequency response for tractor cabin acceleration according to suspension type.

Table 6.1 Comparison of frequency and magnitude of peak point for tractor cabin acceleration according to suspension type

| | 1st peak | | 2nd peak | | 3rd peak | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Freq, Hz | Mag, dB | Freq, Hz | Mag, dB | Freq, Hz | Mag, dB |
| Rubber | 3.0 | 41.26 | 5.5 | 28.53 | 12.0 | 30.44 |
| Passive | 3.0 | 39.32 | 5.6 | 25.93 | 16.0 | 14.92 |
| Semi-active | 3.2 | 27.23 | 4.9 | 20.84 | 18.0 | 5.13 |

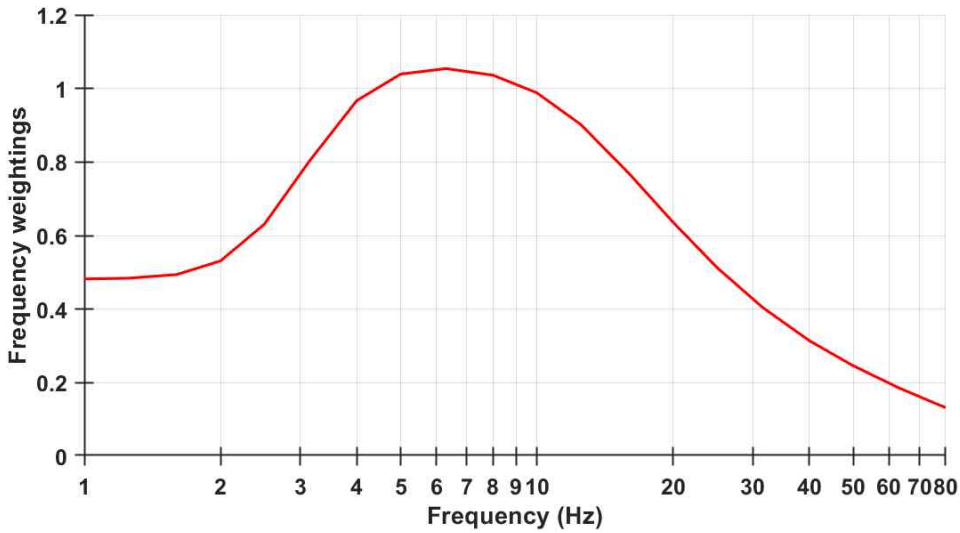



Figure 6.5 Frequency weighting of vibration signal for vertical direction given in ISO 2631-1.

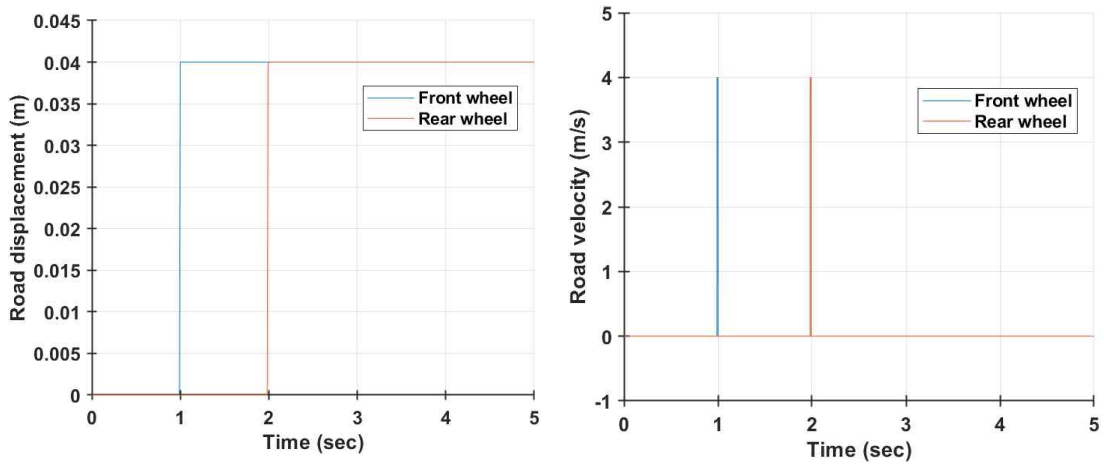
### 6.2.2. 시간 영역 분석

두 번째 노면 조건인 계단 입력을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 트랙터 동역학 모델의 노면 속도 입력의 개수는 전륜과 후륜으로 2개이며, 전륜과 동일한 프로파일의 입력이 트랙터의 주행 속도에 따라 식 (4.62)와 같이 계산된 시간만큼 지연되어 후륜에도 입력된다.

트랙터의 주행 속도는 5, 7, 10 km/h로, 계단 입력의 형상은 $0.04m(40mm)$ 높이에 기울기는 $4m/\sec$으로 선정하였다. 그림 6.6은 트랙터 주행 속도가 10 km/h일 때 노면 변위(a)와 속도(b)의 프로파일을 나타낸 것이다. 트랙터 주행 속도에 따른 고무마운트 트랙터 모델(rubber mount), 수동 현가장치 트랙터 모델(passive), 반능

동 현가장치 트랙터 제어 모델(semi-active)에서 캐빈의 수직 가속도 결과는 그림 6.7~6.9에 나타내었다.

그림 6.7~6.9의 결과를 보면, 트랙터 주행 속도에 관계없이 고무마운트 트랙터 모델, 수동 현가장치 트랙터 모델, 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델 순서대로 전체적인 피크값이 감소하는 경향을 보였다. 5 km/h에서 최대 피크점은 고무마운트 트랙터 모델에서 23.14 $m/s^2$이며, 수동 현가장치 트랙터 모델은 15.06 $m/s^2$로 35% 감소하였고, 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델은 7.80$m/s^2$로 67% 감소하였다. 식(6.1)에 따라 계산한 제곱평균제곱근(root mean square, RMS)은 고무마운트 트랙터 모델에서 2.52$m/s^2$, 수동 현가장치 트랙터 모델에서 1.72$m/s^2$, 반능동 현강장치 트랙터 제어 모델에서 1.15$m/s^2$으로 고무마운트 트랙터 모델을 기준으로 각각 32%, 55% 감소하였다. 이는 고무마운트가 장착된 트랙터에서 고무마운트를 수동 현가장치로 변경하기만 하면 승차 진동을 32% 정도 저감할 수 있으며, 슬라이딩 모드 제어기를 이용하여 반능동 현가장치를 제어하면 캐빈 가속도를 55% 정도 감소시킬 수 있음을 의미한다. 시속 7 km와 시속 10 km에서도 같은 경향성이 나타났으며, 그 결과를 표 6.2~6.3에 정리하였다. 비율(Ratio)는 고무마운트 트랙터 모델의 수직 가속도 크기 대비 수동 및 현가장치 트랙터 모델의 수직 가속도 크기의 비율을 나타낸 것이다.




(a) Road displacement input, $z_r$ (b) Road velocity input, $\dot{z}_r$

**Figure 6.6** Step road input for tractor model.

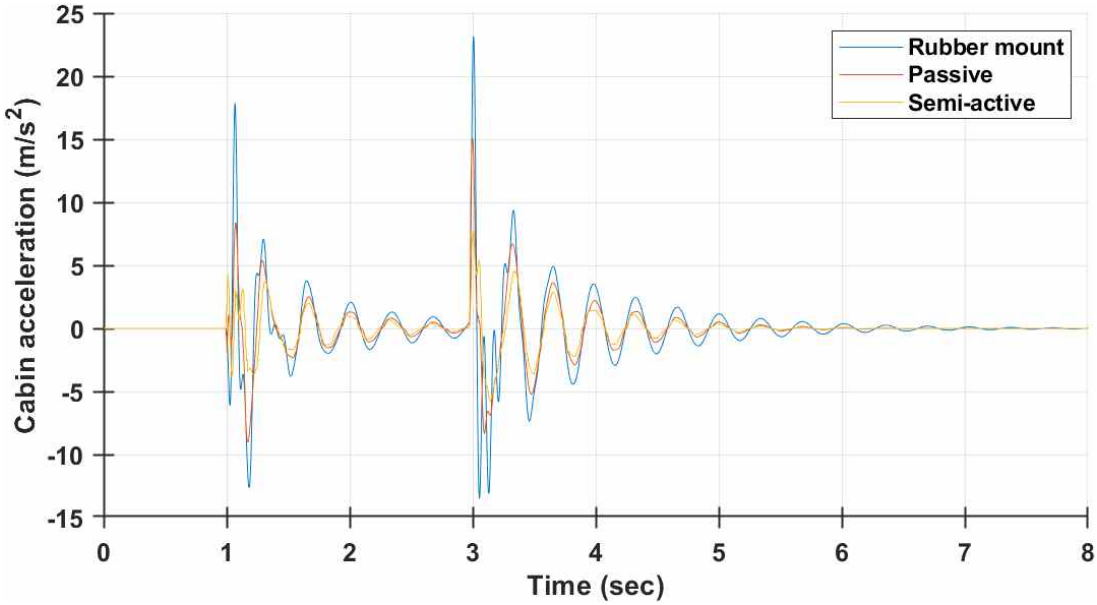



Figure 6.7 Comparison of tractor cabin acceleration for step input according to suspension type at 5 km/h vehicle speed.

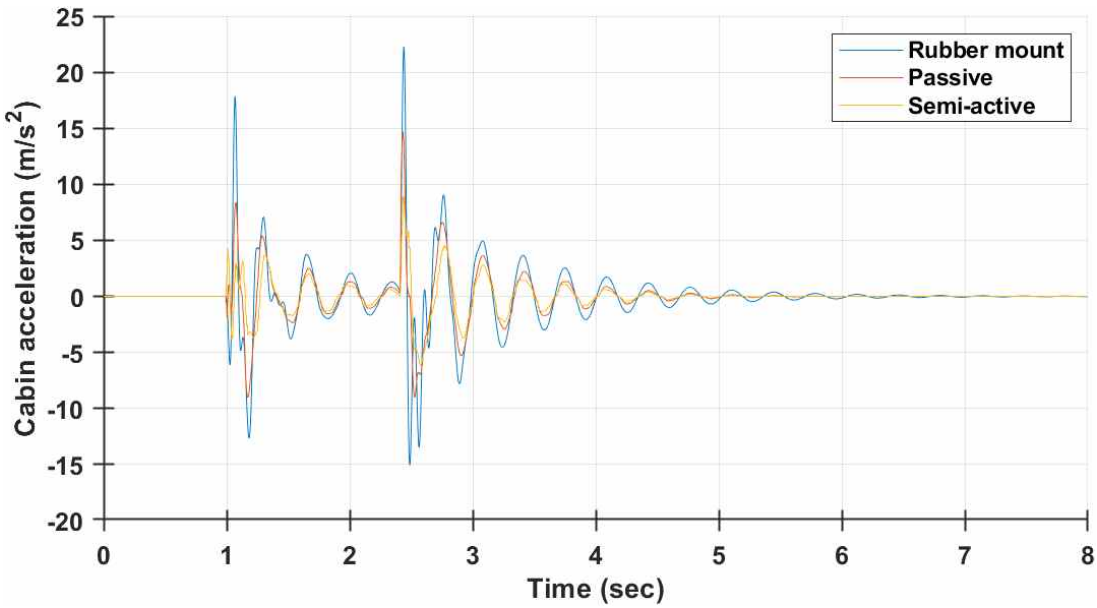



Figure 6.8 Comparison of tractor cabin acceleration for step input according to suspension type at 7 km/h vehicle speed.

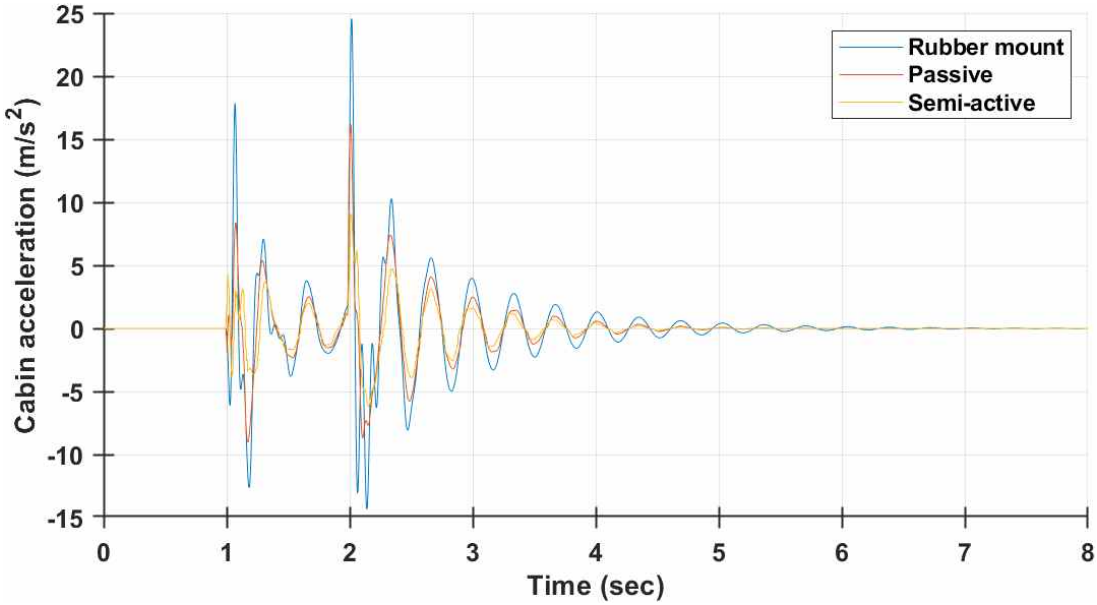



**Figure 6.9** Comparison of tractor cabin acceleration for step input according to suspension type at 10 km/h vehicle speed.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N}|x_n|^2} \tag{6.1}$$

**Table 6.2** Peak value of tractor cabin acceleration at step input

| | Tractor velocity | | Peak value | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | Rubber mount | Passive suspension | Semi-active suspension |
| Step input | $5\,km/h$ | Acceleration, $m/s^2$ | 23.14 | 15.06 | 7.80 |
| | | Ratio,% | - | 65.06 | 33.71 |
| | $7\,km/h$ | Acceleration, $m/s^2$ | 22.27 | 14.69 | 8.91 |
| | | Ratio,% | - | 65.96 | 40.02 |
| | $10\,km/h$ | Acceleration, $m/s^2$ | 24.58 | 16.22 | 9.07 |
| | | Ratio,% | - | 65.99 | 36.89 |

Table 6.3 RMS value of tractor cabin acceleration at step input

| | Tractor velocity | | RMS value | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | Rubber mount | Passive suspension | Semi-active suspension |
| Step input | $5\,km/h$ | Acceleration, $m/s^2$ | 2.52 | 1.72 | 1.15 |
| | | Ratio,% | - | 68.17 | 45.42 |
| | $7\,km/h$ | Acceleration, $m/s^2$ | 2.54 | 1.72 | 1.19 |
| | | Ratio,% | - | 67.61 | 46.73 |
| | $10\,km/h$ | Acceleration, $m/s^2$ | 2.66 | 1.83 | 1.23 |
| | | Ratio,% | - | 68.90 | 46.41 |

그림 6.10는 1 ~ 7초 동안 시뮬레이션 결과의 오차($e(t)$)와 오차의 미분값($\dot{e}(t)$)을 이용한 슬라이딩 모드 제어 알고리즘의 위상 평면(phase plane)을 나타낸 것이다. 노면 가진이 시작되는 1초 지점($e(1), \dot{e}(1)$)에서 시스템이 정상 상태에 도달한 7초 지점($e(7), \dot{e}(7)$)까지를 나타내었다. 위상 경로(phase trajectory)는 노면 가진의 시작 지점에서 출발하여 슬라이딩 평면 근방에 도달한 후 원점을 향해 수렴하는 것을 확인할 수 있었다.

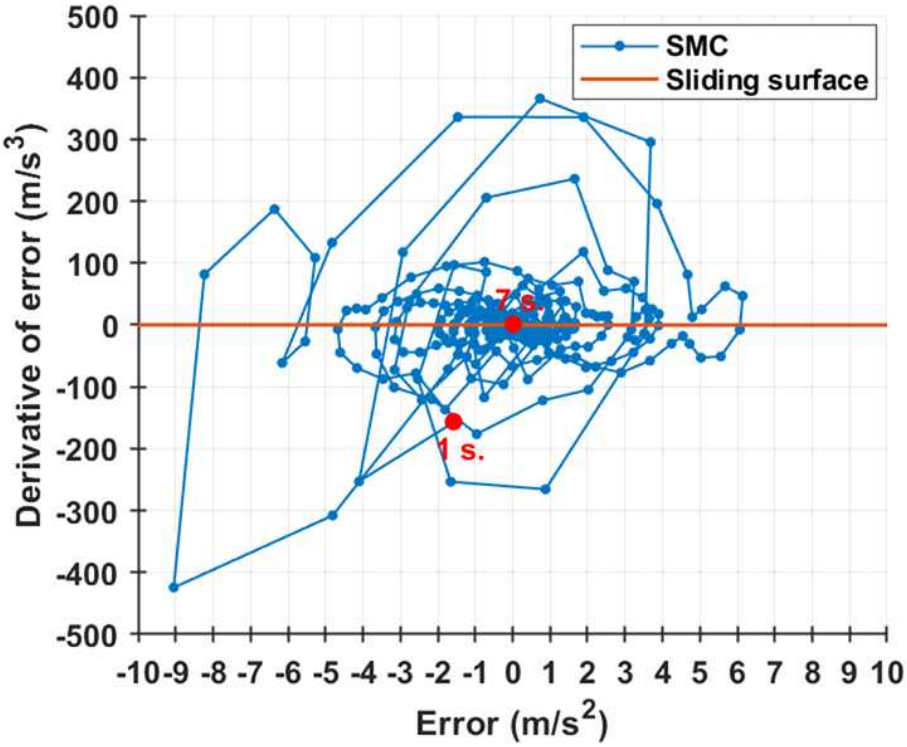
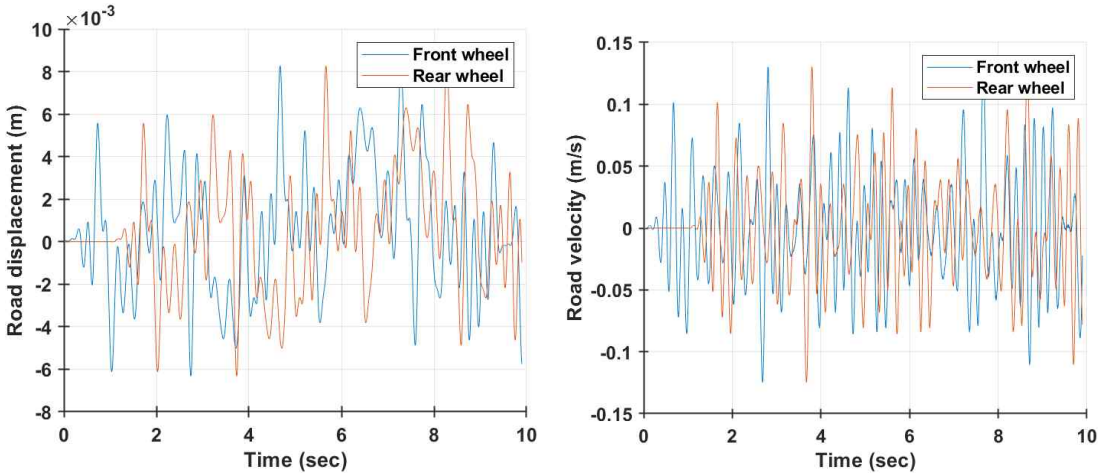



**Figure 6.10** Convergence of phase trajectories to sliding surface in error space($e$ vs $\dot{e}$ plane) shown during 1~7 sec.

세 번째 노면 조건은 ISO 8608의 노면 등급(road class) A, B, C를 사용하였으며, 트랙터의 주행 속도는 5 km/h로 시간 지연을 계산하여 전륜과 후륜에 노면을 입력하였다. 계단 입력과 마찬가지로 ISO 8608 노면 형상은 노면의 변위이고, 트랙터 동역학 모델에는 변위를 미분한 속도로 입력된다. 그림 6.11은 ISO 8608 노면 등급 C의 노면 변위(a)와 속도(b)의 프로파일을 나타낸 것이다. 노면 등급에 따른 고무마운트 트랙터 모델(rubber mount), 수동 현가장치 트랙터 모델(passive), 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델(semi-active)에서 캐빈의 수직 가속도 결과는 그림 6.12~6.14에 나타내었고 최대 피크의 크기와 RMS값을 표 6.4과 6.5에 정리하였다.

그림 6.12~6.14의 결과를 보면, 3가지 노면 등급에서 고무마운트 트랙터 모델, 수동 현가장치 트랙터 모델, 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델 순서대로 전체적인 피크값이 감소하는 경향을 보였다. 그림 6.14의 노면 등급 C에서 최대 피크점은 고무마운트 트랙터 모델에서 7.01$m/s^2$이며 수동 현가장치 트랙터 모델은 5.89$m/s^2$로 16% 감소하였고, 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델에서는 4.91$m/s^2$로 30% 감소하였다. RMS 값은 고무마운트 트랙터 모델에서 2.45$m/s^2$, 수동 현가장치 트랙터 모

델에서 $1.77\,m/s^2$, 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델에서 $1.44\,m/s^2$으로 고무마운트 트랙터 모델을 기준으로 각각 28%, 41% 감소하였다. ISO 8608 노면 조건에서도 슬라이딩 모드 제어기는 반능동 현가장치의 감쇠력을 조절하여 효과적으로 승차진동을 저감함을 확인하였다.




(a) Road displacement input: Class C (b) Road velocity input: Class C

**Figure 6.11** ISO 8608 road input for tractor model.

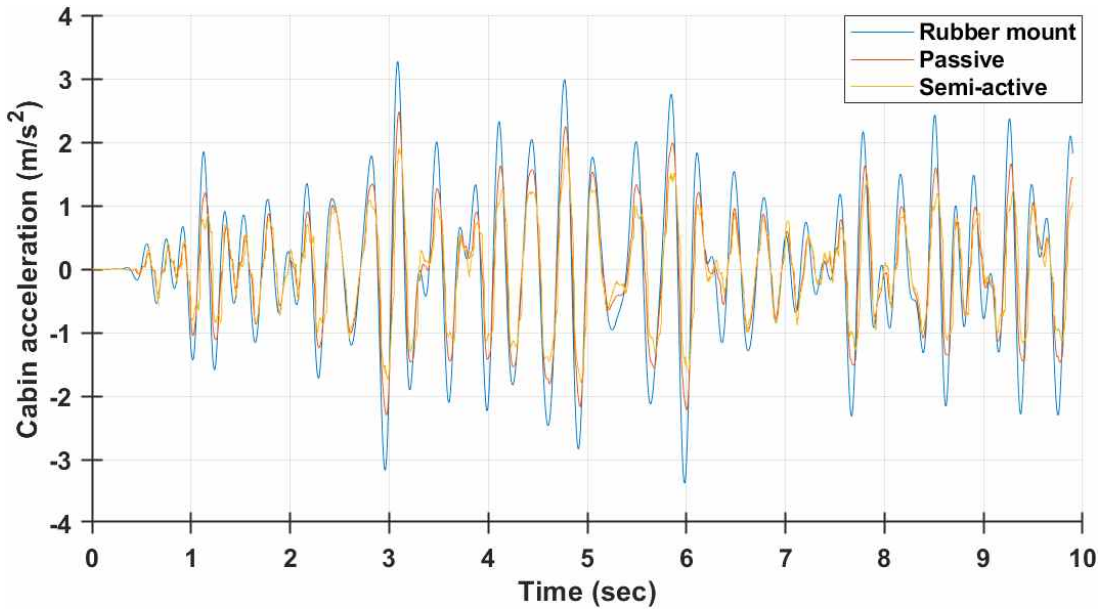



**Figure 6.12** Comparison of tractor cabin acceleration for ISO 8608 road class A according to suspension type.

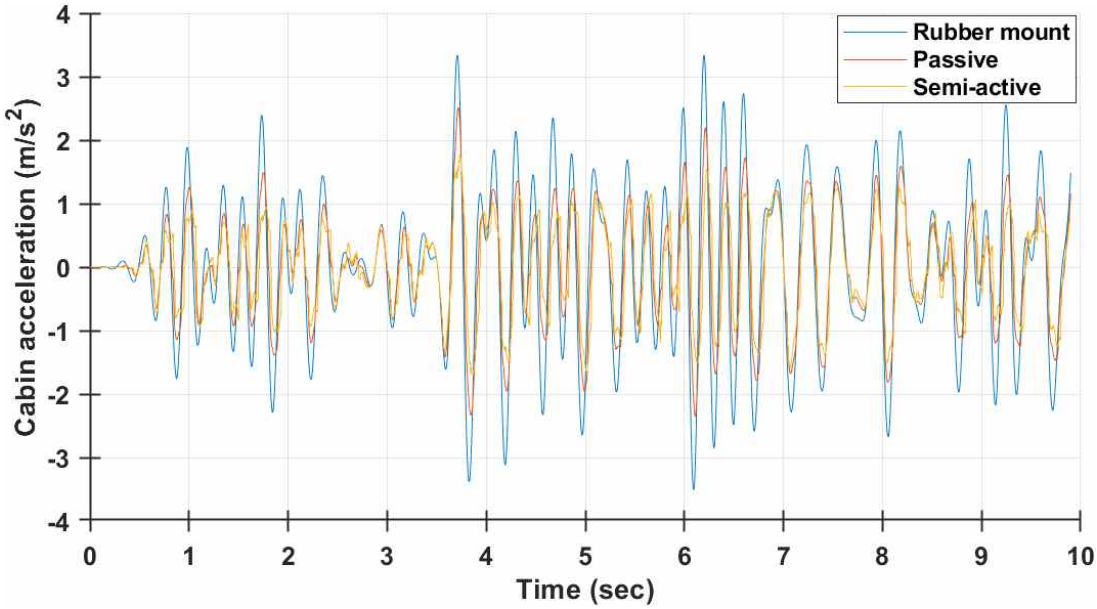



**Figure 6.13** Comparison of tractor cabin acceleration for ISO 8608 road class B according to suspension type.

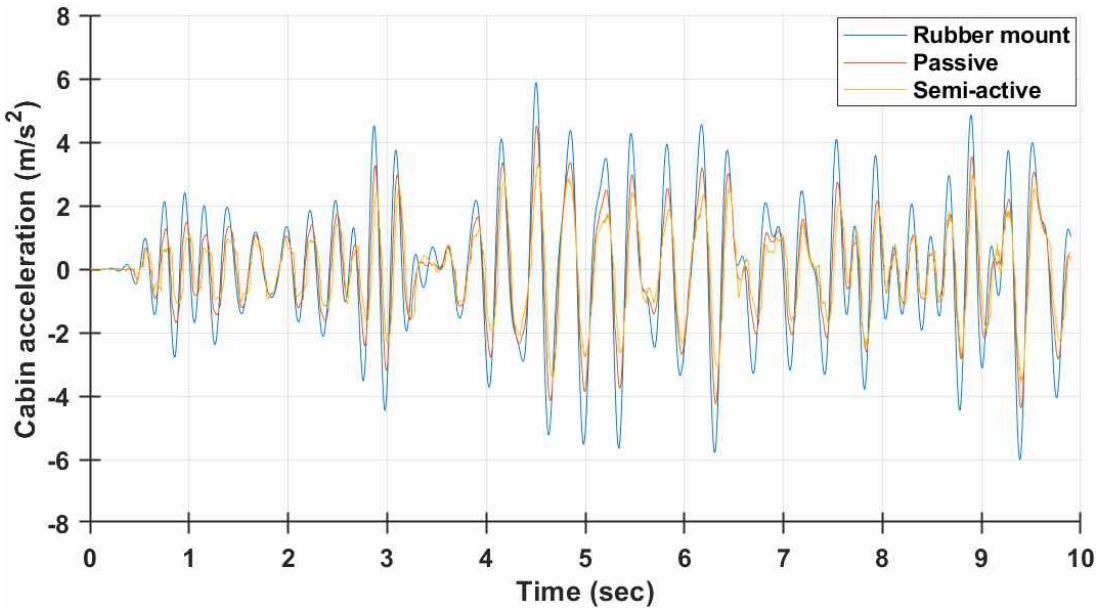



**Figure 6.14** Comparison of tractor cabin acceleration for ISO 8608 road class C according to suspension type.

**Table 6.4** Peak value of tractor cabin acceleration at ISO road input

| | Road type | | Peak value | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | Rubber mount | Passive suspension | Semi-active suspension |
| ISO road input | Class A | Acceleration, $m/s^2$ | 3.76 | 2.81 | 2.21 |
| | | Ratio,% | - | 74.86 | 58.85 |
| | Class B | Acceleration, $m/s^2$ | 3.98 | 2.65 | 2.05 |
| | | Ratio,% | - | 66.49 | 51.45 |
| | Class C | Acceleration, $m/s^2$ | 7.01 | 5.89 | 4.91 |
| | | Ratio,% | - | 83.98 | 69.99 |

**Table 6.5** RMS value of tractor cabin acceleration at ISO road iput

| | Road type | | RMS value | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | Rubber mount | Passive suspension | Semi-active suspension |
| ISO road input | Class A | Acceleration, $m/s^2$ | 1.24 | 0.89 | 0.77 |
| | | Ratio,% | - | 72.10 | 61.85 |
| | Class B | Acceleration, $m/s^2$ | 1.47 | 1.01 | 0.84 |
| | | Ratio,% | - | 68.98 | 57.25 |
| | Class C | Acceleration, $m/s^2$ | 2.45 | 1.77 | 1.44 |
| | | Ratio,% | - | 72.03 | 58.82 |

## 6.3. Hardware-in-the-Loop 시뮬레이션

본 장에서는 슬라이딩 모드 제어기를 이용한 반능동 현가장치 제어 알고리즘의 HILS에 대해 설명한다. 슬라이딩 모드 제어기의 성능을 평가하는 것이므로 반능동 현가장치 트랙터 제어 모델만을 이용해서 시뮬레이션을 수행하였다.

### 6.3.1. Hardware-in-the-Loop 시뮬레이션 시스템 구축

본 논문의 제어 알고리즘 성능의 검증을 위한 HILS는 실제 제어기를 대상으로 하며 호스트 컴퓨터(host PC), 실시간 연산장치(target PC), 임베디드 시스템으로 구성된다. 임베디드 시스템은 실제 제어기를 의미하며, 실시간 연산장치는 대상 제어기 외의 모든 소프트웨어 모델을 연산하는 장치이다. 호스트 컴퓨터는 HIL 시뮬레이션의 동작과 정지, 변수 설정 및 변경 등의 전반적인 조작을 하는 역할이다 [38].

수동 트랙터 모델과 반능동 트랙터 모델의 경우, 제어 알고리즘이 없기 때문에 HILS 시험을 진행하지 않는다. 따라서 반능동 트랙터 제어 모델이 HILS 시험 대상 모델이며, 크게 시스템 모델과 제어기 모델로 나눌 수 있다. 시스템 모델은 트랙터 동역학 모델과 비례제어밸브 모델, 반능동 현가장치 감쇠계수 특성 곡선 모델이다. 제어기 모델은 PI 제어기, 외란관측기, 슬라이딩 모드 제어기 모델이 있다. 시스템 모델은 실시간 연산장치에, 제어기 모델은 임베디드 시스템에 다운로드되고 서로 루프를 이루며 연산이 진행된다.

HILS 시험의 대상 하드웨어로써 실제 제어기 역할을 해줄 임베디드 시스템은 독일 dSpace사의 범용제어기인 MicroAutoBox를 사용하였다. MicroAutoBox는 고속 실시간 연산이 가능한 전자제어장치로, Matlab/Simulink를 이용하여 설계한 제어 알고리즘을 바로 다운로드할 수 있어 범용제어기로서 사용이 용이하다. 대상 하드웨어 외의 소프트웨어 부분인 시스템 모델은 dSpace사의 SCALEXIO 장비를 사용하여 연산이 진행된다. 그림 6.15(a)는 MicroAutoBox의 사진이고 그림 6.15(b)는 SCALEXIO 사진이며, HILS 개략도는 그림 6.16에 나타내었다.

(a) MicroAutoBox

(b) SCLAEXIO

**Figure 6.15** MicroAutoBox and SCALEXIO.

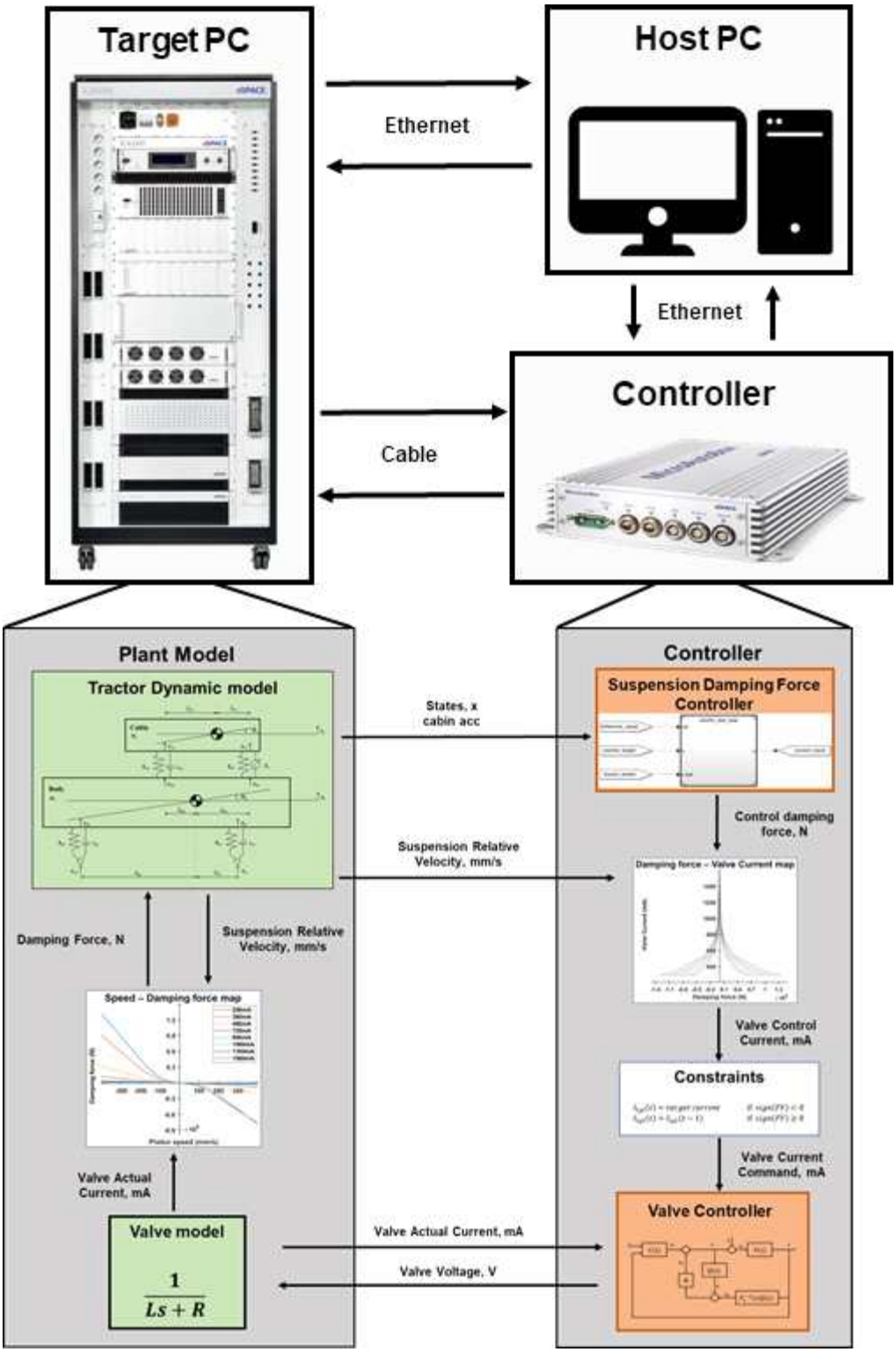



**Figure 6.16** Schematic diagram of HILS.

### 6.3.2. Hardware-in-the-Loop 시뮬레이션 결과

HILS를 통한 반능동 현가장치 제어기의 성능 평가 시험은 MILS 시험과 동일한 조건에서 수행되었다. 첫 번째 노면 조건에 대한 시험은 노면 조건이 계단 입력으로 차속을 5, 7, 10 km/h으로 변화시키며 수행되었고, 두 번째 노면 조건에 대한 시험은 노면 조건이 ISO 8608의 Road Class로 Class를 A, B, C로 변화시키며 수행되었다. 시험 결과는 노면 조건에 대한 캐빈 수직 가속도를 확인하였으며, 시간 영역에서 MILS의 시험 결과와 비교하였다.

첫 번째 노면 조건에 대한 MILS와 HILS의 시험 결과를 그림 6.17~6.19에 나타내었다. 시험 결과, 차속과 상관없이 전륜에 계단 입력이 가해질 때 MILS는 매번 동일한 가속도가 나타났으나, HILS는 미세하게 피크값이 달라지는 것을 확인할 수 있었다. 차속에 따른 변화는 전륜과 후륜 사이의 시간 간격뿐이기 때문에, 전륜에 계단 입력이 가해질 때는 차속과 상관 없이 동일한 조건임에도 HILS에서는 결과가 달라졌다. 이는 HILS에서는 제어기와 시스템 모델 사이에서 전선(cable)을 이용한 아날로그 신호 교환이 이루어지며, 전선을 지나 교환되는 아날로그 신호들은 노이즈와 외란의 영향을 받기 때문인 것으로 판단된다. 시험 결과 노이즈와 외란으로 인한 영향으로 HILS의 결과가 MILS의 결과와 완전히 동일하게 나타나지는 않지만 그 차이는 미소하여 고무마운트와 반능동 현가장치와 비교하여 승차진동 저감에 효과적인 성능을 보이고 있다고 판단된다.

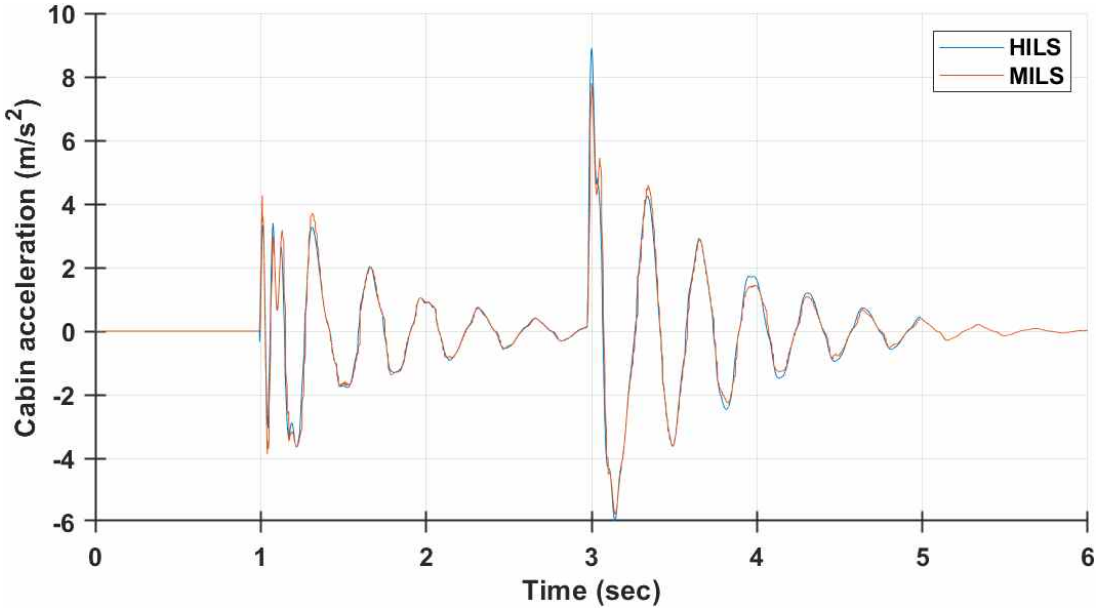



**Figure 6.17** Test results comparison between MILS and HILS at 5 km/h.

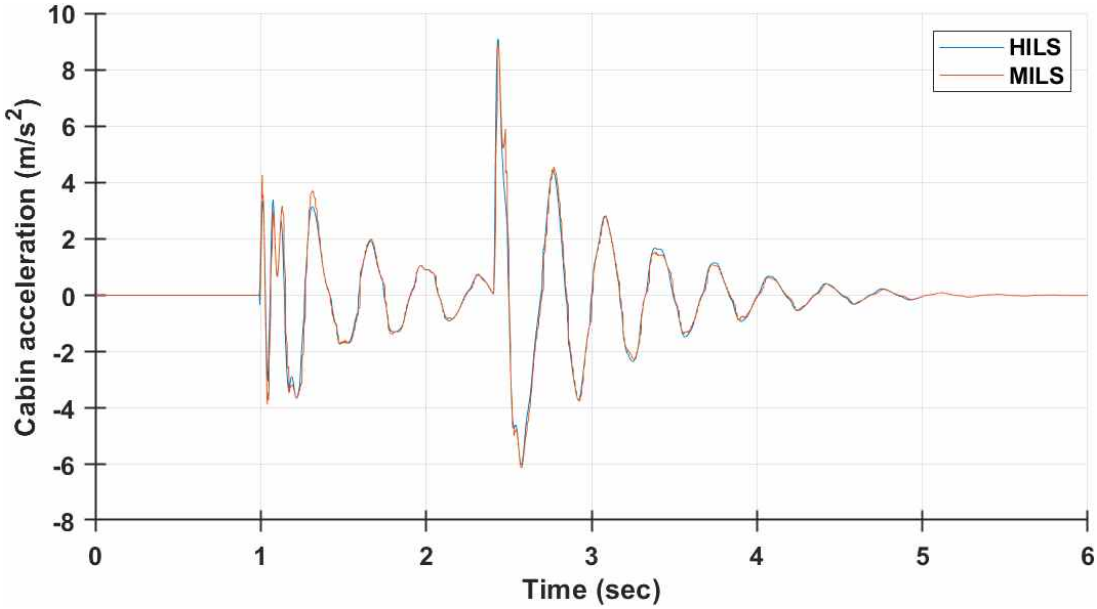



**Figure 6.18** Test results comparison between MILS and HILS at 7 km/h.

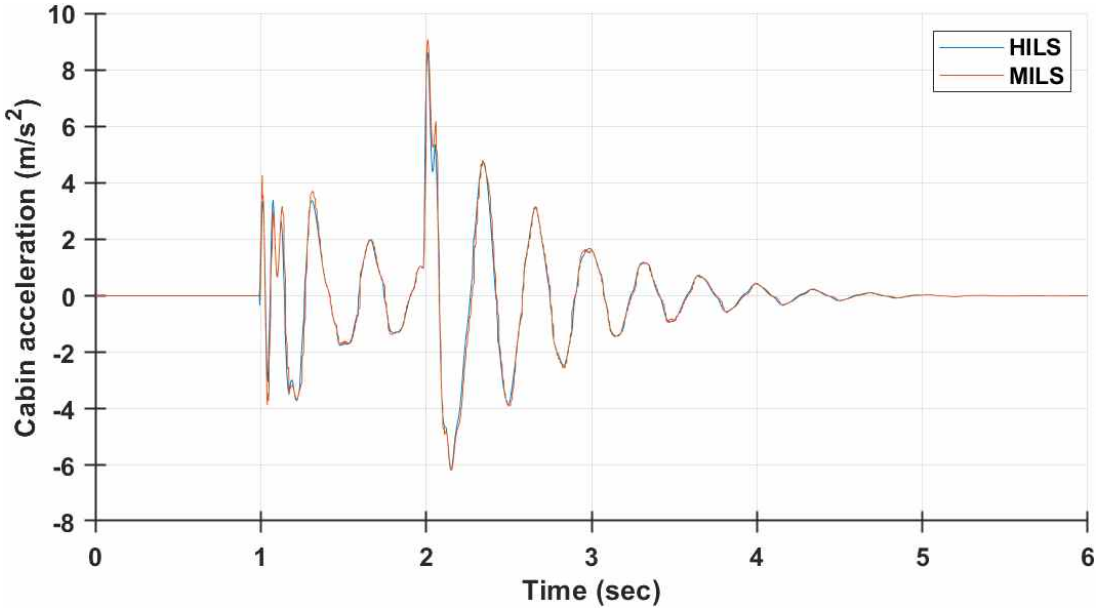



Figure 6.19 Test results comparison between MILS and HILS at 10 km/h.

두 번째 노면 조건에 대한 MILS와 HILS의 시험 결과를 그림 6.20~6.22에 나타내었으다. 계단 입력의 결과와 마찬가지로 미소한 차이만이 발생하였으며, 피크와 RMS 값을 보면 MILS와 큰 차이가 나타나지 않는다. 이는 ISO 8608 Road Class와 같은 랜덤 노면에 대해서도 슬라이딩 모드 제어기에 의한 승차진동 저감 성능이 충분히 나타난다고 판단된다.

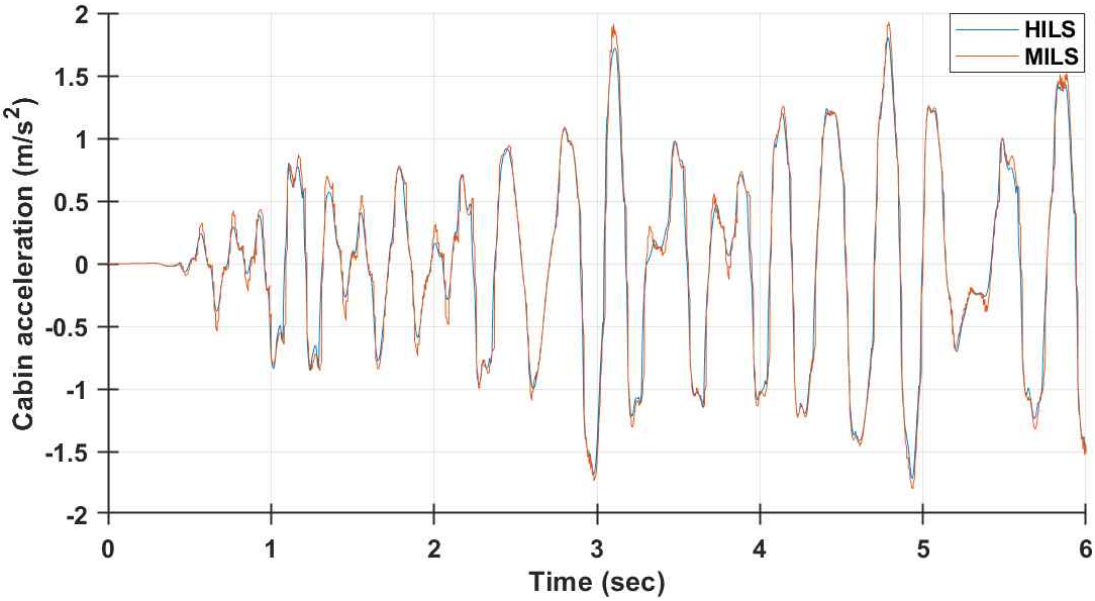



**Figure 6.20** Test results comparison between MILS and HILS at ISO A.

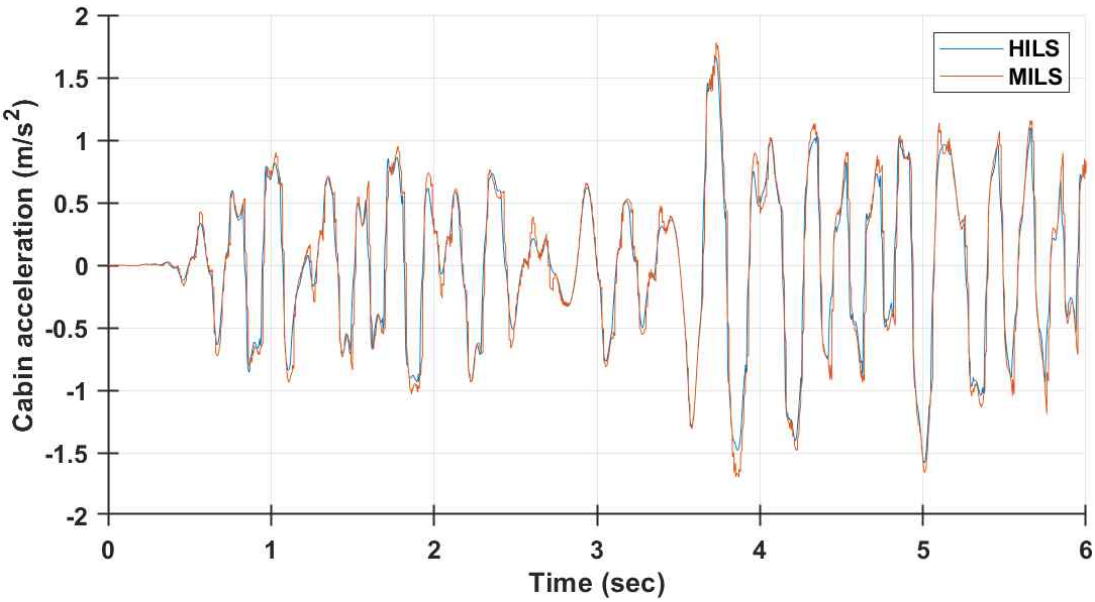



**Figure 6.21** Test results comparison between MILS and HILS at ISO B.

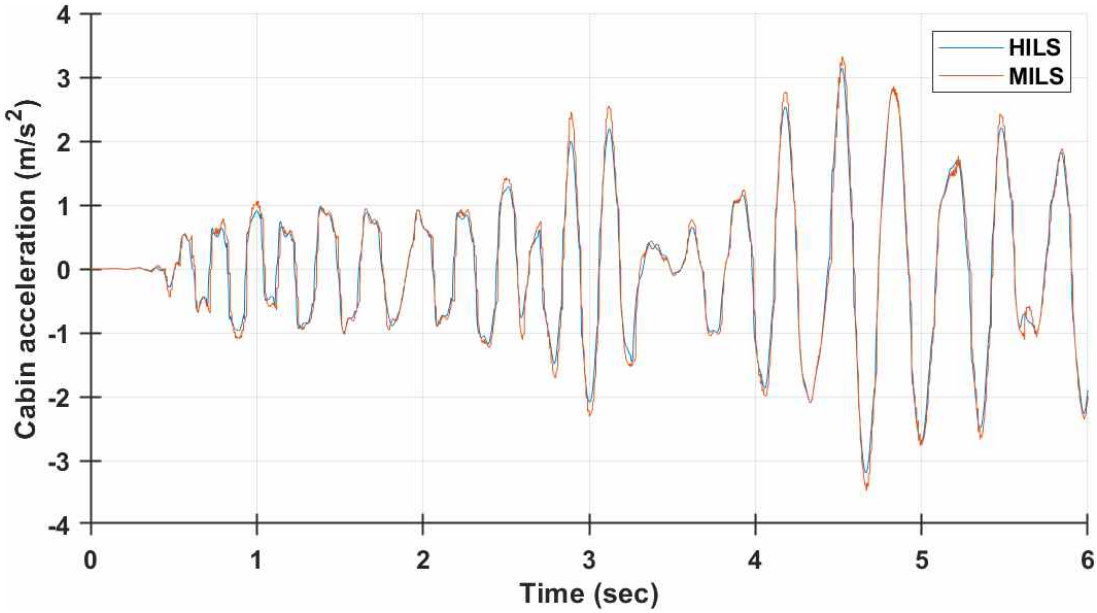



Figure 6.22 Test results comparison between MILS and HILS at ISO C.

# 7. 결론

본 논문은 트랙터 캐빈의 승차진동을 저감하기 위하여, 강인 제어 기법인 슬라이딩 모드 제어를 이용하한 트랙터 캐빈용 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발하고자 하였다. 제어 알고리즘을 개발하고 성능을 평가하기 위하여 반능동 현가장치가 장착된 1/2 트랙터 동역학 모델을 개발하였고 시험을 통해 검증하였다. 반능동 현가장치 제어 알고리즘의 성능을 평가하기 위해 검증된 동역학 모델을 이용하여 고무마운트와 수동 현가장치가 장착된 트랙터 모델을 개발하였고 반능동 현가장치 트랙터 모델과 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 또한 제어 알고리즘의 강인성과 실시간성을 비교하기 위하여 HILS 시스템을 구축하고 시험을 수행하였다. 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 반능동 현가장치가 장착된 트랙터 모델을 개발하고 상태 공간 표현식으로 나타내었다. 1/2 트랙터 동역학 모델의 정확도를 높이기 위해서 반능동 현가장치의 비선형적 특성을 반영하였으며, 비례제어밸브 전류의 동적 특성을 구현하는 모델을 개발하여 트랙터 동역학 모델과 통합하였다. 반능동 현가장치의 비선형적 특성과 밸브의 특성은 시험을 통해 측정하였으며, 밸브 특성 시험 결과를 통해, 온도에 따른 시스템 모델의 불확실성이 존재함을 확인하였다.

2) 동적 특성이 구현된 비례제어밸브 모델에서 실제 전류가 기준 전류를 적절하게 추종할 수 있도록 PI 제어 알고리즘을 적용하였다. PI 제어 알고리즘과 슬라이딩 모드 제어 알고리즘의 성능 저하를 방지하기 위하여 시스템의 불확실성을 보상해줄 수 있는 외란관측기를 추가로 적용하여 비례제어밸브 전류 추종 알고리즘을 개발하였다.

3) 1/2 트랙터 동역학 모델을 대상으로 캐빈의 승차진동을 저감시키기 위하여 슬라이딩 모드 제어 기반 반능동 현가장치 제어 알고리즘을 개발하였다. 캐빈의 수직가속도가 감소하도록 슬라이딩 평면을 구성하였고 현가장치의 감쇠력을 제어 입력으로 지정하였다. 또한 반발력 방향으로만 작용하는 반능동 현가장치의 제약이 구

현될 수 있도록 제어 알고리즘을 개발하였다.

4) 개발된 반능동 현가장치 제어 알고리즘의 성능을 시뮬레이션을 통해 평가하였다. 승차진동 저감 성능을 평가하기 위하여 고무마운트 트랙터 모델과 수동 현가장치 트랙터 모델의 시뮬레이션 결과와 비교하였다. 시뮬레이션의 노면 입력 조건은 차속 변화에 따른 계단 입력과 ISO 8608 노면 등급으로 두가지 조건에서 수행되었으며, 고무마운트 대비 수동 현가장치와 제어 알고리즘을 적용한 반능동 현가장치의 승차진동 저감 효과를 확인하였다. 시뮬레이션 결과, 모든 노면 조건에서 수동 현가장치를 장착하여도 큰 승차진동 저감 효과를 보였으나 제어 알고리즘을 이용한 반능동 현가장치에서 성능이 더 뛰어남을 확인할 수 있었다.

5) 반능동 현가장치 제어 알고리즘의 강인성과 실시간성을 확인하기 위하여, 실제 제어기를 대상으로 하는 HILS 시스템을 구축하였다. HIL 시뮬레이션을 수행하고 결과를 MIL 시뮬레이션 결과와 비교하였다. MIL 시뮬레이션과 HIL 시뮬레이션의 결과가 상당히 일치하는 것을 확인하였으며, 이를 통해 개발된 제어 알고리즘이 노이즈와 외란에 강인하며 실시간성을 만족하는 것을 확인할 수 있었다.

# 8. 참고 문헌

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

[2] Bovenzi, M., & Betta, A. (1994). Low-back disorders in agricultural tractor drivers exposed to whole-body vibration and postural stress. Applied ergonomics, 25(4), 231-241.

[3] 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.

[4] Nguyen, V. N., & Inaba, S. (2011). Effects of tire inflation pressure and tractor velocity on dynamic wheel load and rear axle vibrations. Journal of Terramechanics, 48(1), 3-16.

[5] 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.

[6] Suggs, C. W., & Huang, B. K. (1969). Tractor cab suspension design and scale model simulation. Transactions of the ASAE, 12(3), 283-0285.

[7] 정수식, 김경욱, & 문계송. (1993). 농용 (農用) 트랙터의 승차진동 (乘車振動) 평가에 관한 연구 (III)-승차진동의 측정과 평가. 바이오시스템공학 (구 한국농업기계학회지), 18(3), 191-198.

[8] 김호중, & 김경욱. (2008). 농업용 트랙터의 승차 진동 수준 평가. 바이오시스템공학 (구 한국농업기계학회지), 33(3), 151-156.

[9] 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.

[10] Ahmadian, M., & Pare, C. A. (2000). A quarter-car experimental analysis of

alternative semiactive control methods. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 11(8), 604-612.

[11] Hu, Y., Chen, M. Z., & Sun, Y. (2017). Comfort-oriented vehicle suspension design with skyhook inerter configuration. Journal of Sound and Vibration, 405, 34-47.

[12] Unger, A., Schimmack, F., Lohmann, B., & Schwarz, R. (2013). Application of LQ-based semi-active suspension control in a vehicle. Control Engineering Practice, 21(12), 1841-1850.

[13] Liu, Z., Ren, H., Chen, S., Chen, Y., & Feng, J. (2020). Feedback linearization Kalman observer based sliding mode control for semi-active suspension systems. IEEE Access, 8, 71721-71738.

[14] 황진권, & 송철기. (2006). 모델 불확실성에 대한 외란 관측기를 가진 차량 ABS 의 슬라이딩 모드 제어. Journal of the Korean Society for Precision Engineering, 23(4), 44-51.

[15] 최규재, 노기한, 유영면, & 김혁. (2001). 실시간 Hardware-in-the-loop 시뮬레이션을 이용한 반능동 현가시스템 특성 평가. 한국자동차공학회논문집, 9(6), 186-194.

[16] Butsuen, T. (1989). The design of semi-active suspensions for automotive vehicles (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).

[17] 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.

[18] Marzbanrad, J., Poozesh, P., & Damroodi, M. (2013). Improving vehicle ride comfort using an active and semi-active controller in a half-car model. Journal of Vibration and Control, 19(9), 1357-1377.

[19] Yakhni, M. F., Ali, M. N., & El-Gohary, M. A. (2021). Magnetorheological damper voltage control using artificial neural network for optimum vehicle ride comfort. Journal of Mechanical Engineering and Sciences, 15(1), 7648-7661.

[20] Ahmed, O. B., & Goupillon, J. F. (1997). Predicting the ride vibration of an agricultural tractor. Journal of terramechanics, 34(1), 1-11.

[21] Sarami, S. (2010). Development and evaluation of a semi-active suspension system for full suspension tractors.

[22] Zheng, E., Zhong, X., Zhu, R., Xue, J., Cui, S., Gao, H., & Lin, X. (2019). Investigation into the vibration characteristics of agricultural wheeled tractor-implement system with hydro-pneumatic suspension on the front axle. Biosystems Engineering, 186, 14-33.

[23] Crosby, M. J., & Karnopp, D. C. (1973). The active damper: a new concept for shock and vibration control. Shock and Vibration Bulletin, 43(4), 119-133.

[24] Karnopp, D., & Crosby, M. (1974). U.S. Patent No. 3,807,678. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

[25] Ahmadian, M., & Pare, C. A. (2000). A quarter-car experimental analysis of alternative semiactive control methods. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 11(8), 604-612.

[26] Unger, A., Schimmack, F., Lohmann, B., & Schwarz, R. (2013). Application of LQ-based semi-active suspension control in a vehicle. Control Engineering Practice, 21(12), 1841-1850.

[27] Kurczyk, S., & Pawełczyk, M. (2013). Fuzzy control for semi-active vehicle suspension. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 32(3), 217-225.

[28] Guo, D. L., Hu, H. Y., & Yi, J. Q. (2004). Neural network control for a semi-active vehicle suspension with a magnetorheological damper. Journal of Vibration and Control, 10(3), 461-471.

[29] Chen, B. C., Shiu, Y. H., & Hsieh, F. C. (2011). Sliding-mode control for semi-active suspension with actuator dynamics. Vehicle System Dynamics, 49(1-2), 277-290.

[30] Choi, K., Oh, J., Kim, H. S., Han, H. W., Park, J. H., Lee, G. H., ... & Park, Y. J. (2020). Experimental study on the dynamic characteristics of hydro-pneumatic semi-active suspensions for agricultural tractor cabins. Applied Sciences, 10(24), 8992.

[31] Elmer, K. F., & Gentle, C. R. (2001). A parsimonious model for the

proportional control valve. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 215(11), 1357-1363.

[32] 고영준, 김영준, & 김정수. (2016). 외란 관측기를 이용한 모형 자율 주행 자동차의 강인 속도 제어. 제어로봇시스템학회 논문지, 22(5), 339-345.

[33] 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.

[34] Oh, j. s, Lim, D.U. Optimization of Cab Suspension Using Tractor-Ride Vibration Simulation Model (accept 예정)

[35] 김인혁, 최대식, & 손영익. (2011). PI 관측기의 불확실성 추정을 이용한 표면 부착형 영구자석 동기기의 전류 제어기 설계. 전기학회논문지, 60(5), 1011-1016.

[36] 권철. (2001). 외란 관측기를 이용한 강인한 슬라이딩 모드 로봇 경로 추적 제어기 설계. 박사학위논문, 연세대학교 대학원, 서울

[37] Shim, H., & Joo, Y. J. (2007, December). State space analysis of disturbance observer and a robust stability condition. In 2007 46th IEEE Conference on Decision and Control (pp. 2193-2198). IEEE.

[38] 장인규. (2008). CVT 전자 제어 시스템 개발을 위한 ECU-in-the-loop simulation system 환경 구축에 관한 연구. 석사학위논문, 성균관대학교 대학원, 서울

# Abstract

## Development of Control Algorithm for Tractor Semi-Active Cabin Suspension based on Sliding Mode Control

Kyeongdae Kim
Department of Biosystems Engineering
The Graduate School
Seoul National University

Tractors travel on uneven ground and are mainly used for agricultural work with large load fluctuations. The resulting ride vibration of the tractor poses a threat to the health of the worker. Therefore, several studies have been done to reduce the ride vibration of the tractor cabin, but there are still ride vibrations that exceed the international standard. Cabin suspension is drawing attention as a way to effectively reduce ride vibrations. Among passive, semi-active, and active suspensions that can be used as cabin suspension, studies have been conducted on semi-active suspension because of its low power loss and excellent ride vibration reduction performance.

Studies to control semi-active suspension were mainly conducted on passenger cars. There are many research cases that effectively reduce ride vibration of passenger car through various control techniques such as skyhook, optimal control, fuzzy logic, and sliding mode control. However, since tractor is systematically different from passenger car of which sprung mass is greater than the unsprung mass, research considering the tractor structure is needed.

Research on tractors equipped with semi-active suspension remains in research using optimal control techniques. However, the optimal control technique may deteriorate control performance due to the uncertainty of the system parameter that may arise from the failure to accurately measure the complex system of the tractor and the fact that the working environment which is easily exposed to disturbance.

Therefore, in this study, a half-car tractor dynamic model considering a tractor structure was developed, and the accuracy of the model was improved by reflecting the dynamic characteristics of the semi-active suspension and the proportional control valve current. And a semi-active suspension control algorithm was developed and applied to the dynamic model, using sliding mode control which is one of the robust control technique. The performance of the control algorithm was evaluated by comparing the simulation results. According to the simulation results, it was confirmed that the vertical acceleration of the cabin in the tractor equipped with the semi-active suspension decreased by 55% when the input road condition was a step input and decreased by 41% when the ISO8608 road level. And Hardware-in-the-Loop simulation was conducted on controllers to verify the real-time property of the developed control algorithm.

**Keywords** : tractor ride vibration, tractor dynamic model, semi-active suspension, sliding mode control

**Student Number** : 2020-26978

# 9. 부록

부록 A : 고무마운트

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I & 0 & -R_b^T(R_t^T)^{-1} \\ -R_c^T(M_c)^{-1}R_cK_r & -R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_r & 0 & R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_r R_b^T(R_t^T)^{-1} \\ 0 & 0 & 0 & I \\ R_t^T(M_b)^{-1}R_bK_r & R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_r & -R_t^T(M_b)^{-1}R_tK_t & -R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_rR_b^T(R_t^T)^{-1} + R_t^T(M_b)^{-1}R_tC_t \end{bmatrix}$$

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

부록 B : 반능동 현가장치

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I & 0 & -R_b^T(R_t^T)^{-1} \\ -R_c^T(M_c)^{-1}R_cK_s & -R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{s1} & 0 & R_c^T(M_c)^{-1}R_cC_{s1} R_b^T(R_t^T)^{-1} \\ 0 & 0 & 0 & I \\ R_t^T(M_b)^{-1}R_bK_s & R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_{s1} & -R_t^T(M_b)^{-1}R_tK_t & -R_t^T(M_b)^{-1}R_bC_{s1}R_b^T(R_t^T)^{-1} + R_t^T(M_b)^{-1}R_tC_t \end{bmatrix}$$

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

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