

工學碩士 學位論文

기능성 유체를 이용한 가변감쇠
마운트의 슬라이딩 모드 제어



이 論文은 金成河 氏에 由來 提出함

2005년 2월

釜慶大學校 大學院

메카트로닉스工學 協同課程

金 成 河

金成河의 工學碩士 學位論文을 認准함

2004年 12月 23日

主 審 工學博士 梁 注 鎬



委 員 工學博士 安 永 供



委 員 工學博士 鄭 碩 權



목 차

Abstract	1
제1장 서론	
1.1 연구배경	3
1.2 연구목적 및 내용	4
제2장 진동제어시스템	7
2.1 기존의 제어 방식	7
2.1.1 Passive control system	7
2.1.2 Active control system	7
2.1.3 Semi-active control system	8
2.2 Passive, semi-active sky-hook, semi-active sliding mode control의 제어 원리	10
2.2.1 Passive control	10
2.2.2 Semi-active sky-hook control	11
2.2.3 Semi-active sliding mode control	12
2.3 각 제어시스템의 성능 상호 비교	15
2.3.1 초기 변위응답	15
2.3.2 bump성 외란응답	19
2.3.3 주기성 외란응답	24
제3장 소형의 기능성 유체 마운트의 슬라이딩 모드 제어	36
3.1 기능성 유체 마운트	38

3.1.1	기능성 유체 마운트의 모델링 -----	38
3.1.2	기능성 유체 마운트의 동특성 해석 -----	38
3.2	슬라이딩 모드 제어기 설계 및 안정성 해석 -----	41
3.2.1	슬라이딩 모드 도달조건 이용법 -----	43
3.2.1	Lyapunov 함수 이용법 -----	45
3.3	수치 시뮬레이션 및 고찰 -----	51
제4장	결론 -----	61
부 록	-----	63
A-1	슬라이딩 모드 제어 시뮬레이션 프로그램 -----	63
참고문헌	-----	68
감사의 글	-----	70

Sliding Mode Control for Variable-damping Mount Using Functional Fluid

Sung-Ha Kim

*Department of Mechatronics Engineering, Graduate School
Pukyong National University*

Abstract

Vibration can often lead to a number of undesirable circumstances. For example, vibration of an automobile or truck can lead to driver discomfort and eventually, fatigue. Structural or mechanical failure can often result from sustained vibration. Electronic components used in airplanes, automobiles, machines, and so on, may also fail because of vibration, shock and sustained vibration input.

One of the most effective ways to reduced unwanted vibration is to design a vibration isolation system. This system can isolate the source of vibration from the system of interest or to isolate the device from the source of vibration.

In this paper, We deal with vibration isolation of a functional fluid mount for precision equipment of automobiles. Precision equipment is disturbed by unwanted vibration such as low frequency vibration due to rough road and high frequency vibration due to engine. So It is necessary to suppress cyclic vibrations over a wide range of frequencies. The functional fluids such as MR(Magneto-Rheological) and ER(Electro-Rheological) fluid have variable damping elements which are changed by variations of the applied magnetic field strength or electric field strength. On the assumption that the mount has these functional fluids, we modeled the functional fluid mount

and designed its controller.

We present the robust control scheme, based on conventional sliding mode control theory, for the design of a stable controller that is capable of isolating the vibration due to various disturbances such as bump and sinusoidal excitations, and is insensitive to parametric uncertainties of the functional fluid mount. We got stable controller with using Lyapunov stability theory The controller is then realized by using a semi-active control condition in simulations.

As a result of simulations, we can know that the proposed control manner has more excellent performance than other control manners.

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

진동은 우리가 설계한 시스템이나 사용 중인 기계장치 등을 바람직하지 못한 환경으로 이끌 수 있다. 예를 들어, 자동차나 트럭에서의 진동은 운전자에게 불편함과 피로를 줄 수 있다. 그리고 특히 반복되는 진동은 구조물과 기계의 파손을 일으키는 주된 요인이 된다. 또한, 비행기, 자동차, 기계 등에 사용되는 전자 요소들은 진동, 충격, 그리고 지속적인 진동의 인가에 의해서 극단적으로 파손될 수도 있다.

이와 같이 장치에 현저한 피해를 초래하는 진동의 응답으로는 변위, 속도, 그리고 가속도가 있는데 일반적으로 가속도의 크기가 사람에게 의해 가장 잘 감지될 수 있는 반면, 구조물의 잠재적인 손상을 가장 잘 나타내는 지수로는 속도의 진폭이 널리 이용된다. 일반적으로, 진동의 주파수와 변위의 범위는 광학기계나 복잡한 의학장비같은 정밀함을 필요로 하는 장비에서 0.1Hz에서 1Hz 사이에 약 10^{-4} mm이며 큰 빌딩들에서 0.1Hz에서 5Hz 사이에 대략 10mm에서 1000mm정도이다. 기계의 진동은 10Hz에서 1000Hz의 범위 사이에 수 mm 이하에서 수 cm의 변형을 가진다⁽¹⁾.

원하지 않는 진동을 감소시키는 가장 효과적인 방법은 진동의 근원을 없애거나 변화시키는 것이다. 만약 그렇게 할 수 없다면, 시스템을 진동의 원인으로부터 절연시키거나 진동절연시스템(vibration isolation system)을 설계함으로써 가능해진다. 진동절연은 진동절연기(vibration isolator) 혹은 진동 절연마운트(vibration isolating mount)라고 불리는 특별한 장치를 포함하는 보조적인 시스템에 의해 진동의 근원과 보호되어야 할 대상을 분리하는 진동제어기법 중의 하나이다. 이와 같은 진동절연 시스템의 성능 향상을 위한 제어 기술들은 크게 수동제어(passive control)와 능동제어(active control)로 나뉘며, 수동제어와 능동제어를 조

합한 형태로서 준 능동제어(semi-active control)⁽⁵⁾가 있다.

수동제어는 주로 점성과 탄성을 함께 지닌 고무와 같은 재료를 사용하여 행해진다. 능동제어는 압축기나 유압펌프와 같은 액츄에이터를 이용하여 저주파 영역에서 수동제어에 비해 절연 성능을 상당히 개선시킬 수 있다. 그러나 고 비용, 구조의 복잡성, 낮은 신뢰성으로 인해 여전히 수동제어시스템이 많이 사용되고 있다. 수동제어에서 점성과 탄성재료의 최적화를 통해 제어성능의 향상을 가져오긴 했지만 폭넓은 운전 주파수에서도 높은 제진효과를 유지하고, 불규칙적인 충격 가진시에도 시스템을 보호하기 위한 제어시스템으로 준 능동제어가 최근 주목을 받고 있다. 이것은 외부에서 부가하는 전기장 및 자기장의 변화에 따라서 유체가 가지는 유동학적 특성이 변화하는 기능성유체인 ER(electro-rheological)유체나 MR(magneto-rheological)유체가 등장함으로써 가능해졌다.

1.2 연구목적 및 내용

본 논문에서 다룰 대상은 자동차 탑재용 정밀기기의 지지 기구용 소형 마운트이다. 이 마운트는 제어용 컴퓨터, 지도정보용 DVD플레이어, 음악용 CD플레이어 등과 같은 전자장치의 작동 신뢰성을 향상시키기 위해 불필요한 진동으로부터 진동을 절연시키는 역할을 한다. 따라서, 이 마운트는 노면의 굴곡에 의한 저주파수 진동에서부터 엔진에 의한 고주파수 진동에 이르기까지 폭 넓은 주파수 범위의 진동 전달을 억제하는 것이 필요하다. 현재 이와 같은 정밀기기의 지지 기구로서는 고점도 실리콘유를 주입한 소형 마운트 등이 널리 이용되고 있다. 이는 기본적으로 수동적인 감쇠기라고 할 수 있다. 수동적인 감쇠기는 공진주파수 부근에서 전달률을 작게 하기 위해 감쇠계수의 크기를 주로 크게 정한다. 이는 저주파수 영역에서 높은 제진성능을 제공하지만 고주파수 영역에서는 감쇠계수의 크기가 작은 감쇠기와 비교해 전달률이 나빠지고 소음을 유발한다. 이 소형 마운트에 기능성 유체인 MR유체와 ER유체를 주입함으로써

자기장과 전기장에 의해 가변하는 감쇠요소를 갖는 준 능동형 마운트⁽²⁻³⁾로 간주하여 연구를 수행한다.

진동절연 시스템에서 감쇠가 클 경우 공진주파수에서 변위 또는 힘의 전달률을 억제하지만, 고주파수 영역에서는 오히려 진동절연 성능이 나빠진다. 반대로, 감쇠가 작을 경우 고주파수 영역에서 진동절연 성능을 향상시키지만, 공진주파수에서 변위 또는 힘의 전달률을 크게 할 수 있다. 이와 같은 상충문제를 해결하기 위해, Karnopp에 의해 제안된 스카이 훅(sky-hook)모델의 감쇠력의 크기와 같은 제어력을 갖도록 가변 감쇠(variable damping)를 조절하는 준 능동 제어조건(semi-active control condition)을 이용하였다.

모든 제어 문제에서 실제 모델과 제어기 설계를 위한 수학적 모델 사이에는 실제적인 차이가 있다. 모델링 된 운동방정식에 포함되지 않은 비선형 부분, 시스템 파라미터의 변화, 선형시스템으로 모델의 간략화에 따른 고차항의 생략 등에 의해 차이가 생기게 된다. 제어기 설계자는 이런 실제 플랜트와 모델의 불일치에도 불구하고 제어계에 요구되는 성능을 낼 수 있도록 제어기를 설계해야만 한다.

제어계의 구조가 변하는 이론을 가변구조제어계(Variable Structure Control System) 이론이라 하는데 가장 체계화된 이론이 슬라이딩 모드 제어 이론이다. 슬라이딩 모드 제어에서 제어시스템은 스위칭 함수(switching function)의 근처 안에 시스템의 상태들이 놓이도록 한 후에 구속되도록 설계된다. 슬라이딩 모드 제어는 다음과 같은 두 가지의 주요한 이점을 가진다⁽¹⁶⁻¹⁸⁾.

- (1) 스위칭 함수의 적절한 선택으로 시스템의 동적 거동이 정해진다⁽¹⁸⁾.
- (2) 페루프 응답은 불확실성에 대해 전적으로 둔감하다⁽¹⁸⁾.

진동시스템에서 강성계수와 감쇠계수의 정확한 측정은 거의 불가능하며, 차량의 경우, 사람과 화물의 싯고 내림에 의해 질량의 변화와 엔진과

노면에 의한 외란의 변화 또한 다양하다. 이와 같은 조건하에서도 실제로 요구되어지는 성능을 낼 수 있는 능력을 가진 제어기를 설계하고자 한다.

따라서, 본 논문에서는 진동제어시스템에서 제어입력을 유도하기 위한 제어 알고리즘은 로버스트(robust)제어법 가운데 하나인 슬라이딩 모드 제어(sliding mode control) 방법을 이용하였다. 그리고 성능을 비교하기 위해 수동제어(passive control), 준 능동 스카이 훅 제어(semi-active sky-hook control), 준 능동 슬라이딩 모드 제어(semi-active sliding mode control)를 각각 적용하여 동일한 진동절연 시스템에 대해 시뮬레이션을 행하였고 그 결과를 상호 비교하였다.

우선, 간단한 1자유도 시스템인 질량-감쇠-스프링 시스템에 대해 과도 응답과 정상응답을 구하여 준 능동 슬라이딩 모드 제어의 우수한 성능을 보였으며, 다음으로 소형 기능성 유체 마운트를 기계적으로 모델링하여 각 제어 방식에 의한 진동절연 성능을 상호 비교하였다. 그리고 슬라이딩 모드 제어기를 설계할 때, 다음과 같은 두 가지의 방법으로 제어된 시스템의 안정성 판별과 제어기 설계를 하였다.

- 1) 슬라이딩 모드 도달조건을 이용하는 방법⁽¹⁶⁾
- 2) 리아프노프 이론(Lyapunov theory)을 이용하는 방법⁽¹⁷⁾

제 2 장 진동 제어시스템

2.1 기존의 제어방식

2.1.1 Passive control system

수동제어 시스템에서 제어력은 시스템의 응답을 이용하여 만들어 낸다. 즉, 외부 전원(external power source)을 사용하지 않고 제어력을 만들며, 스프링과 같은 유연한 강철, 고무와 같은 점성과 탄성을 함께 지닌 재료, 그리고 점성유체와 미끄럼 마찰과 같은 전단력을 가지는 유체에 의해 시스템의 진동에너지를 소산시킨다.

Fig. 2.1은 수동제어 시스템을 개념적으로 나타낸 것이다. 이 시스템은 외란에 의해 발생하는 시스템의 응답을 미리 예상하고 특정 운전범위에서 설계사양을 충족시키는 강성과 감쇠를 가지는 적절한 재료를 정하는 형태이다. 제어 시스템의 강성과 감쇠는 인가되어지는 외란에 대해서 그 한계까지 견디도록 용량성을 가지는 적절한 제진성능을 낼 수 있도록 설계되어진다. 따라서, 신뢰성이 높으며, 상대적으로 싼 설비 비용, 간단한 구조로 산업현장이나 특히, 건설현장에서는 널리 사용되고 있다. 그러나, 이 수동제어의 단점은 고정된 감쇠(damping)로 인해 성능이 제한된다는 점이다.

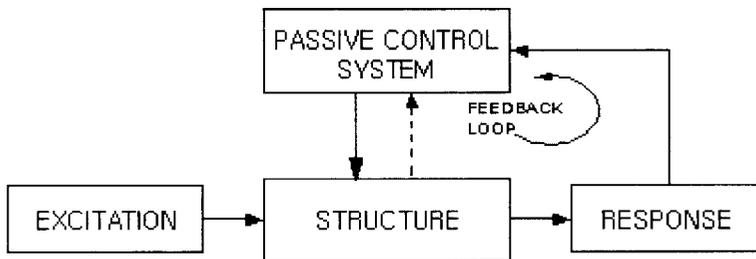


Fig. 2.1 A schematic diagram of passive control system

2.1.2 Active control system

능동제어는 수동제어에 비해 진동절연 성능을 상당히 개선시킬 수 있다. 그러나, 능동제어는 양호한 진동절연을 위해 압축기 또는 펌프와 같은 큰 에너지원, 센서, 제어기, 액추에이터, 서보 밸브, 스위칭 장치와 컴퓨터 제어등을 필요로 한다. 그러므로, 이 제어는 고 비용, 구조의 복잡성 그리고 비교적 낮은 신뢰성으로 인해, 이 제어를 행함에 있어 제약이 따른다.

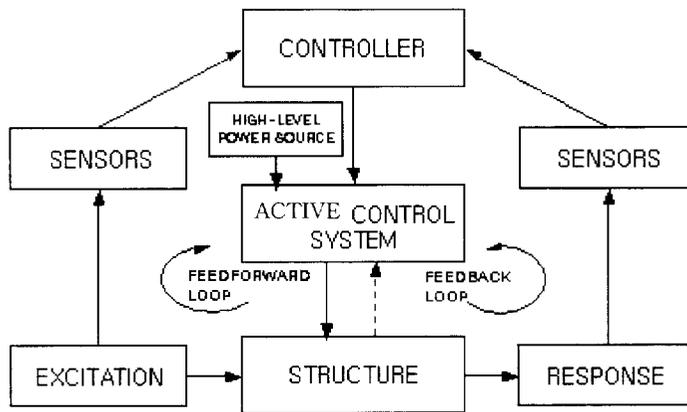


Fig. 2.2 A schematic diagram of active control system

능동 제어시스템은 Fig. 2.2와 같이 외란 또는 시스템의 응답을 센서로 측정하고 그 센서로부터의 피드백 신호를 이용해 시스템이 요구하는 제어력의 크기를 결정한다. 시스템 응답의 반대 방향의 제어력을 이용함으로써 응답을 감소시키므로, 수동제어에 비해 운전범위가 넓고 제어의 유연성을 가진다.

2.1.3 Semi-active control system

준 능동제어는 수동제어와 능동제어의 특징들을 결합한 시스템으로 능동시스템의 제어 유연성과 수동시스템의 용량성을 동시에 가진다. 대표

적인 장치로 MR유체마운트와 ER유체마운트가 있으며, 이들은 안전하고 신뢰할 수 있는 진동 제어 성능을 발휘한다.

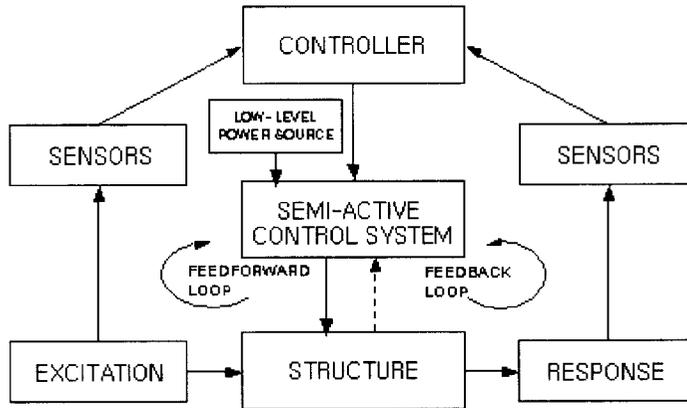


Fig. 2.3 A schematic diagram of semi-active control system

Fig. 2.3은 준 능동제어 시스템의 개념을 나타낸 것으로 능동제어 시스템과 구조는 같지만, 제어 시스템을 구동하기 위한 전원은 능동제어에 비해 낮은 레벨의 전원을 사용한다. 수동시스템처럼 시스템의 움직임(응답)을 이용하여 제어력을 만든다. 또한 능동시스템처럼 제어기는 절연장치의 강성과 감쇠계수를 선택하기 위해 피드백 신호들을 모니터링하고 적절한 제어신호를 만들어 낸다.

준 능동 제어시스템은 능동 가변 강성(active variable stiffness)과 능동 가변 감쇠기(active variable damper)의 두 부류를 포함하고 있다. 능동 가변 강성은 시스템의 강성을 조절함으로써 시스템과 외진(external vibration) 사이의 비공진 조건을 확립한다. 능동 가변 감쇠기는 유체, 마찰, ER 그리고 MR유체마운트 등과 같은 추가적인 에너지 소실 장치에 의해 이들의 기계적 특성들에서의 조작이 응답의 큰 감소를 가져오도록 조절되어진다. 특히, 이 능동 가변 감쇠기의 개발에 의해 진보된 제어기술의 발전을 가져왔다.

2.2 Passive, semi-active sky-hook, semi-active sliding mode control의 제어 원리

진동 절연장치에서, 큰 감쇠는 공진주파수에서 변위 또는 힘의 전달률을 억제하지만, 고주파수영역에서는 진동절연이 나빠진다. 작은 감쇠는 고주파수 영역에서 진동 절연성능을 향상시키지만, 도리어 공진주파수에서 변위 또는 힘의 전달률을 크게 할 수도 있다.

이와 같은 상충문제를 해결하기 위해, 초기에는 Karnopp에 의해 제안된 스카이 훅 모델과 같은 감쇠력을 같도록 가변 감쇠를 조절하는 준 능동 스카이 훅 제어를 이용하였으나, 최근 최적제어나 슬라이딩 모드제어와 같은 진보된 제어기법을 적용한 사례가 늘고 있다. 따라서, 본 절에서는 외란에 강인한 제어기법 중 하나인 슬라이딩 모드제어를 적용한 준 능동 슬라이딩 모드제어의 진동 절연성능을 타 제어시스템과 비교 검토해 보고자 한다.

성능 비교를 위해 우선 가변 감쇠를 가지는 1자유도 시스템에 대해 수동제어, 준 능동 스카이 훅 제어, 준 능동 슬라이딩 모드제어를 각각 행하였으며 그 결과를 비교해 본다.

감쇠계수는 상한과 하한사이에서 그 크기가 조절되어 질 수 있는 것으로 가정하여, 가변 감쇠계수를 다음과 같이 정의한다.

$$C_{\min} \leq C(t) \leq C_{\max} \quad (2.1)$$

2.2.1 Passive control

수동제어시스템은 하나 이상의 스프링과 댐퍼로 구성되며, 시스템들의 진동 허용 수준에 맞게 공진주파수에서는 전달률을 제한하고, 고주파 영역에서는 진동절연을 높이도록 서로 절충하는 성능을 갖도록 스프링과 댐퍼의 파라미터들을 최적화하여 진동을 제어하는 시스템이다.

2.2.2 Semi-active sky-hook control

Fig. 2.4는 Karnopp에 의해 제안된 스카이 훅 모델(좌측)과 가변감쇠를 가지는 진동모델(우측)을 나타낸다.

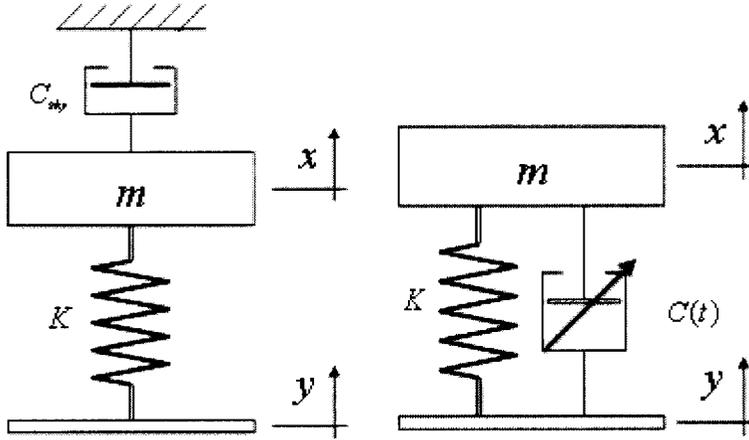


Fig. 2.4 Semi-active sky-hook control system

만약, 질량 m 이 위로 움직인다면 속도 \dot{x} 는 양(positive)이다. 이 때, C_{sky} 에 의한 질량 m 에 작용하는 힘을 고려하면 다음과 같다.

$$F_{sky} = -C_{sky}\dot{x} \quad (2.2)$$

여기서, F_{sky} 는 skyhook force이다.

Fig. 2.4에서, 가변감쇠를 가지는 진동모델의 제어력은 다음과 같다.

$$F(t) = -C(t) \cdot (\dot{x} - \dot{y}) \quad (2.3)$$

이 때 $F(t)$ 와 F_{sky} 가 같은 힘을 가질 수 있어야 한다는 가정 하에, 다음과 같이 감쇠계수를 정의할 수 있다.

$$C(t) = C_{sky} \frac{\dot{x}}{(\dot{x} - \dot{y})} \quad (2.4)$$

그리고 준 능동 스카이 훅 제어 조건은 다음과 같다.

$$C(t) = \begin{cases} C_{sky} & \text{for } \dot{x}(\dot{x} - \dot{y}) > 0 \\ 0 & \text{for } \dot{x}(\dot{x} - \dot{y}) \leq 0 \end{cases} \quad (2.5)$$

2.2.3 Semi-active sliding mode control

Fig 2.5는 가변감쇠를 가지는 1자유도 진동시스템을 나타낸다. 질량 m 의 진동을 제어하기 위한 적절한 제어입력을 얻기 위해 슬라이딩 모드 제어기를 다음과 같이 설계한다. 우선, 슬라이딩 평면을 정하고 등가제어입력을 구한다. 다음으로 슬라이딩 평면 도달조건을 만족하도록 불연속 제어입력항을 결정하고 적절한 스위칭 계인을 선택한다.

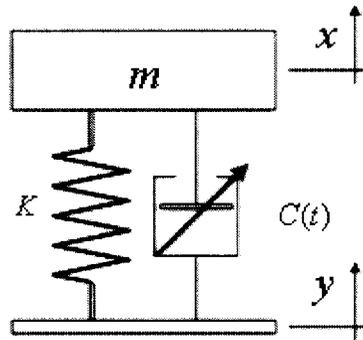


Fig. 2.5 1 DOF system with variable damping

Fig. 2.5의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{x} = -k(x - y) - F_f(t) \quad (2.6)$$

$$\ddot{x} = -\frac{k}{m}(x - y) - \frac{1}{m}F_f(t) \quad (2.7)$$

여기서, 감쇠력 $F_f(t)$ 를 $C(t) \cdot (\dot{x} - \dot{y})$ 라 하고 하첨자 f 는 기능성 유체를 뜻한다. 즉, 전기장이나 자기장에 의해 가변하는 가변감쇠력이다.

슬라이딩 평면을 다음과 같이 정의한다.

$$s(t) = \dot{x} + \lambda x, \quad \lambda > 0 \quad (2.8)$$

여기서, λ 는 슬라이딩 평면의 기울기이다.

$\dot{s} = \ddot{x} + \lambda \dot{x}$ 이고 $\dot{s} = 0$ 으로부터 등가 제어입력을 구하면 다음과 같다.

$$u_{eq} = -k(x - y) + m\lambda \dot{x} \quad (2.9)$$

스위칭면에 도달한 후 그 면에 머무르게 하기 위해서는 (2.9)식에 다음과 같은 불연속항(discontinuous term)이 더해져야 한다.

$$F_d(t) = u_{eq} + G \operatorname{sgn}(s) \quad (2.10)$$

여기서, G 는 스위칭 계인이고, $\operatorname{sgn}(\cdot)$ 는 부호함수(signum function)로서 다음과 같이 정의된다.(하첨자 'd'는 desirable을 뜻한다.)

$$\operatorname{sgn}(s) = \begin{cases} 1 & \text{for } s > 0 \\ -1 & \text{for } s < 0 \end{cases}$$

스위칭 계인 G 는 다음의 슬라이딩 도달조건을 만족하도록 정한다.

$$s\dot{s} < 0 \quad (2.11)$$

(2.9)식을 (2.10)식에 대입하고, \dot{s} 에 (2.10)식을 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} s\dot{s} &= s \left[-\frac{k}{m}(x-y) - \frac{1}{m}(u_{cq} + G \operatorname{sgn}(s)) + \lambda \dot{x} \right] \\ &= s \left[-\frac{G}{m} \operatorname{sgn}(s) \right] = -\frac{G}{m} |s| < 0 \end{aligned} \quad (2.12)$$

(2.12)식으로부터 도달조건을 만족함을 알 수 있고, 충분히 큰 스위칭 계인 G 를 선택한다⁽⁷⁻⁸⁾.

i 번째 감쇠계수는 (2.10)식으로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$c_i(t) = \frac{F_{d,i}(t)}{(\dot{x}_i - \dot{y}_i)}, \quad i = 1, \dots, n \quad (2.13)$$

(2.1)식의 구속조건하에서, 가변감쇠계수를 가지는 연속적인 준 능동제어 규칙(continuously semi-active control policy)을 다음과 같이 정의한다.

$$c_i(t) = \begin{cases} c_i(t) & \text{for } \dot{x}(\dot{x} - \dot{y}) > 0 \\ c_{\min,i} & \text{for } \dot{x}(\dot{x} - \dot{y}) \leq 0 \end{cases} \quad (2.14)$$

2.3 각 제어시스템들의 성능 상호비교

Fig. 2.5에서, 각 파라미터 값들은 각각 $m = 4kg$, $k = 94N/m$, $c = 13.68Ns/m$ (수동제어인 경우)이고, 준 능동 스카이 훅 제어에서 $C_{sky} = 50Ns/m$ 이다. 또한, 준 능동 슬라이딩 모드제어에서는 $c_{max} = 50Ns/m$, $c_{min} = 0Ns/m$ 의 최대값과 최소값을 가지고 그 사이에서 연속적인 감쇠계수를 취하게 된다. 슬라이딩 평면의 기울기는 $\lambda = 2$ 로 정하였다. 스위칭 게인 $G = 15$ 로 하였고, 그리고 샘플링 시간은 $\Delta t = 0.001 [sec]$ 로 하였다. 시뮬레이션은 각 제어법칙에 따른 성능비교를 위해 초기변위 $x_0 = 0.1m$ 를 갖는 경우, 높이 10cm의 bump성 외란을 갖는 경우, 높은 주파수와 낮은 주파수의 정현파의 외란(sinusoidal disturbance)을 갖는 경우 세 가지에 대해 과도응답을 구해 보았다. 또한, 정상상태 응답 특성을 보기 위해 변위 전달률을 구하였다.

초기변위와 돌기 외란에 대한 응답은 시스템의 과도 응답을 보기 위한 것으로, 정상상태로의 도달속도와 진동감쇠특성, 그리고 슬라이딩 평면으로의 수렴성을 알아보기 위한 것이다. 주기성 외란에 대한 응답은 정상상태의 응답을 조사하기 위한 것으로 가진주파수를 저주파수, 공진 주파수 부근, 고주파수 영역으로 구분하여 각각의 진동 절연성능을 시간응답으로 구해 보았다.

2.3.1 초기 변위(initial displacement)를 갖는 경우의 응답

Fig. 2.6, Fig. 2.7, Fig. 2.8은 시간변화에 따른 변위, 속도, 가속도의 변화와 Fig. 2.9는 시간변화에 따른 감쇠계수의 변화를 나타낸다. Fig. 2.10은 위상평면도로써 수동제어, 준 능동 스카이 훅 제어와 슬라이딩 모드 제어에 대한 시스템의 궤적을 나타낸 것이다.

$x_0 = 0.1m$ 일 때 각 제어시스템의 응답을 구한 결과는 Fig. 2.6, Fig. 2.7, Fig. 2.8과 같다. 변위 응답과 속도 응답의 결과에서, 수동제어에 비

해 준 능동제어가 정착시간도 빠르고, 진동 억제 성능이 탁월함을 알 수 있다. 스카이 훅 제어와 슬라이딩 모드 제어는 응답이 거의 비슷하지만, 슬라이딩 모드 제어가 다소 나음을 알 수 있다. 그러나 가속도 응답과 가변 감쇠계수의 응답을 보면, 슬라이딩 모드 제어에서 1.5s~2.5s 사이에 채터링이 발생함을 알 수 있다.

위상평면도에서, 초기 위치 [0.1, 0]을 출발하여 기울기 -2의 슬라이딩 면에 궤적이 도달하여 한 번 이탈하였다가 다시 슬라이딩 면을 따라 0으로 수렴함을 알 수 있다. 이 때 슬라이딩 면에서 채터링이 발생함을 알 수 있다.

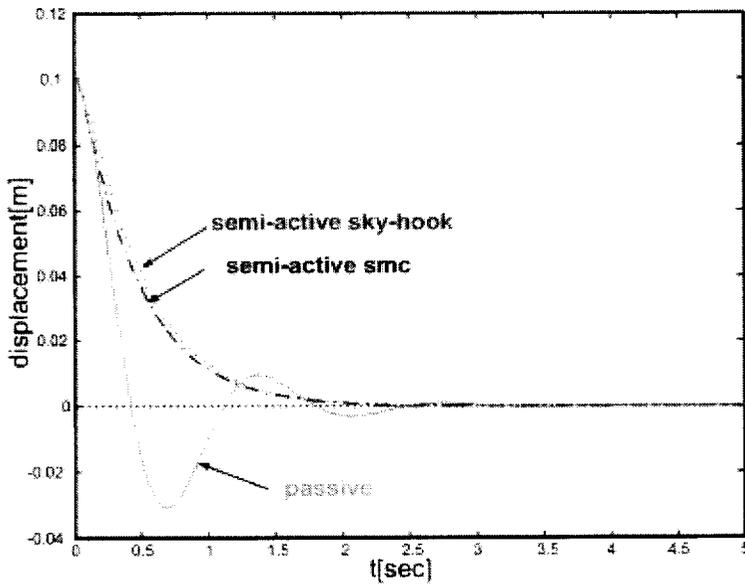


Fig. 2.6 Displacement response for initial displacement

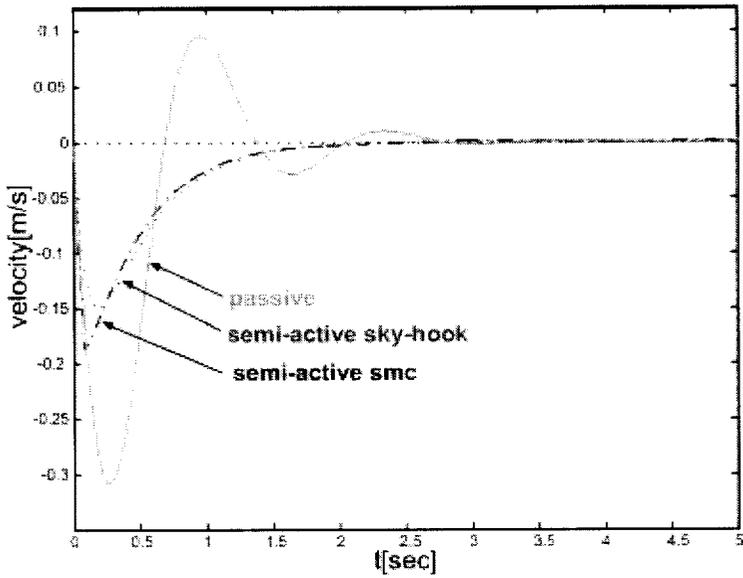


Fig. 2.7 Velocity response for initial displacement

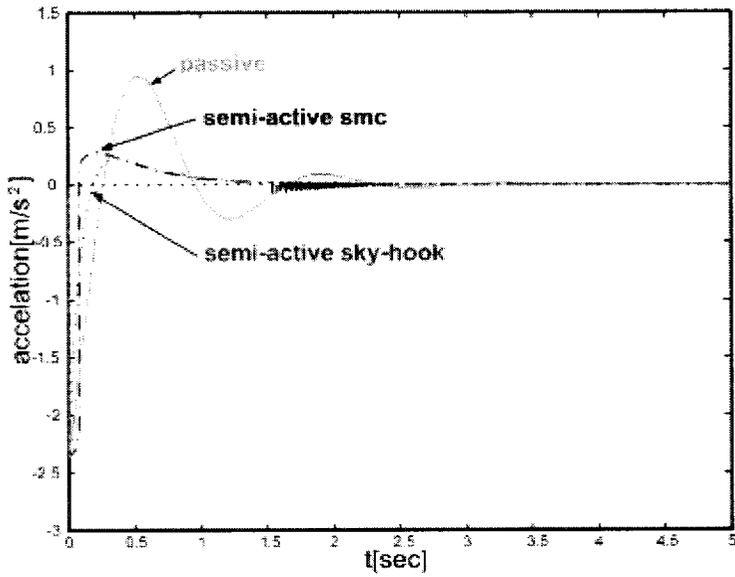


Fig. 2.8 Acceleration response for initial displacement

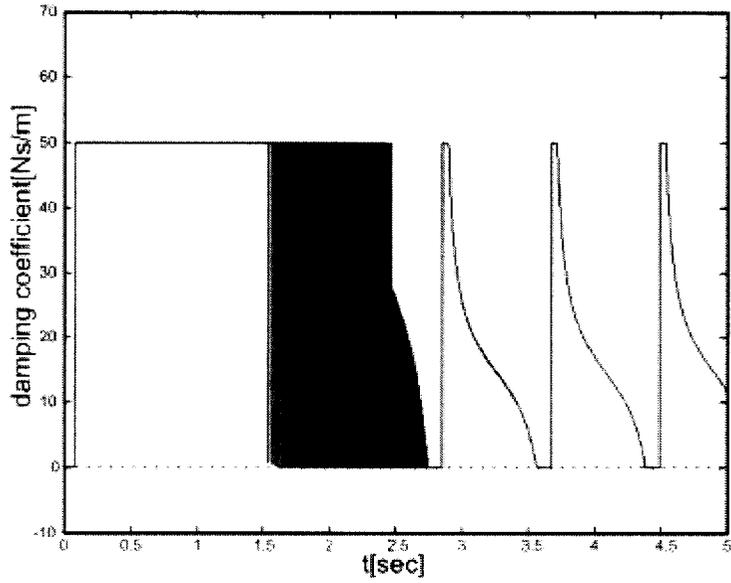


Fig. 2.9 Variable damping coefficient time history(SMC)

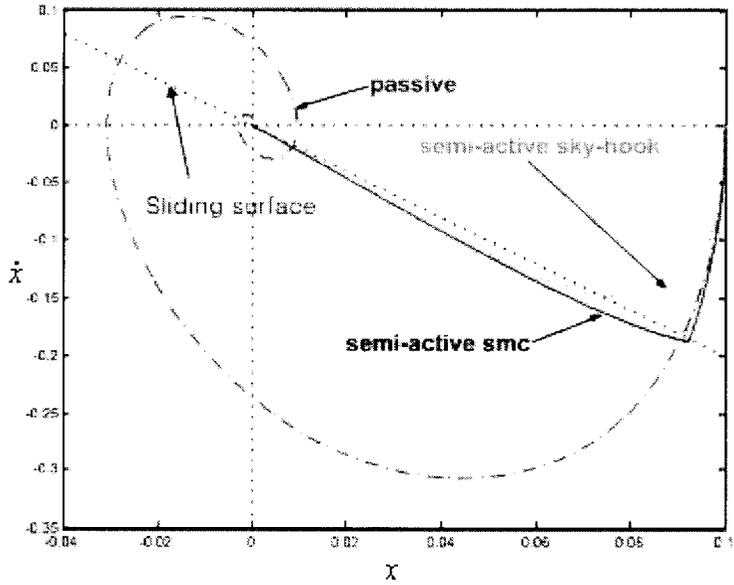


Fig. 2.10 Phase plane for initial displacement

2.3.2 bump성 외란에 대한 응답

Fig. 2.12, Fig. 2.13, Fig. 2.14은 시간변화에 따른 변위, 속도, 가속도의 변화와 Fig. 2.15와 Fig. 2.16은 시간변화에 따른 감쇠계수의 변화를 나타낸다. Fig. 2.17은 위상평면도로써 수동제어, 준 능동 스카이 훅 제어와 슬라이딩 모드제어에 대한 시스템의 궤적을 나타낸 것이다.

높이 10cm, 각속도 3.14rad/s의 bump성 외란에 대한 각 제어시스템의 시뮬레이션 결과는 Fig. 2.12, Fig. 2.13, Fig. 2.14와 같다. 이는 노면의 외란을 Fig. 2.11과 같이 표시한 갑작스러운 충격에 대한 각 제어시스템의 응답을 알아보기 위한 것이다.

변위 응답과 속도 응답에서, 준 능동 슬라이딩 모드 제어가 스카이 훅 제어보다 정착시간이 빠름을 알 수 있다. 또한, 외란이 입력될 때, 충격과 관련 있는 가속도 응답도 스카이 훅 제어에 비해 다소 나음을 알 수 있다. 그러나, 0으로 수렴할 때 채터링이 발생한다.

Fig. 2.14의 가속도 응답에서, 외란이 급격히 변하는 부분이나, 온-오프(On-Off)에 의한 제어 규칙의 불연속성, 그리고 슬라이딩 모드제어에서의 스위칭에 의해 채터링이 발생한다. Fig. 2.17은 위상평면도를 나타낸 것이며, 초기 변위 응답과 마찬가지로, 슬라이딩 면에 도달하였다가 한번 이탈한 후, 다시 슬라이딩 면으로 도달해 감을 보이고 있다.

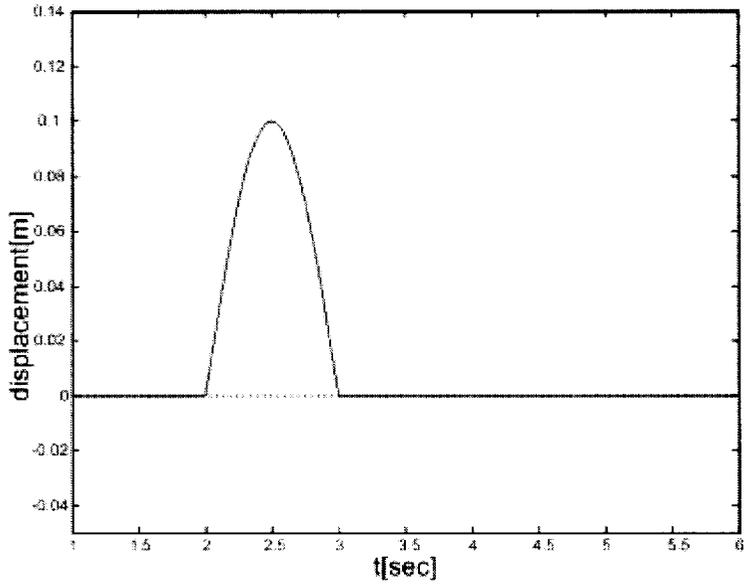


Fig. 2.11 Bump disturbance time history

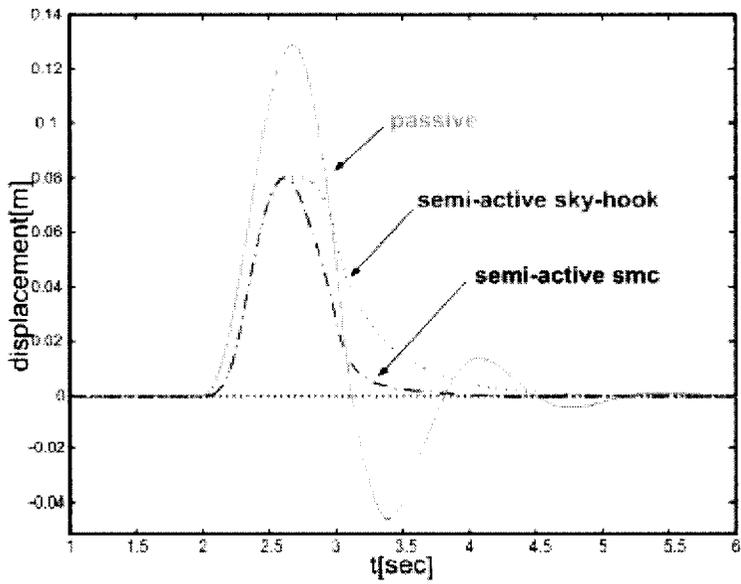


Fig. 2.12 Displacement response for bump disturbance

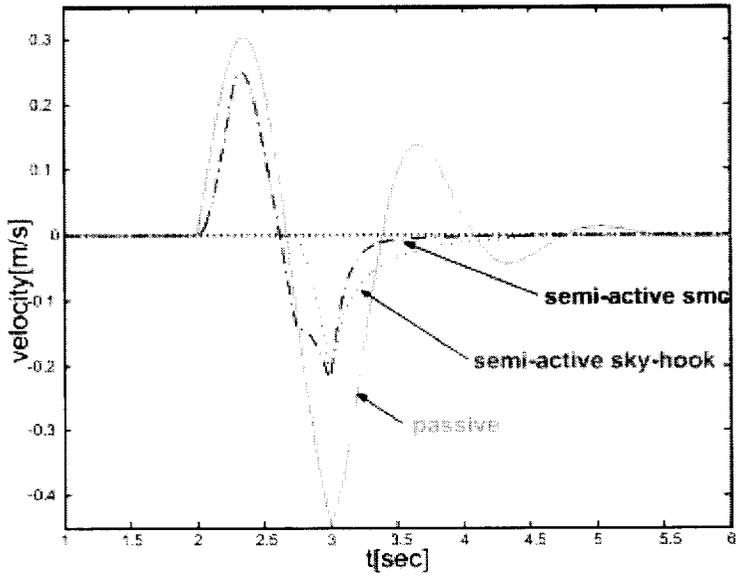


Fig. 2.13 Velocity response for bump disturbance

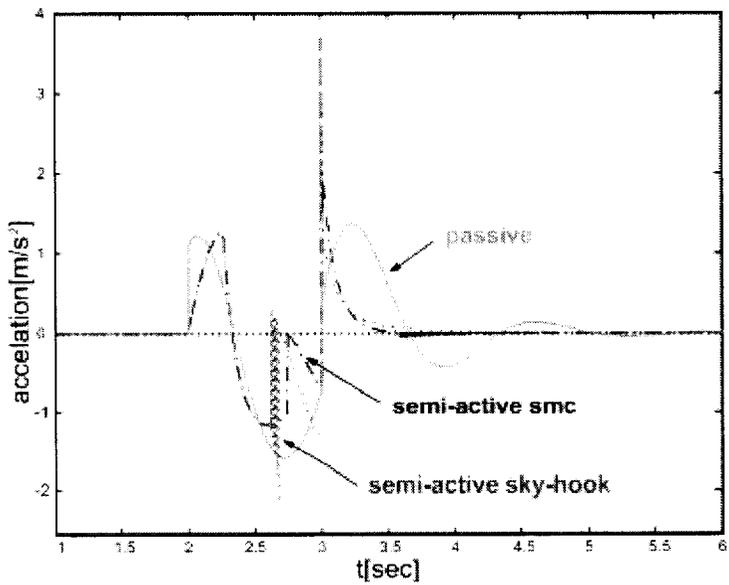


Fig. 2.14 Acceleration response for bump disturbance

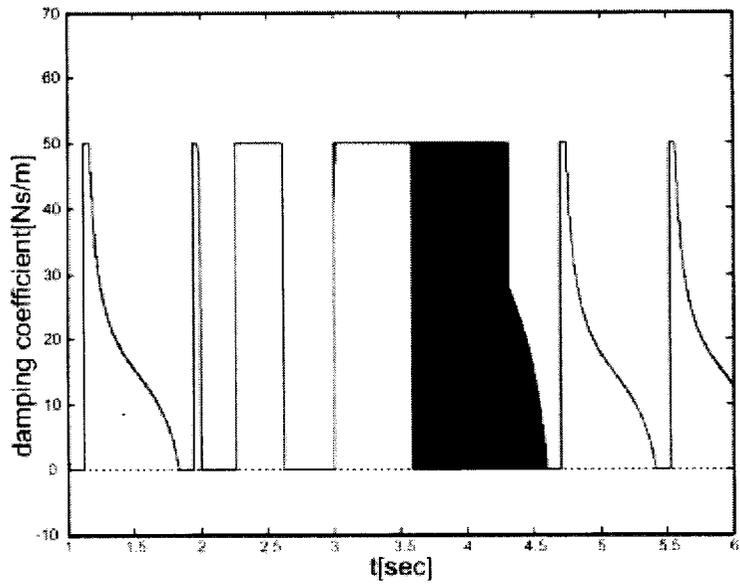


Fig. 2.15 Variable damping coefficient time history in SMC

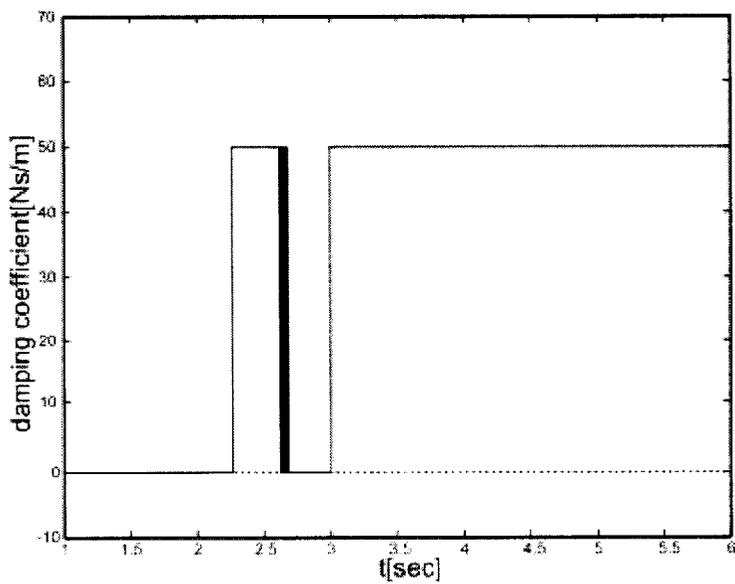


Fig. 2.16 Variable damping coefficient time history in sky-hook control

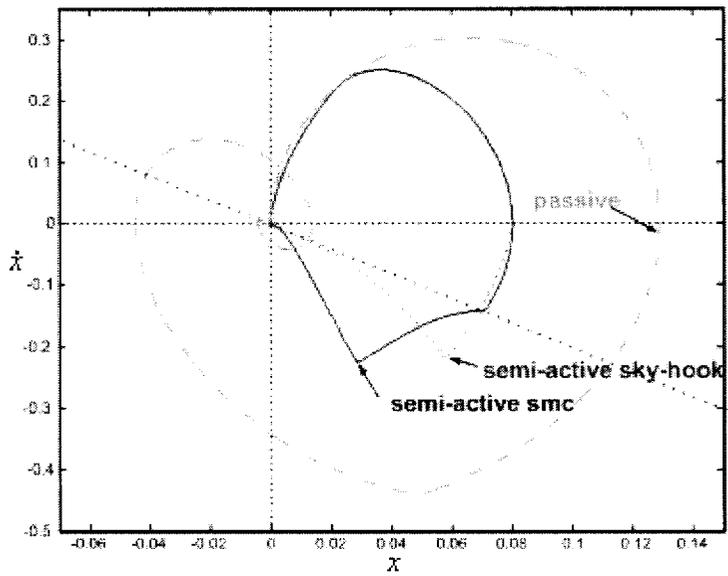


Fig. 2.17 Phase plane for bump disturbance

2.3.3 주기성 외란(sinusoidal disturbance)에 대한 응답

크기는 0.04cm, 각속도 (1rad/s, 4.8476rad/s, 15rad/s)의 주기성 외란에 대해 각각 시뮬레이션을 한 결과는 다음과 같다. 각기 다른 제어법의 시뮬레이션 결과로부터, 상대적으로 저주파수 영역에서 변위응답은 거의 같았으며, 가속도 응답은 간헐적으로 튀는 부분을 제외하면 준 능동제어와 수동제어의 성능 차이가 거의 없는 것으로 나타났다.

(가) 저주파수(각속도 : 1rad/s) 주기성 외란

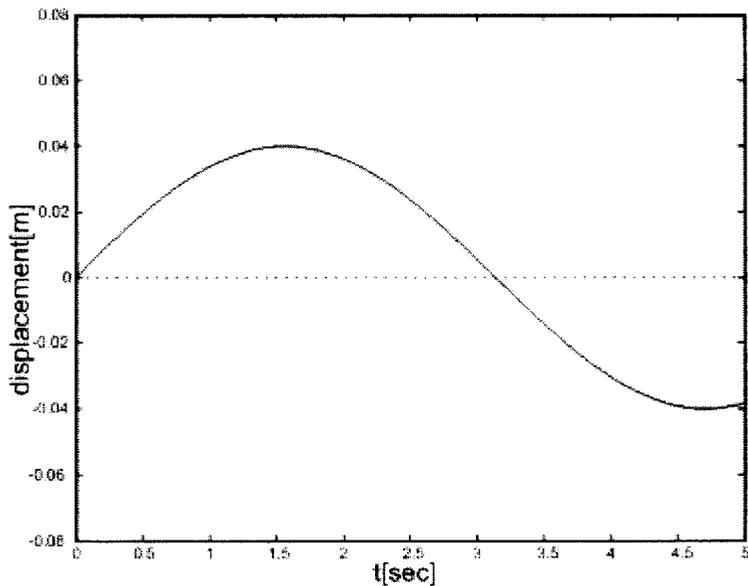


Fig. 2.18 Sinusoidal disturbance(angular velocity 1rad/s)

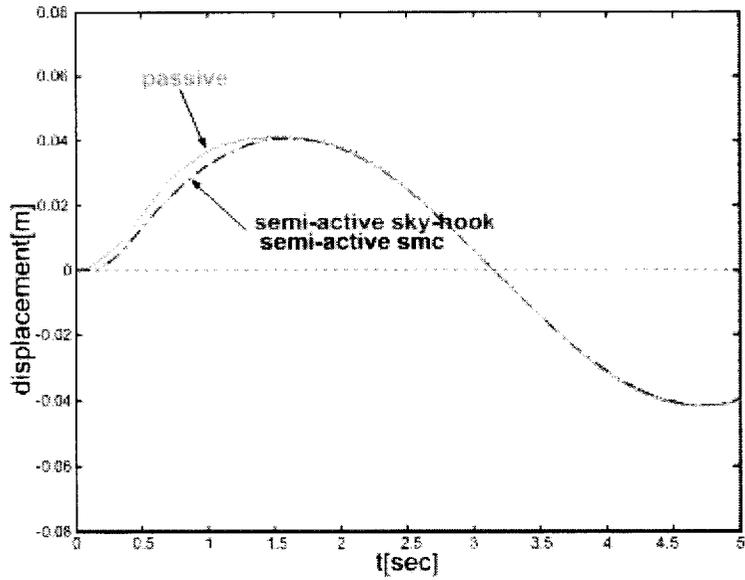


Fig. 2.19 Displacement response for sinusoidal disturbance(1rad/s)

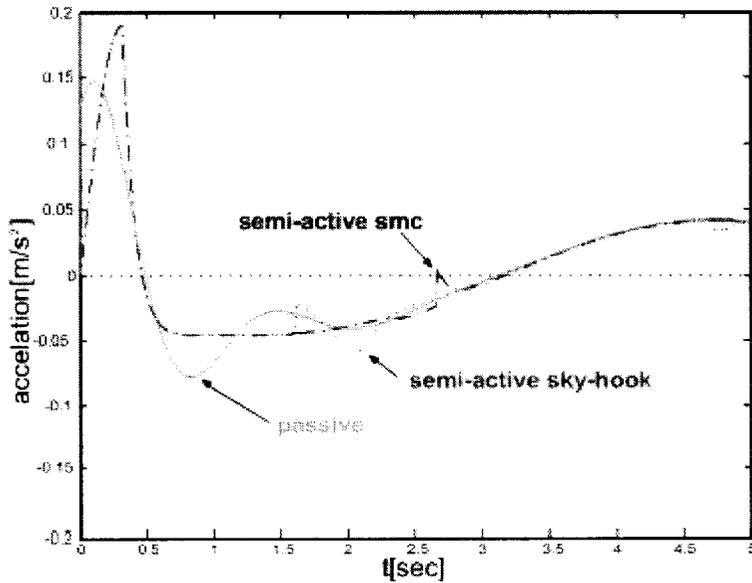


Fig. 2.20 Acceleration response for sinusoidal disturbance(1rad/s)

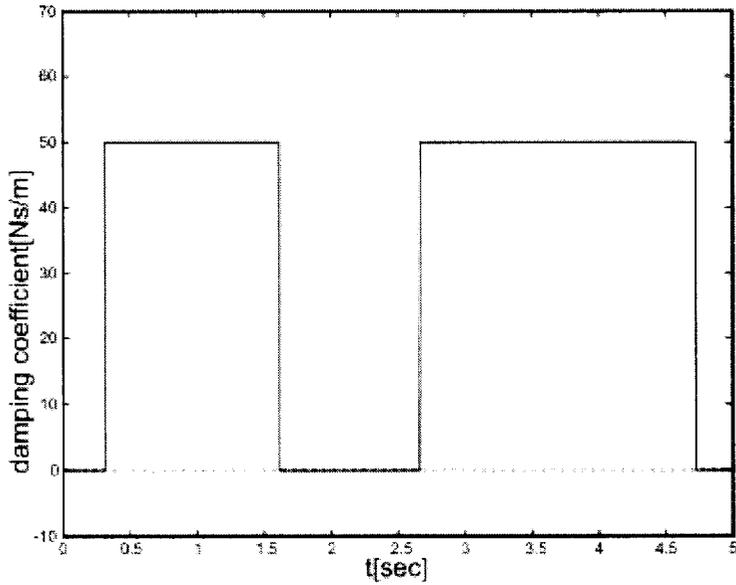


Fig. 2.21 Variable damping coefficient time history in SMC

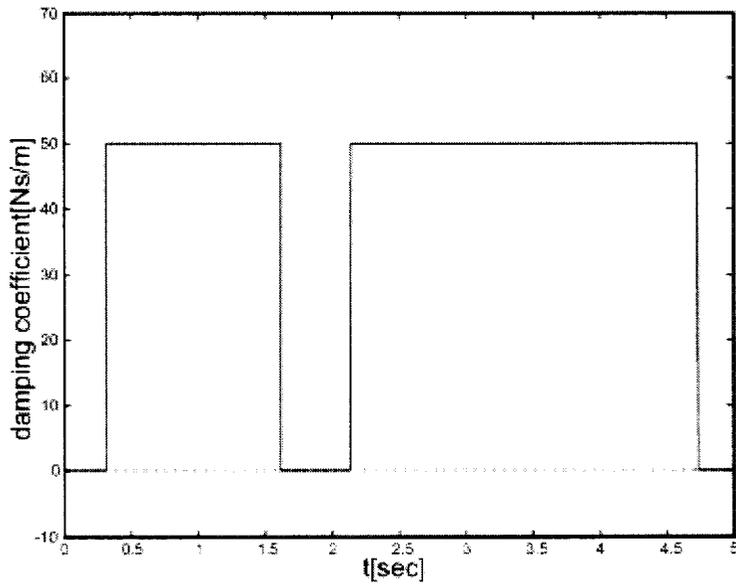


Fig. 2.22 Variable damping coefficient time history in sky-hook control

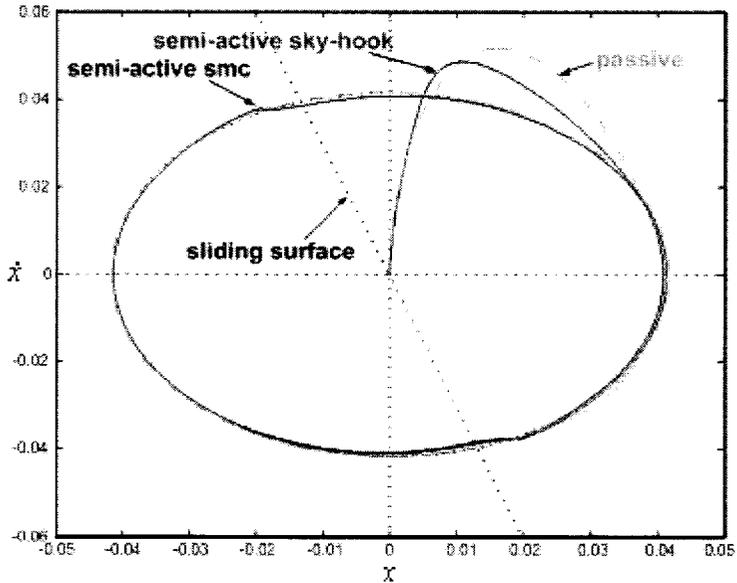


Fig. 2.23 Phase plane for sinusoidal disturbance(1rad/s)

Fig. 2.23는 위상평면도를 나타내고 있으며, 슬라이딩 모드 제어인 경우 궤적이 슬라이딩 면에서 미소하게 변하고 있음을 보여주고 있다.

(나) 공진주파수(각속도 : 4.85rad/s) 부근의 주기성 외란

Fig. 2.25의 변위 응답과 Fig. 2.26의 가속도 응답에서, 스카이 훅 제어가 슬라이딩 모드 제어보다 변위 응답은 좋게 나타난 반면, 가속도 응답은 슬라이딩 모드 제어의 성능이 훨씬 뛰어남을 알 수 있다. 이는 Fig. 2.27, Fig. 2.28의 가변 감쇠계수의 시간 변화를 보면 스카이 훅 제어가 온-오프 제어의 제어 규칙에 의한 불연속성 때문에 가속도 응답에서 채터링이 발생하는 것으로 생각된다.

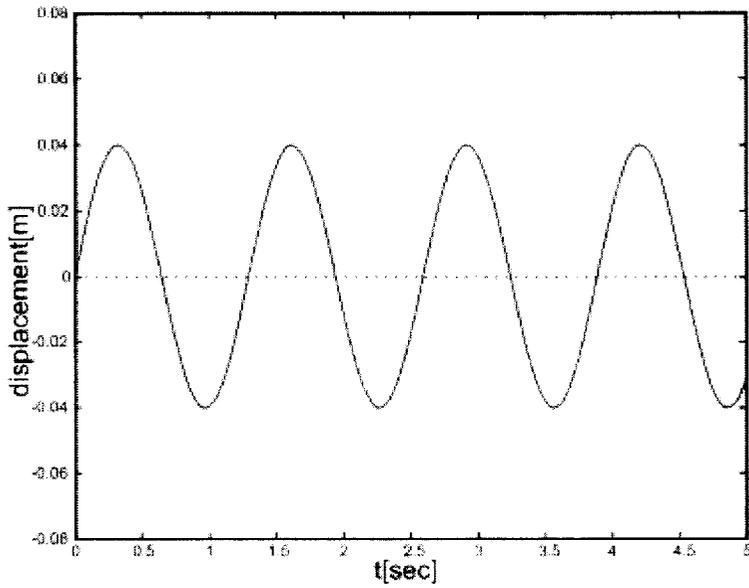


Fig. 2.24 Sinusoidal disturbance(angular velocity 4.85rad/s)

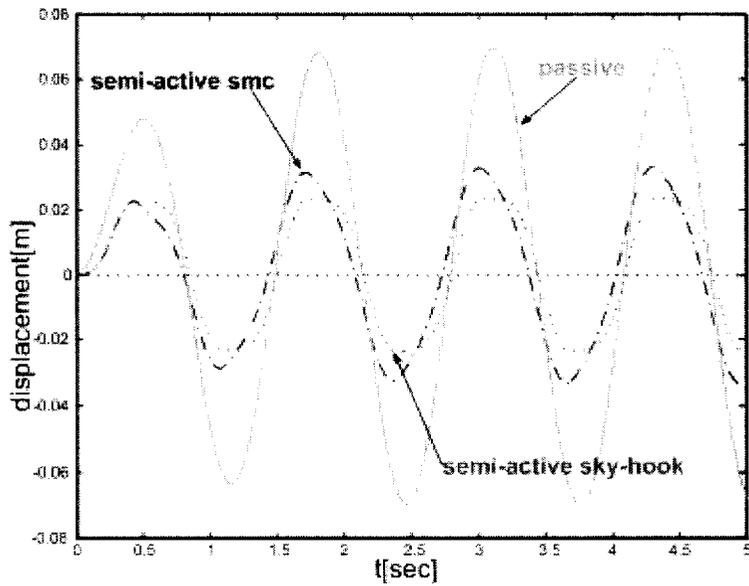


Fig. 2.25 Displacement response for sinusoidal disturbance(4.85rad/s)

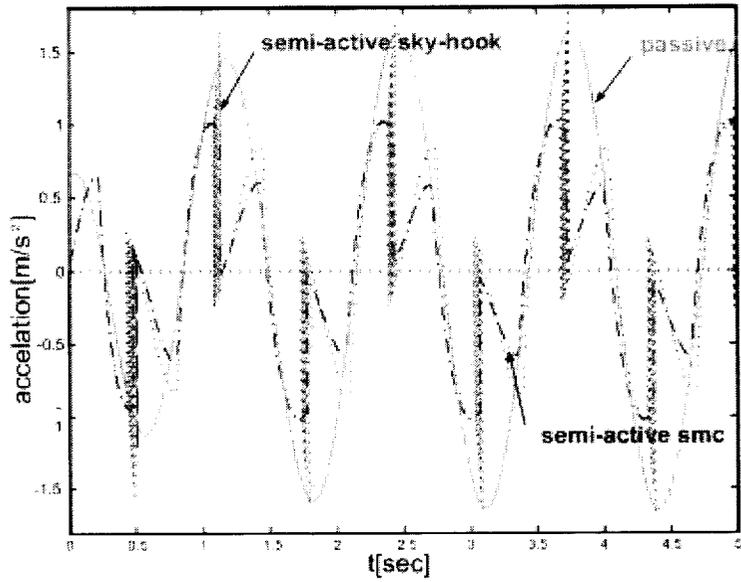


Fig. 2.26 Acceleration response for sinusoidal disturbance(4.85rad/s)

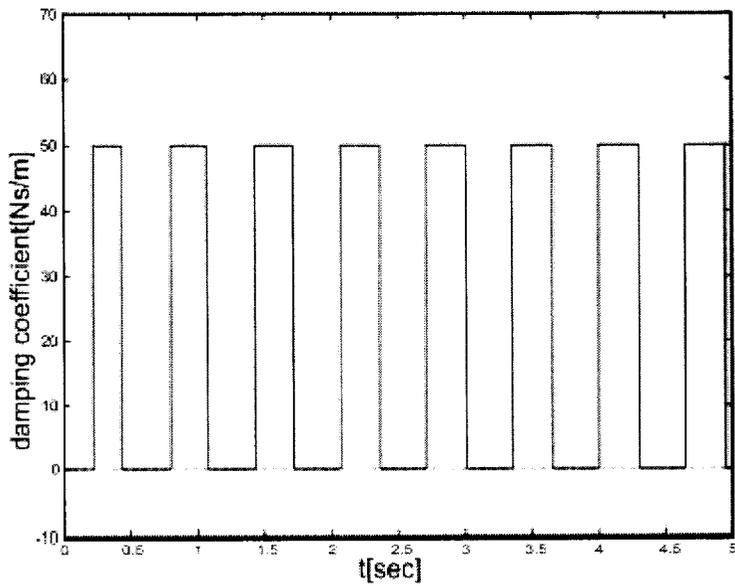


Fig. 2.27 Variable damping coefficient time history in SMC

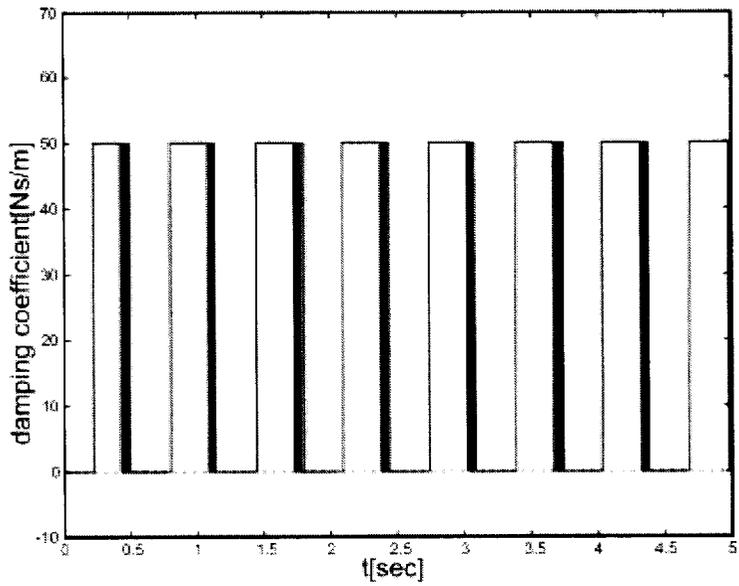


Fig. 2.28 Variable damping coefficient time history in sky-hook control

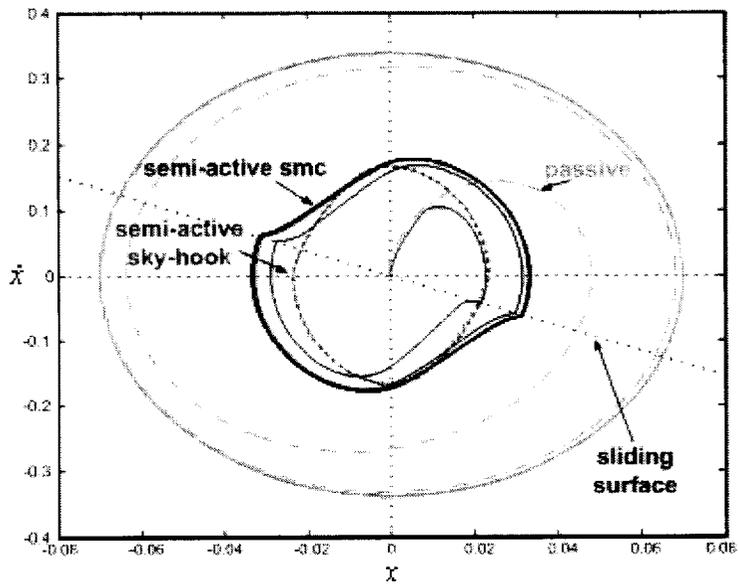


Fig. 2.29 Phase plane for sinusoidal disturbance(4.85rad/s)

Fig. 2.29에서, 궤적이 슬라이딩 면에서 도달과 이탈을 반복하고 있음을 보여 주고 있으며, 저주파 주기성 외란에 비해 더 명확히 슬라이딩 면의 영향을 받고 있음을 보여주고 있다.

(다) 고주파수(각속도 : 15rad/s) 주기성 외란

Fig. 2.31의 변위 응답과 Fig. 2.32의 가속도 응답에서, 수동제어에 비해 준 능동제어가 월등한 성능을 가짐을 알 수 있으며, 가속도 응답은 준 능동 스카이 훅 제어가 가장 나쁘다. 이는 스카이 훅 제어에서의 제어 규칙의 불규칙성에 의해 가속도 응답이 나쁘게 나온 것으로 생각된다.

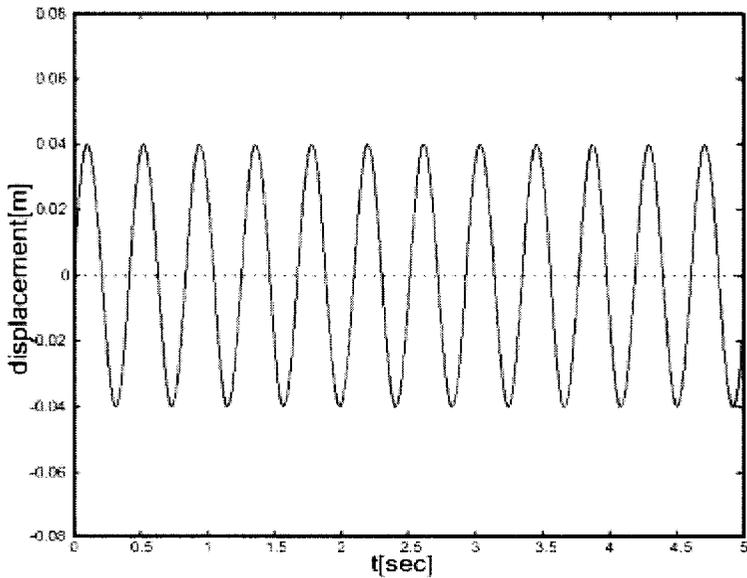


Fig. 2.30 Sinusoidal disturbance(angular velocity 15rad/s)

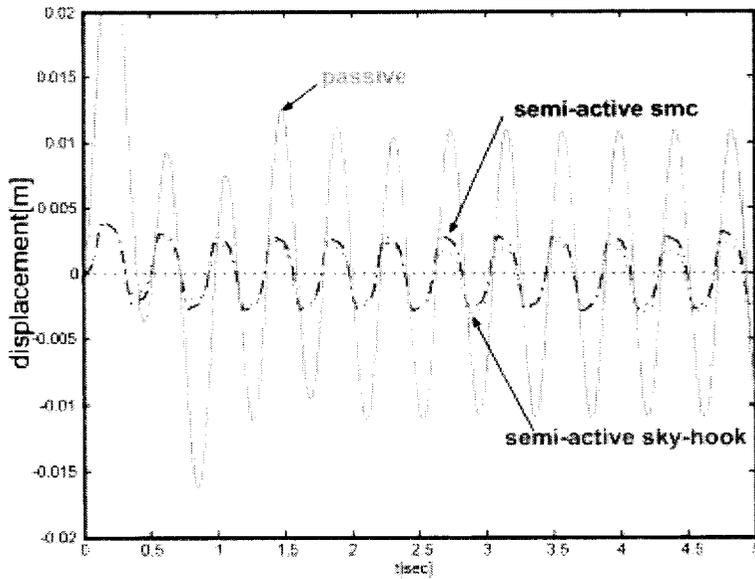


Fig. 2.31 Displacement response for sinusoidal disturbance(15rad/s)

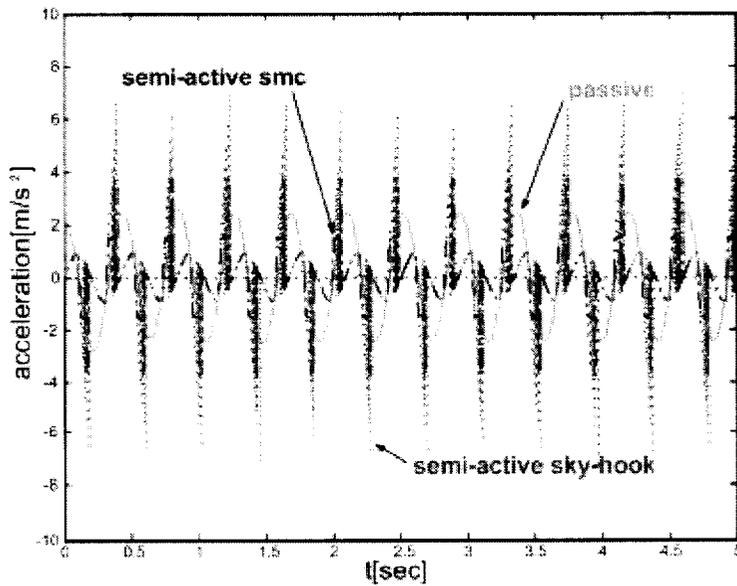


Fig. 2.32 Acceleration response for sinusoidal disturbance(15rad/s)

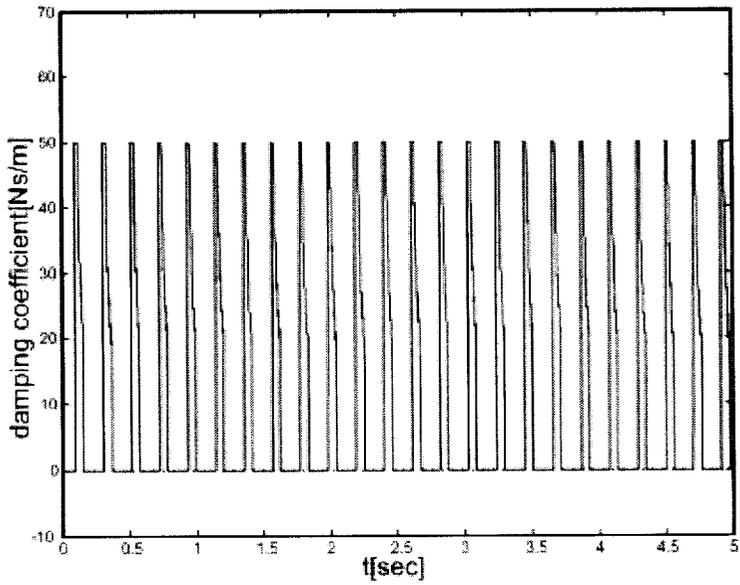


Fig. 2.33 Variable damping coefficient time history in SMC

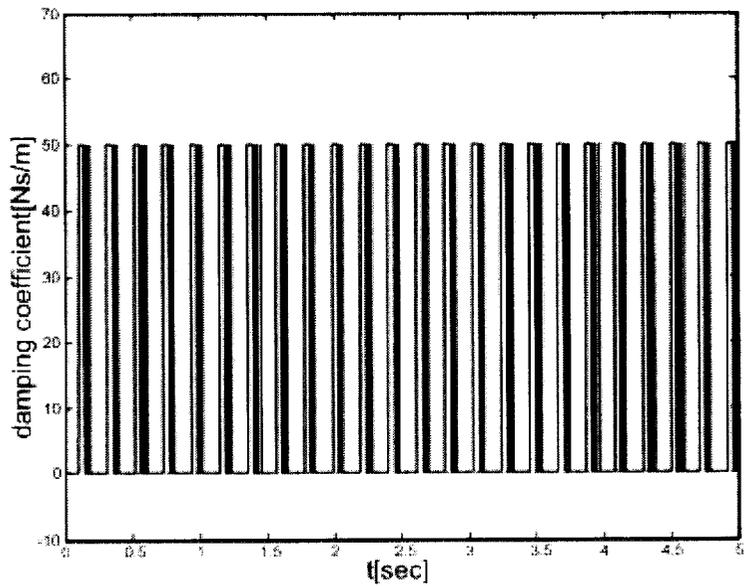


Fig. 2.34 Variable damping coefficient time history in sky-hook control

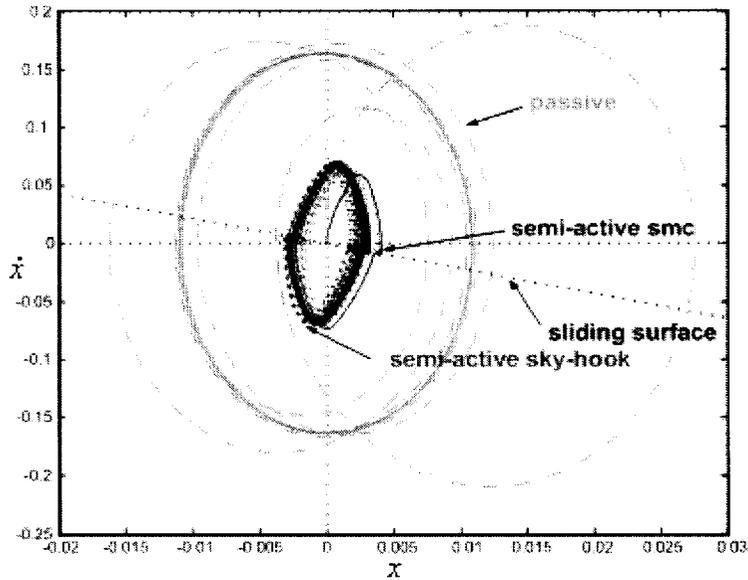


Fig. 2.35 Phase plane for sinusoidal disturbance(15rad/s)

지금까지의 시뮬레이션 결과를 통하여, 준 능동 스카이 훅 제어의 전 주파수 영역에서 변위 응답이 다른 제어에 비해 좋게 나타남을 알 수 있지만, 과도응답에서는 준 능동 슬라이딩 모드 제어의 성능이 더 좋음을 알 수 있다. 그리고, 각 제어의 가속도 응답을 보면, 급격한 변동의 외란이 인가되거나 외란이 고주파수 영역으로 갈수록 스카이 훅 제어의 가속도 응답이 다른 제어에 비해 훨씬 커짐을 알 수 있는데, 이는 가변 감쇠가 온(On) 상태에서 오프(Off) 상태로 스위칭될 때, 순간적인 잉여 감쇠력이 질량을 여전히 가속시키기 때문으로 생각된다. 또한, 준 능동 슬라이딩 모드 제어에서도 같은 경향을 보이는데, 이는 슬라이딩 면에서의 채터링에 기인한 것으로 생각된다.

(라) 변위 전달률

Fig. 2.36에서와 같이 주파수 비가 0.4~1.4 사이인 경우, 준 능동 스카이 훅 제어는 스카이 훅 제어보다 나은 변위 전달률을 가지지만, 고주파수 영역으로 갈수록 변위 비가 일정치 못함을 보이고 있다. 반면, 준 능동 슬라이딩 모드 제어는 공진주파수 부근에서는 스카이 훅 제어보다 다소 성능이 떨어지지만, 전 운전영역에 걸쳐, 우수한 성능을 보이고 있다. 그리고, 슬라이딩 모드 제어기를 설계할 때, 파라미터의 불확실성이나 외란에 대한 강인성을 고려하지 않았지만, 강인성을 고려한 제어기를 설계한다면, 강인하면서도 스카이 훅 제어보다 나은 성능을 가진 제어를 할 수 있을 것으로 예상된다.

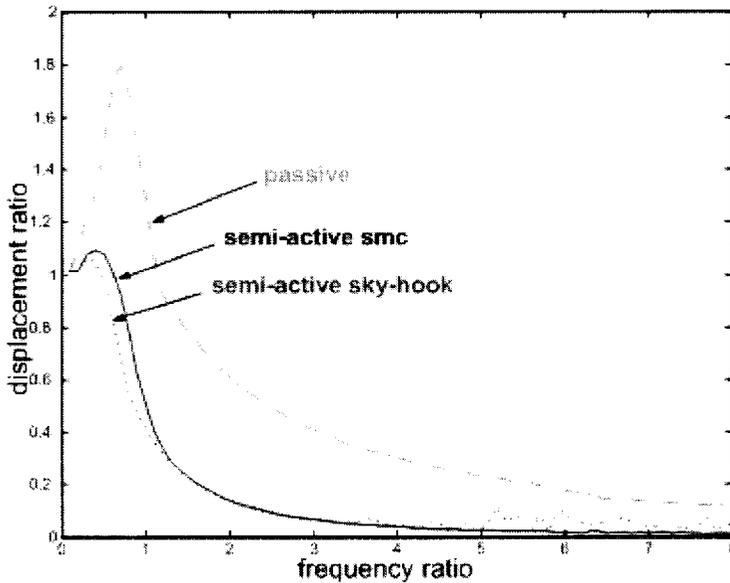


Fig. 2.36 Displacement transmissibility

제 3 장 소형의 기능성 유체 마운트의 슬라이딩 모드 제어

일반적으로 마운트는 진동을 절연시키며, 또한 두 구조물을 서로 결합시키는 역할을 한다. 즉, 정적으로 두 구조물을 서로 고정시키고 동적으로는 탄성요소로써 서로 절연시키는 요소로 구성되어 진다. 마운트는 차량의 엔진 및 자동차 탑재용 전자장치 그리고 정밀기기 등의 진동억제를 위한 요소로서 산업 전반에 널리 사용되고 있다. 특히, 자동차용 전자장치의 작동 신뢰성을 향상시키기 위해 노면의 굴곡에 의한 저주파수 진동, 엔진에 의한 고주파수 진동 등의 폭넓은 주파수 범위에서의 진동 전달을 억제하는 것이 필요하다⁽¹⁾.

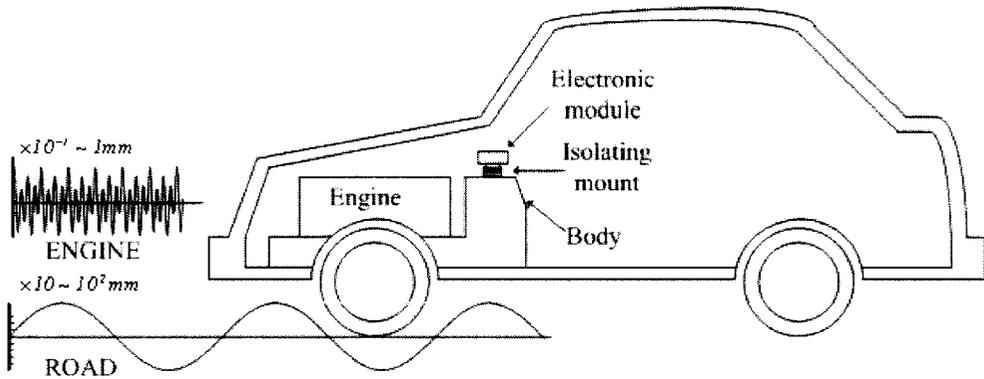


Fig. 3.1 Disturbance inputs for vehicle

마운트는 내부에 유체가 있는 경우와 없는 경우로 크게 두 종류로 나누어진다. 유체로 충전된 마운트의 그렁지 않은 경우에 비해 공진주파수에서의 감쇠특성이 우수하다. 자동차 탑재용 정밀기기의 지지기구로서 고점도 실리콘유를 주입한 소형 마운트 등이 현재 이용되고 있다. 이는 기본적으로 수동적인 감쇠기라고 할 수 있다. 이와 같은 마운트의 성능을 향상시키기 위해서 마운트 설계 변수의 최적화 연구 및 유체의 점도

특성을 변화시킴으로써 마운트의 감쇠력을 조절하여 진동절연 성능을 향상시키고자 하는 연구 등이 이루어지고 있다.

본 논문에서는 외부의 자장이나 전장에 의해 점성 특성을 변화시킬 수 있는 것이 가능한 기능성 유체인 MR(Magneto-Rheological) 유체 혹은 ER(Electro-Rheological)유체를 사용한 유체마운트를 모델링과 그 제어를 설계하였다.

실제 시스템에서 시스템의 모든 파라미터들을 정확히 측정하는 불가능하다. 외란의 관측 또한 쉽지 않다. 부정확한 파라미터들과 미지의 외란 등으로 인해 설계된 제어시스템이 불안정해질 수 있다. 부정확한 파라미터와 미지 외란의 변동 경계를 알 수 있다고 가정한다면, 그 범위 내에서 안정성을 보장할 수 있는 제어를 설계할 수 있다.

강성계수나 감쇠계수와 같은 파라미터 불확실성과 외란에 강인한 제어시스템을 구성하기 위해 로버스트(robust)제어법 가운데 하나인 슬라이딩 모드 제어(sliding mode control)를 이용하였다. 슬라이딩 모드 제어는 시스템의 구조를 변경하여 시스템의 상태를 슬라이딩 평면상에 구속시킴으로써 강인성을 얻을 수 있는 비선형 제어기법이며 큰 의미에서는 가변구조제어기라고도 한다. 이 제어기는 모델의 불확실성과 외란이 존재할 경우에도 제어시스템의 상태를 슬라이딩 평면에 있도록 한다. 슬라이딩 평면은 페루프 제어 시스템의 거동을 결정지으며 본래 시스템 동특성과 관계없이 설정이 가능하다. 또한, 시스템의 상태가 슬라이딩 평면에 구속되어 있는 경우 시스템의 차수는 슬라이딩 평면의 차수만큼 낮아지며 모델 불확실성과 파라미터 매개변수 변동 외란 등에 대하여 영향을 받지 않는 불변성을 가진다⁽¹⁶⁻¹⁸⁾.

제진성능의 비교를 위해 초기 변위와 bump성 외란에 대한 과도응답 및 전 주파수 영역의 주기성 외란에 대해 수치 시뮬레이션을 행하여 수동제어, 준 능동 스카이 훅제어와 비교해 준 능동 슬라이딩 모드제어가 탁월한 제진성능이 있음을 검증하였다.

3.1 기능성 유체 마운트

3.1.1 기능성 유체 마운트의 모델링

Fig. 3.2(a)는 소형 마운트의 구조를 개략적으로 나타낸 것이다. 이 마운트는 상부가 마운트부 하부가 전자기 코일로 구성되어 있다. 기존의 ER 또는 MR마운트가 두 개의 챔버를 가지는데 비하여, 이 마운트는 하나의 챔버를 가지는 구조로 이루어져 있다. Fig. 3.2(b)는 소형 마운트를 개략적으로 모델화 한 것이다⁽²⁾⁽¹²⁾.

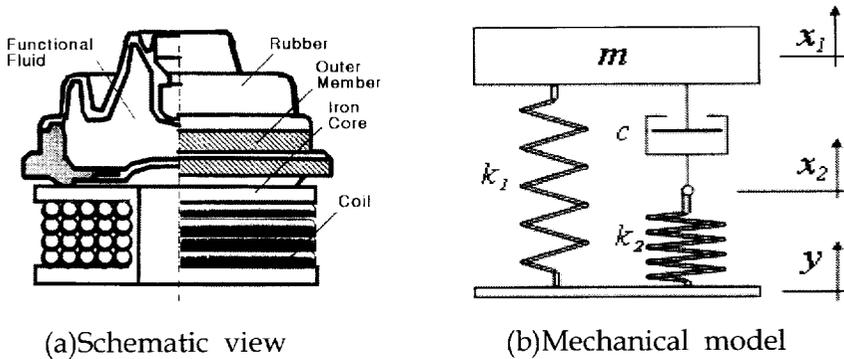


Fig. 3.2 Functional fluid mount

여기서, k_1 은 고무의 강성계수, k_2 와 c 는 체적강성계수와 체적감쇠계수를 각각 나타낸 것이다. Fig. 3.2(b)를 운동방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -k_1(x_1 - y) - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= k_2(x_2 - y) \end{aligned} \quad (3.1)$$

3.1.2 기능성 유체 마운트의 동특성

초기 변위 $\mathbf{x}(0) = [0.001, 0, 0, 0]^T m$ $k_1 = 40N/m$, $k_2 = 120N/m$ 이고 c 는 1, 7, 20N/ms일 때 각각에 대해 응답을 구한 결과는 다음과 같다. 시뮬레이션은 4차 Runge-kutta 수치 해석법을 이용하여 행하였다.

Fig. 3.3~Fig. 3.5의 감쇠계수 변화에 따른 과도상태 응답을 보면 감쇠 계수가 너무 작거나 너무 크면 오히려 응답이 나빠지는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 3.6의 변위 전달률을 보면 감쇠계수가 변함에 따라 공진 주파수가 변하면서 변위 비의 크기도 달라진다.

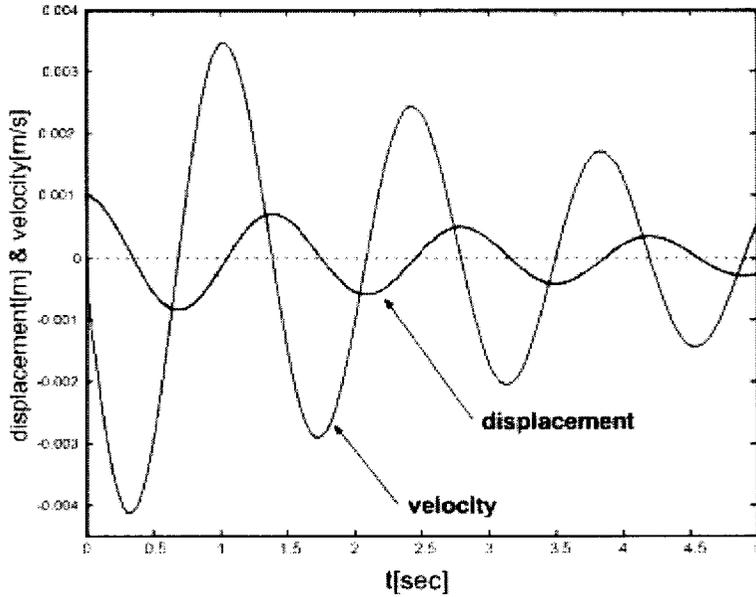


Fig. 3.3 Initial displacement responses when damping coefficient is 1Ns/m

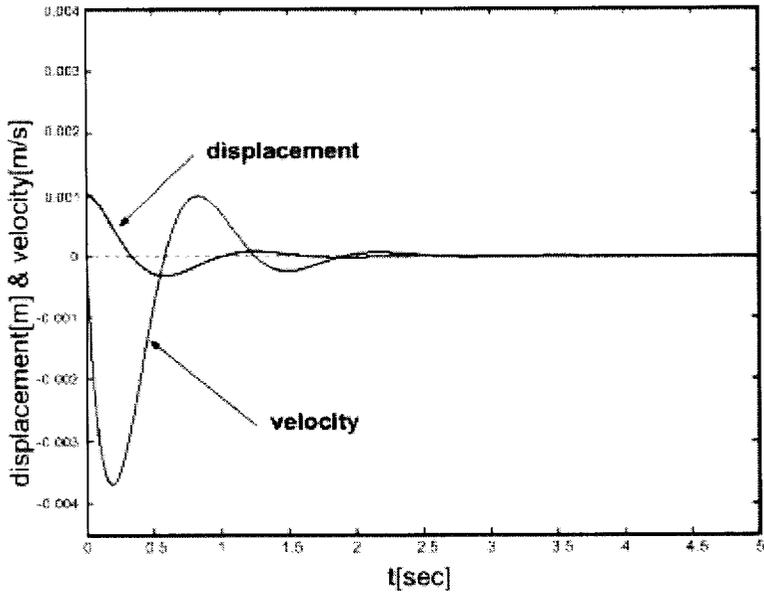


Fig. 3.4 Initial displacement responses when damping coefficient is 7Ns/m

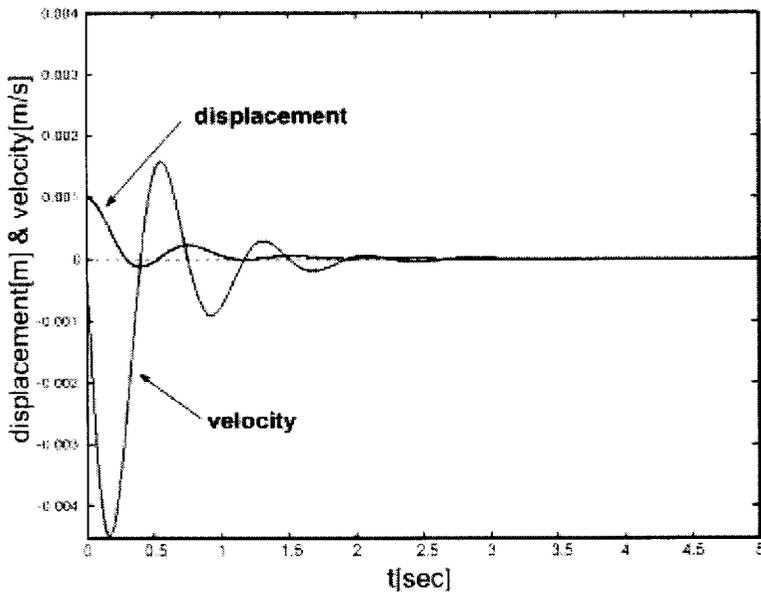


Fig. 3.5 Initial displacement responses when damping coefficient is 20Ns/m

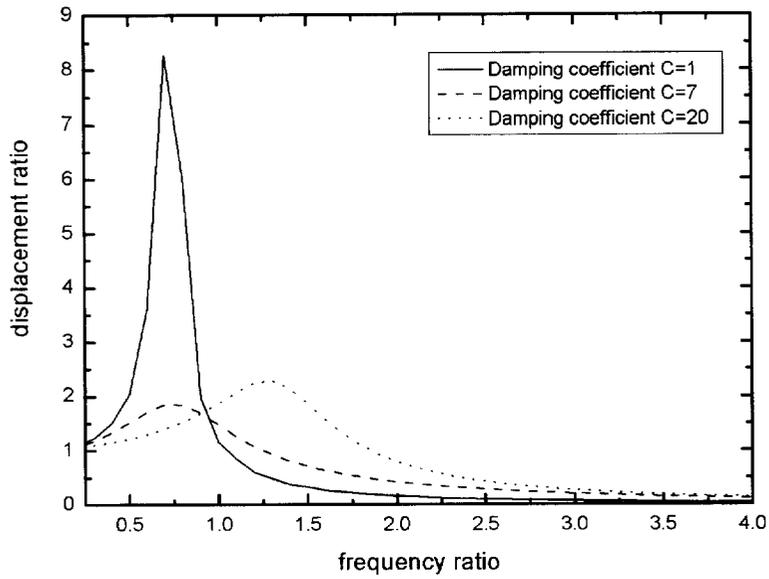


Fig. 3.6 Displacement transmissibility according to damping coefficient variation

3.2 슬라이딩 모드 제어기의 설계 및 안정성 해석

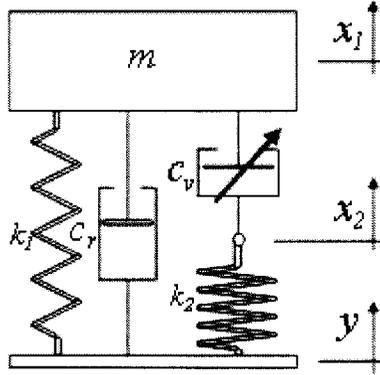


Fig. 3.6 기능성 유체 마운트 모델

k_1 은 고무의 강성계수, k_2 는 체적강성계수, c_r 은 고무의 감쇠계수 그리고 c_v 는 체적감쇠계수로서 자장에 의해 변하는 가변감쇠계수이다.

여기서, c_r 는 매우 작은 값이므로 무시하기로 한다.

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 = -k_1(x_1 - y) - c_v(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ c_v(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = k_2(x_2 - y) \end{cases} \quad (3.2a,b)$$

슬라이딩 모드 제어기 설계와 안정성 해석에는 같은 두 가지 방법을 이용하였다.

(1) 슬라이딩 모드 도달 조건을 이용한 경우

제어입력의 설정은 용이하나, 파라미터의 불확실성을 다수 고려할 경우, 스위칭 계인 결정을 위한 계산 과정이 복잡해진다.

(2) Lyapunov 이론을 이용한 경우

에너지의 개념을 이용한 안전성 해석으로 안정성 해석과 동시에 제어입력을 구할 수 있는 장점이 있으나, 리아프노프 함수를 정하는 것이 용이하지 않다.

3.2.1 슬라이딩 모드 도달조건 이용법

파라미터 k_1 의 값은 일반적으로 상수로 취급하고 있다. 그러나 그 값을 엄밀하게는 알 수 없지만, 다음과 같이 불확실성을 고려하여 표현할 수 있다.

$$k_1 = k_0 + \delta k, \quad |\delta k| \leq \rho k_0 \quad (3.3)$$

여기서, ρ 는 하중요소, k_0 는 공칭 강성계수이다. 그리고, 외란의 경계는 다음과 같이 가정한다.

$$|y| < \psi \quad (3.4)$$

제어의 최종 목적은 불확실한 시스템 (3.2)를 0이 되도록 제어하는 것이다. 따라서, 슬라이딩 평면을 다음과 같이 정의한다.

$$s = \dot{x}_1 + \lambda x_1, \quad \lambda > 0 \quad (3.5a)$$

$$\dot{s} = \ddot{x}_1 + \lambda \dot{x}_1 \quad (3.5b)$$

여기서, λ 는 슬라이딩 평면의 기울기이다.

(3.2a)식의 $c_v(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$ 을 제어입력 f 로 두고, $\dot{s} = 0$ 으로부터 다음과 같은 등가 제어입력을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_1 &= -k_0(x_1 - y) - f \\ \dot{s} &= -\frac{k_0}{m}(x_1 - y) - \frac{1}{m}f + \lambda \dot{x}_1 \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\dot{s} = 0, \quad f = u_{eq} = -k_0(x_1 - y) + \lambda \dot{x}_1 \quad (3.7)$$

슬라이딩 평면에 도달하였을 때, 그 평면에 머무르게 하기 위해서는 등가 제어입력에 불연속인항이 더해져야 한다. 그 식은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$u = u_{eq} + Gsgn(s) \quad (3.8)$$

여기서, $sgn(s)$ 는 부호함수이며, G 는 스위칭 게인이다.

슬라이딩 평면 $\dot{s} = 0$ 의 부근에서 슬라이딩 모드가 존재하기 위한 조건식은 (3.9)식과 같으며, 스위칭 게인 G 는 조건식 (3.9)를 만족하도록 정해져야 한다.

$$s\dot{s} < 0 \quad (3.9)$$

$$G = \rho k_0 |x_1| + (1 + \rho)k_0\psi \quad (3.10)$$

(3.8)식, (3.10)식으로부터 조건식 (3.9)의 만족여부를 증명해 본다.

$$\begin{aligned} s\dot{s} &= s \left[\lambda \dot{x}_1 - \frac{k_0 + \delta k_1}{m} x_1 + \frac{k_0 + \delta k_1}{m} y - \frac{1}{m} u \right] \\ &= s \left[\left\{ -\frac{\delta k_1}{m} x_1 - \frac{\rho k_0}{m} |x_1| \cdot sgn(s) \right\} + \right. \\ &\quad \left. \left\{ \frac{\delta k_1}{m} y - \frac{(1 + \rho)k_0}{m} \psi \cdot sgn(s) \right\} \right] \quad (3.11) \\ &= -\frac{\delta k_1}{m} x_1 \cdot s - \frac{\rho k_0}{m} |x_1| \cdot |s| + \frac{\delta k_1}{m} y \cdot s \\ &\quad - \frac{(1 + \rho)k_0}{m} \psi \cdot |s| < 0 \end{aligned}$$

따라서, 적절한 스위칭 게인의 선택으로 (3.11)식과 같이 슬라이딩 모드

도달조건을 만족함을 알 수 있고 슬라이딩 모드 제어기는 다음과 같다 (15).

$$u = -k_0(x_1 - y) + \lambda \dot{x}_1 + G \operatorname{sgn}(s) \quad (3.12)$$

3.2.2 Lyapunov 함수 이용법

파라미터 k_1 과 c_v 는 정확히는 알 수 없는 값들이다. 그래서, 불확실성을 고려하여 다음과 같은 범위 내에 존재하는 것을 가정한다. 하첨자 m, M 는 각각 최소값과 최대값을, ρ_1, ρ_2 는 하중요소, k_0, c_0 는 공칭값을 나타낸다.

$$0 < k_m < k_1 < k_M, 0 < c_m < c_v < c_M \quad (3.13)$$

$$k_m = k_0 - \rho_1 k_0, k_M = k_0 + \rho_1 k_0 \quad (3.14)$$

$$c_m = c_0 - \rho_2 c_0, c_M = c_0 + \rho_2 c_0 \quad (3.15)$$

또한, 미지 외란의 크기도 다음과 같은 범위내의 값으로 가정한다.

$$|y| < \psi \quad (3.16)$$

제어입력을 $f = c_v(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$ 로 정하고, 추정값은 다음과 같이 정한다.

$$f = f_0 + \delta f, \quad \begin{cases} |\delta f| \leq \rho_2 c_0 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ \leq \rho_2 f_0 \end{cases} \quad (3.17)$$

$$f_m = f_0 - \rho_2 f_0 = (1 - \rho_2) f_0, \quad f_M = f_0 + \rho_2 f_0 = (1 + \rho_2) f_0 \quad (3.18)$$

제어 계인의 최소값, 최대값, 그리고 제어입력을 다음과 같이 정한다⁽¹⁶⁾.

$$b_m = 1 - \rho_2, \quad b_M = 1 + \rho_2, \quad f_0 = u \quad (3.19)$$

제어 계인의 추정값은 기하평균값으로 다음과 같이 정한다.

$$\hat{b} = \sqrt{b_m \cdot b_M} \quad (3.20)$$

(3.2a)식의 운동방정식을 다시 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\ddot{x}_1 = -\frac{k_0}{m} x_1 - \frac{1}{m} b u + \frac{1}{m} \varphi(x_1) + \frac{k_1}{m} y \quad (3.21)$$

여기서, 강성계수의 불확실성에 대한 항 $\varphi(x_1) = (k_0 - k_1)x_1$ 이고, b 는 제어 계인으로 알 수 없는 파라미터이다. 제어계인 b 는 알 수 없지만 다음과 같이 경계 지어짐을 안다.

$$0 < b_m \leq b \leq b_M \quad (3.22)$$

(3.22)식 각 변에 (3.20)식을 나누고, 경계조건 (3.22)식을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\beta^{-1} \leq \frac{\hat{b}}{b} \leq \beta, \quad \beta = \sqrt{b_M / b_m} \quad (3.23)$$

또한, $\beta^{-1} \leq \frac{b}{\hat{b}} \leq \beta$ 이다.

$\lambda > 0$ 의 기울기를 갖는 슬라이딩 평면(sliding surface)을 다음과 같이 정의한다.

$$s = \dot{x}_1 + \lambda x_1, \quad \dot{s} = \ddot{x}_1 + \lambda \dot{x}_1 \quad (3.24)$$

$$\dot{s} = -\frac{k_0}{m} x_1 - \frac{1}{m} b u + \frac{1}{m} \varphi(x_1) + \frac{k_1}{m} y + \lambda \dot{x}_1 \quad (3.25)$$

제어기를 다음과 같이 정의한다.

$$u = \frac{1}{\hat{b}} (-k_0 x_1 + m \lambda \dot{x}_1 + m \bar{u}) \quad (3.26)$$

(3.26)식과 같이 제어기를 정의할 때, $-k_0 x_1 + m \lambda \dot{x}_1$ 항은 외란과 불확실한 파라미터들이 없는 공칭모델로부터 등가제어 입력 항으로 정해주었다.

즉, $\ddot{x}_1 = \frac{k_0}{m} x_1 - u$ 일 때, $\dot{s} = -\frac{k_0}{m} x_1 - \frac{1}{m} u + \lambda \dot{x}_1 \stackrel{!}{=} 0$ 으로부터

$$\therefore u_{eq} = -k_0 x_1 + m \lambda \dot{x}_1$$

그리고, 계산상 편의를 위해 \bar{u} 항에 m 을 곱하고, 전체 항에 \hat{b} 을 나누

었다. (3.25)식에 (3.26)식을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{s} = \left(1 - \frac{b}{\hat{b}}\right) \left(-\frac{k_0}{m} x_1 + \lambda \dot{x}_1\right) + \frac{1}{m} \varphi(x_1) + \frac{k_1}{m} y - b \hat{b}^{-1} \bar{u} \quad (3.27)$$

안정성을 판별하기 위해 다음과 같은 리아프노프 후보함수(Lyapunov function candidate)를 정의한다⁽¹⁷⁾.

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (3.28)$$

(3.27)식을 미분하면 다음 식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= s \dot{s} \\ &= s \left[\left(1 - \frac{b}{\hat{b}}\right) \left(-\frac{k_0}{m} x_1 + \lambda \dot{x}_1\right) + \frac{1}{m} \varphi(x_1) + \frac{k_1}{m} y - \frac{b}{\hat{b}} \bar{u} \right] \\ &= \left[\left(1 - \frac{b}{\hat{b}}\right) \left(-\frac{k_0}{m} x_1 + \lambda \dot{x}_1\right) + \frac{1}{m} \varphi(x_1) + \frac{k_1}{m} y \right] \cdot s - \frac{b}{\hat{b}} \bar{u} \cdot s \\ &\leq \left| \left(1 - \frac{b}{\hat{b}}\right) \right| \cdot \left| \left(-\frac{k_0}{m} x_1 + \lambda \dot{x}_1\right) \right| \cdot |s| + \frac{1}{m} |\varphi(x_1)| \cdot |s| + \frac{k_1}{m} |y| \cdot |s| - \frac{b}{\hat{b}} \bar{u} \cdot s \quad (3.29) \end{aligned}$$

(3.29)식에 위에서 정의한 경계조건식을 적용한다.

$|\varphi(x_1)| = |k_0 - k_1| \cdot |x_1|$ 이고, $\epsilon = \max(|[k_0, k_0] - [k_m, k_M]|)$ 이라고 하면, $|k_0 - k_1| \leq \epsilon$ 이므로, 다음과 같은 부등식이 성립한다.

$$|\phi(x_1)| \leq \epsilon |x_1| \quad (3.30)$$

또한, $|y| < \psi$ 이므로, 다음과 같은 부등식이 성립한다.

$$\frac{k_l}{m}|y| \leq \frac{k_l}{m}\psi \quad (3.31)$$

이제, \bar{u} 를 정의한다.

$$\bar{u} = -\eta(x_1) \operatorname{sgn}(s) \quad (3.32)$$

여기서, 스위칭계인 $\eta(x_1)$ 을 다음과 같이 정의한다.

$$\eta(x_1) \geq \frac{\hat{b}}{b} \left(\frac{1}{m} \epsilon |x_1| + \frac{k_1}{m} \psi + \eta_0 \right) + \left| \left(\frac{\hat{b}}{b} - 1 \right) \cdot \left| \left(-\frac{k_0}{m} x_1 + \lambda \dot{x}_1 \right) \right| \right| \quad (3.33)$$

(3.32)식을 (3.29)식에 대입하면, 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{V} \leq -\eta_0 |s| < 0, \quad \eta_0 > 0 \quad (3.34)$$

이와 같이 Lyapunov 이론을 이용하여 시스템이 안정함을 판별되었다. 그리고 동시에 (3.26)식과 (3.32)식으로부터 제어기도 다음과 같이 설계되었다.

$$u = \frac{1}{\hat{b}} \left(-k_0 x_1 + m \lambda \dot{x}_1 + m \eta(x_1) \cdot \operatorname{sgn}(s) \right) \quad (3.35)$$

슬라이딩 모드 제어기의 큰 단점에 채터링이 있다. 시스템의 상태가 슬라이딩 평면을 가로지를 때 발생하는 제어 입력의 급격한 스위칭 즉,

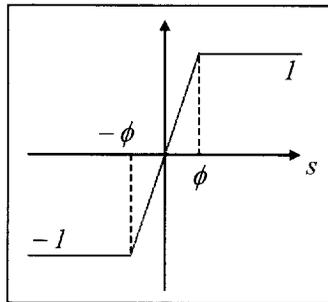
불연속적인 부호함수를 포함하는 제어입력으로 인하여 시스템의 모델링 과정 중에 생략된 시스템의 고주파 동역학이 여자(exciting)되어 무한 진동을 발생시키는데 이것이 슬라이딩 모드 제어가 가지는 치명적인 결점인 채터링이며 액추에이터에 악영향을 끼친다.

이와 같은 채터링을 제거하기 위해 다음과 같이 부호함수를 포화함수로서 대체 할 수 있다.

$$\text{sgn}(s) \cong \text{sat}(s/\Phi) \quad (3.36)$$

여기서, Φ 는 경계선 계수이다.
포화함수(saturation function)⁽¹⁶⁾ :

$$\begin{aligned} \text{sat}(s/\Phi) &= s/\Phi && \text{if } |y| \leq 1 \\ \text{sat}(s/\Phi) &= \text{sgn}(s/\Phi) && \text{otherwise} \end{aligned}$$



3.3 수치 시뮬레이션 및 고찰

시뮬레이션은 4차 Runge-Kutta 수치 해석법을 이용하여 Matlab 프로그램을 통해 수행하였다. 제안한 준 능동 슬라이딩 모드 제어가 최적화된 파라미터를 가진 수동제어, 준 능동 스카이 훅 제어와 비교해 탁월한 성능을 가짐을 보이기 위해 초기 변위, bump성 외란, 주기성 외란에 대해 시뮬레이션을 하고 상호 성능을 비교하였다.

시뮬레이션을 할 때 사용된 파라미터값들을 Table 1에 정리 하였다.

m	2kg	ρ_2	0.1
k_1	40N/m	η_0	0.2
k_2	120N/m	ψ	0.003m
λ	2	Φ	0.002m
ρ_1	0.1		

코일에 인가되는 전류에 따라 감쇠 계수는 Fig. 3.7과 같이 선형적으로 변하는 것으로 가정한다.

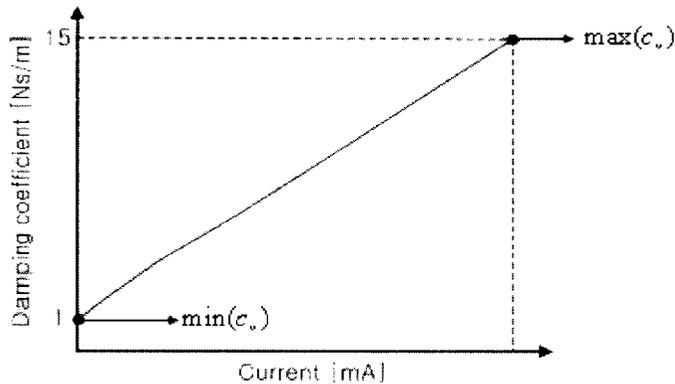


Fig. 3.7 Damping coefficient vs. electric current

Fig. 3.7과 같은 가정 하에 준 능동 제어규칙을 다음과 같이 적용한다.

$$c_v = \begin{cases} \frac{u}{(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)} & \text{for } \dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{y}) > 0 \\ \min(c_v) & \text{for } \dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{y}) \leq 0 \end{cases} \quad (3.37)$$

가변 감쇠계수 c_v 는 $\min(c_v) \leq c_v \leq \max(c_v)$ 의 범위 내에서 인가되는 전류에 따라 변화한다.

(1) 초기 변위일 때

Fig. 3.8~Fig. 3.10은 초기 변위 $x(0)=0.001\text{m}$ 에 대한 과도 응답특성을 나타내고 있다. Fig. 3.8은 변위 응답, Fig. 3.9는 속도 응답 그리고 Fig. 3.10은 위상 평면도에서의 궤적을 보여주고 있다. 변위 응답에서는 수렴 시간이 1.5sec내외로 비슷하고 변위의 크기에서도 성능의 차이는 알기 어려우나, 속도 응답에서 제안한 준 능동 슬라이딩 모드 제어가 속도의 크기, 수렴 시간에서 타 제어와 비교해 성능이 우수함을 알 수 있다. 위상 평면도의 궤적을 보면 슬라이딩 평면에 도달 한 후 원점에 수렴하고 있다. 이는 파라미터의 불확실성과 인가된 외란에 대해 강인할 수 있음을 뜻한다.

(2) bump성 외란이 인가될 때

Fig. 3.11~Fig. 3.13은 2초~3초 사이에 0.5mm의 크기와 0.5Hz의 주기를 가지는 반파형 bump 외란에 대한 과도 응답특성을 나타내고 있다. Fig. 3.11은 변위 응답, Fig. 3.12는 속도 응답 그리고 Fig. 3.13은 위상 평면도에서의 궤적을 보여주고 있다. 이 시뮬레이션 결과에서는 초기 변위 응답과 달리 제어성능의 우수함을 확실히 알 수 있다. 변위 응답에서, 다른 제어법에 비해 수렴시간이 짧고 진폭 크기가 작음을 보이고 있다. 속도 응답 역시 진폭의 크기가 작고 수렴시간이 빠름을 보이고 있다. 위상 평면도의 궤적은 원점을 출발하여 슬라이딩 평면에 도달하여 다시 원점으로 수렴함을 보이고 있다.

(3) 주기성 외란이 인가될 때

Fig. 3.14는 크기 1mm의 주기성 외란에 대한 정상상태 응답으로 응답의 최대 크기와 외란입력 변위의 크기 비를 외란 주파수와 시스템의 고유주파수의 비에 대해 나타낸 변위 전달률이다. 제안된 제어기는 저주파수에서 공진 피크치를 현저히 작은 변위 비로 제어를 하고 있고, 고주파수에서는 준 능동 스카이 훅제어에 비해 불규칙한 변위 비의 변화 없이 매끄러운 변위 비를 보여주고 있다.

(4) 채터링 제거 효과

Fig. 3.15와 Fig. 3.16은 초기 변위응답과 bump성 외란응답의 위상평면도에서 제어된 시스템의 상태가 슬라이딩 평면에 도달하여 그 평면에 구속되는 부분을 확대한 그림이다. 여기서, 부호함수를 포화함수로 대체함으로써 슬라이딩 평면에 접하고 있는 시스템의 궤적에서 채터링이 제거되었음을 알 수 있다.

(1) 초기 변위일 때

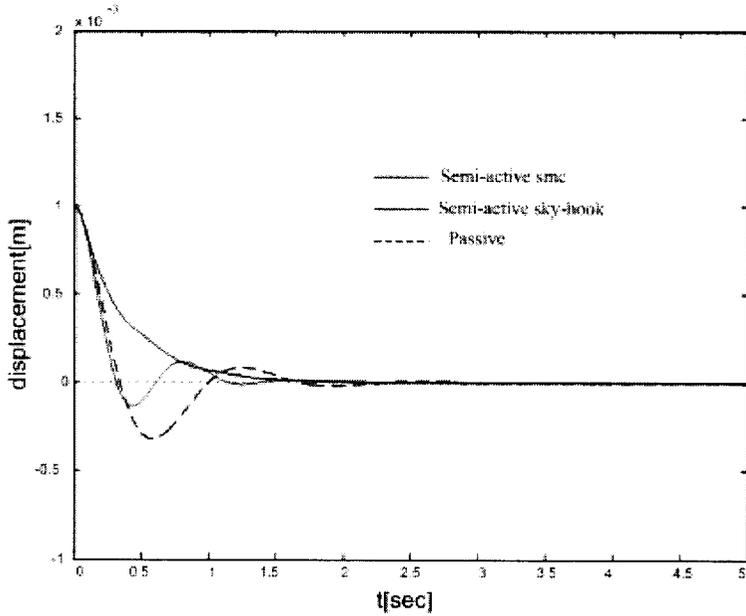


Fig. 3.8 Displacement time history

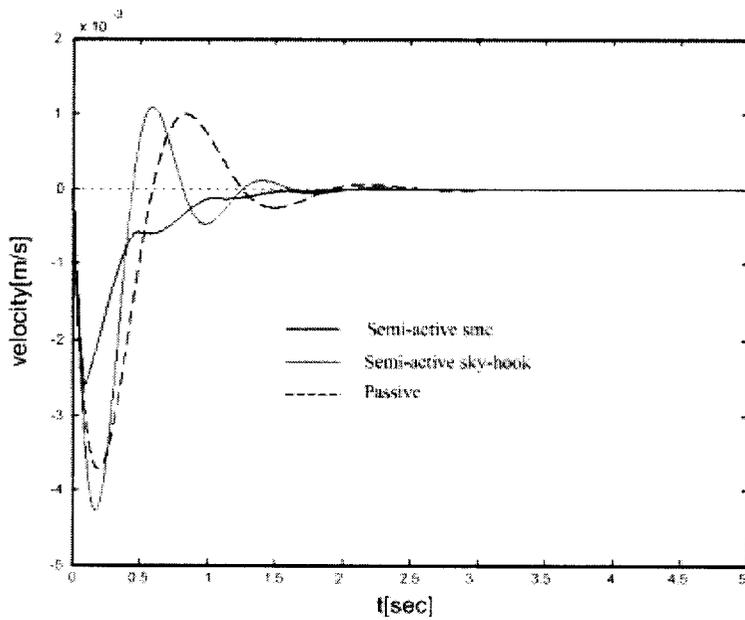


Fig. 3.9 Velocity time history

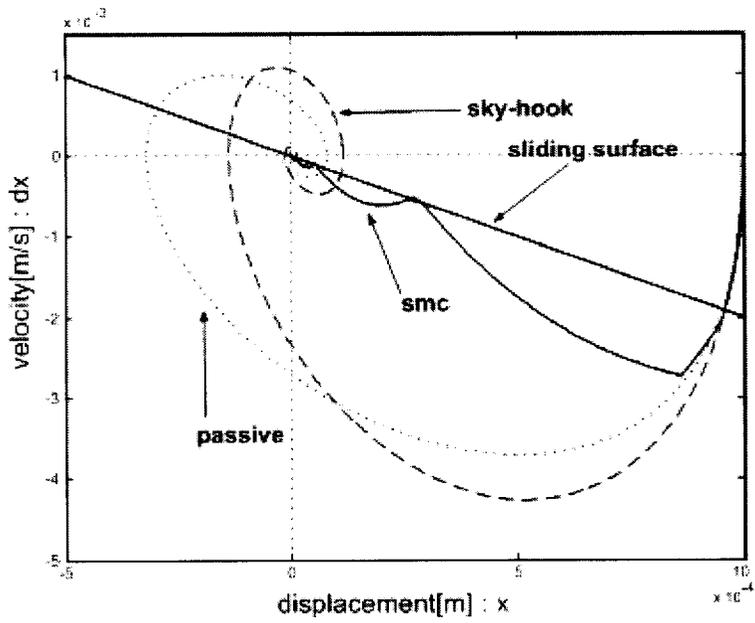


Fig. 3.10 Phase plane trajectory

(2) Bump성 외란이 인가될 때

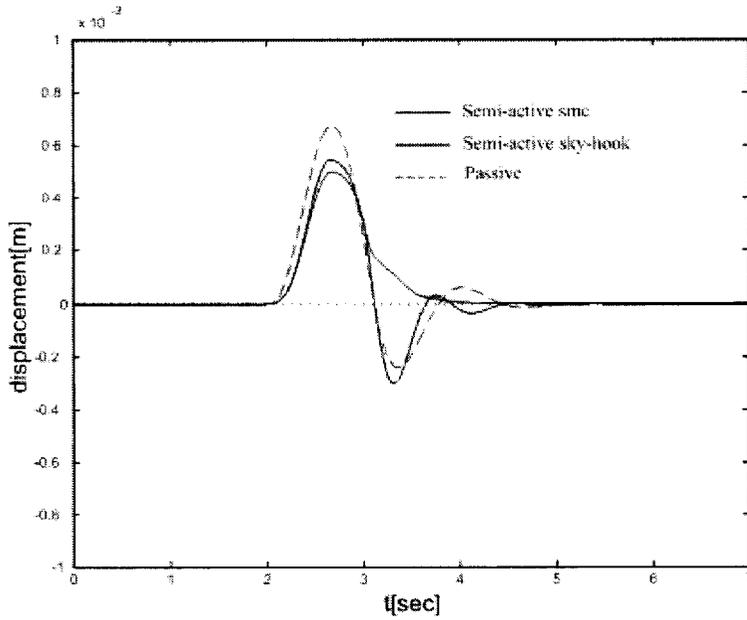


Fig. 3.11 Displacement time history

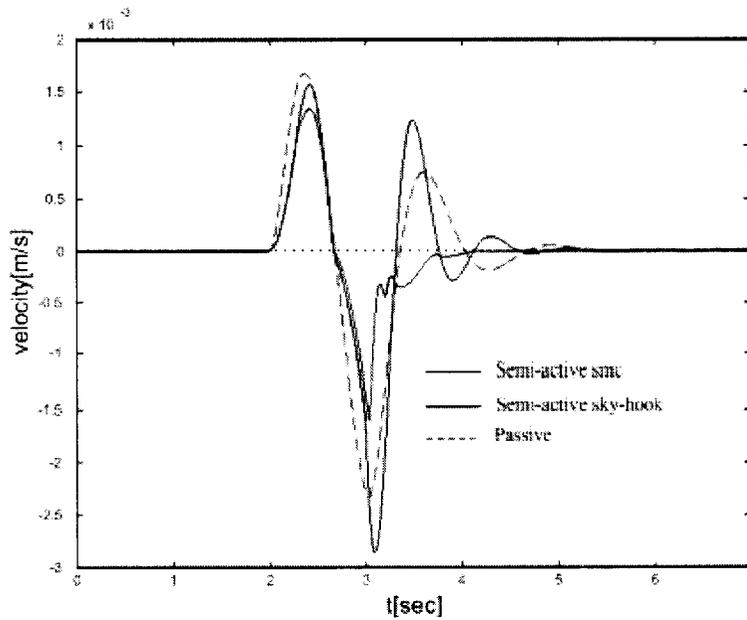


Fig. 3.12 Velocity time history

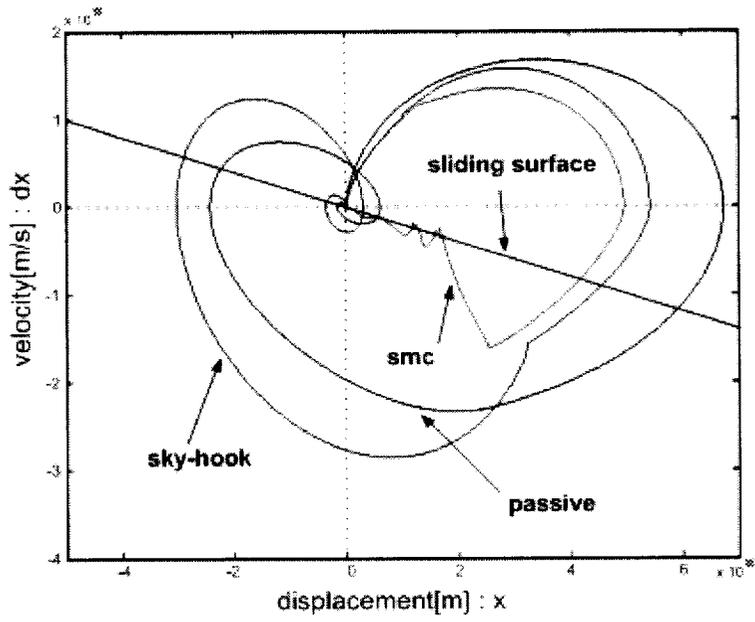


Fig. 3.13 Phase plane trajectory

(4) 주기성 외란이 인가될 때

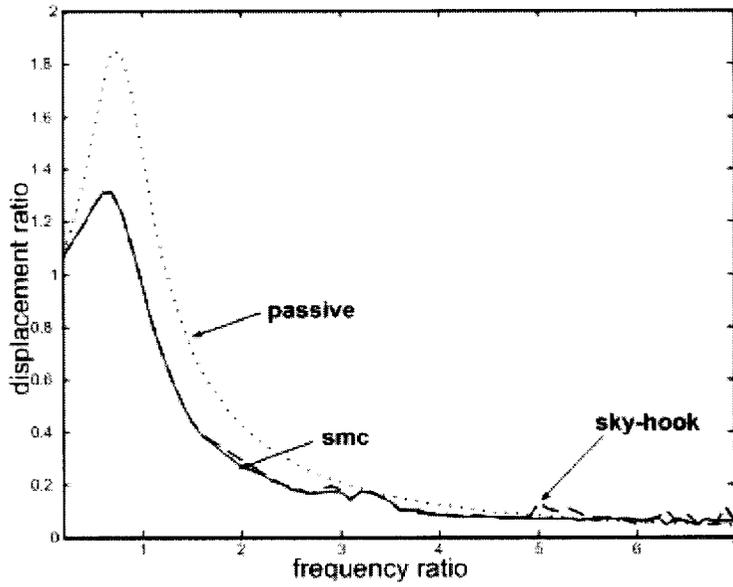
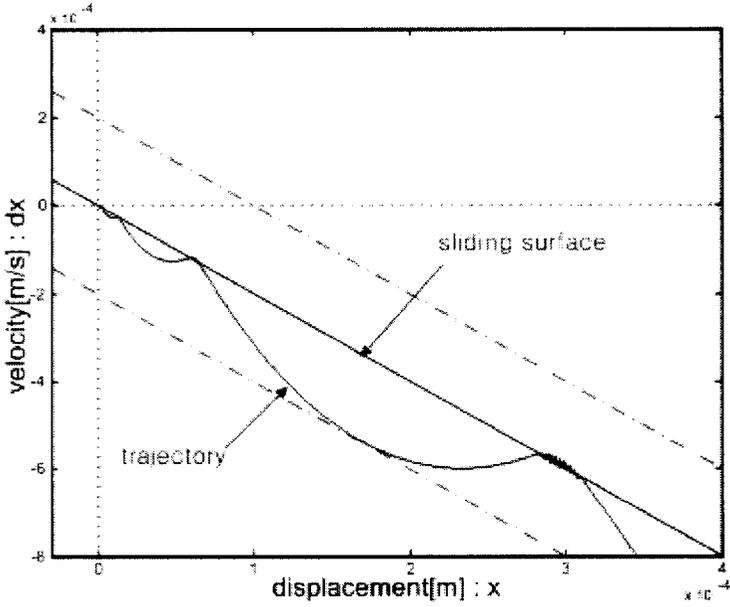
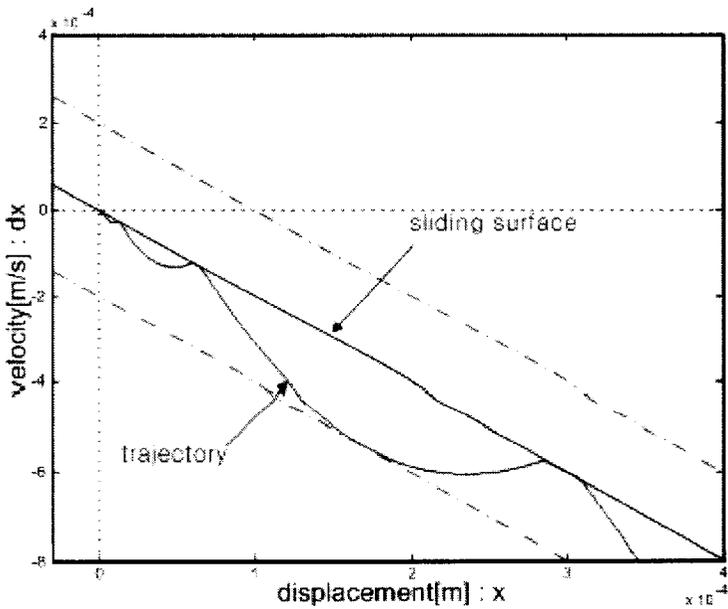


Fig. 3.14 Displacement transmissibility

(4) 채터링이 제거 되었을 때

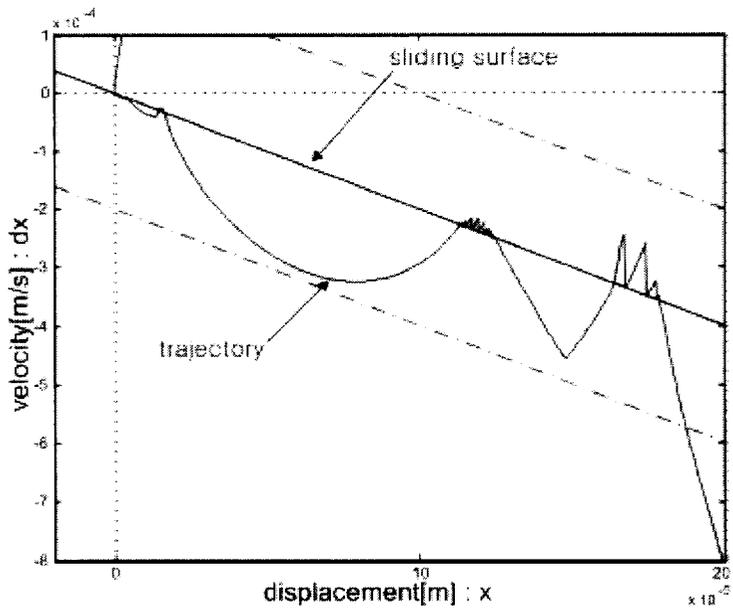


(a) In case of signum function

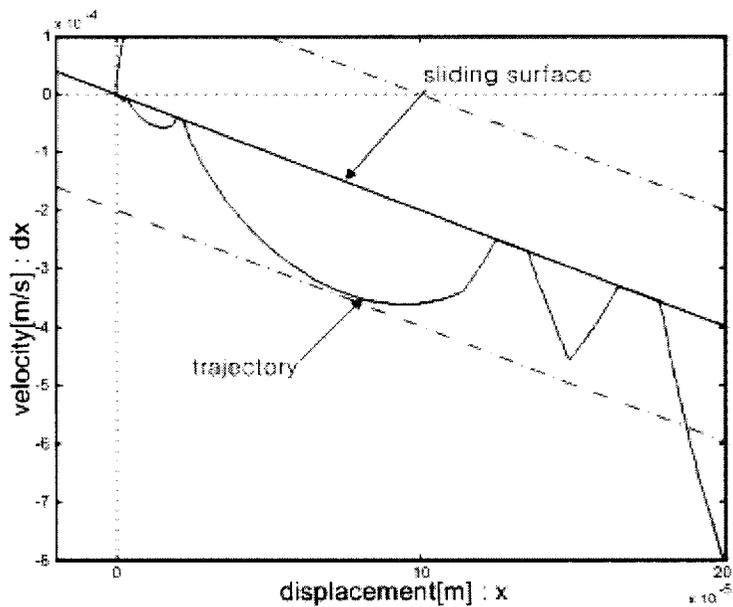


(b) In case of saturation function

Fig. 3.15 Trajectory zoomed in sliding surface when initial response



(a) In case of signum function



(b) In case of saturation function

Fig. 3.16 Trajectory zoomed in sliding surface when bump response

제 4장 결 론

본 논문에서는 정밀기기용 소형 기능성 유체 마운트의 진동 억제를 위해 로버스트 제어기법중 하나인 슬라이딩 모드 제어알고리즘으로 제어입력을 유도하였고, 이 제어력에 준 능동제어 규칙을 적용한 진동제어 방법을 제안하였다.

제어기 설계에서는, 우선 단순 1자유도 진동시스템에 대해 수동제어, 준 능동 스카이 훅 제어, 준 능동 슬라이딩 모드 제어를 각각 적용하여 슬라이딩 모드 제어일 때 제어 성능의 우수성을 시뮬레이션 상으로 검증하였다. 다음으로, 기능성 유체 마운트의 동특성을 파악했으며, 이 진동 시스템에 대한 제어기 설계와 안전성 판별은 슬라이딩 모드 도달조건을 이용한 방법과 Lyapunov 이론을 이용한 방법 두 가지 방법을 이용하여 행하였다. 그리고 단순 1자유도 진동시스템과 마찬가지로 수동제어, 준 능동 스카이 훅 제어와 성능을 상호 비교하였으며 수치 시뮬레이션으로 얻은 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 제안한 준 능동 슬라이딩 모드제어법이 타 제어법보다 진동제어 성능이 우수하였다.

(2) 초기 변위 및 bump성 외란에 대한 과도응답에서 시스템의 상태가 슬라이딩 평면에 구속됨으로써 시스템의 불확실한 파라미터와 외란에 둔감한 제어기가 설계되었음을 알 수 있다.

(3) 다양한 주기성 외란에 대한 변위 전달률 응답을 통해 광 대역 주파수 영역에서도 타 제어법과 비교하여 우수한 제진성능을 보였다.

(4) 슬라이딩 모드 제어항에서 부호함수를 포화함수로 대체함으로써 슬라이딩 제어에서 발생하는 채터링 문제를 해결하였다.

제어항을 정의하기 위해 사용된 상태 x_2 는 실제의 유체마운트를 기계

적 모델로 표현할 때 생기는 가상적인 위치로서 실제로 검출이 불가능하다. 따라서 향후, 제어력의 산정을 위해 x_2 를 관측하기 위한 관측기의 설계가 필요할 것으로 생각된다. 또한, 특정 유체를 상정한 실질적인 제어기 설계 및 실험적 연구가 필요할 것으로 생각된다.

부 록

A-1 슬라이딩 모드 제어 시뮬레이션 프로그램

```

%% 초기 변위응답 프로그램 %%
clear all
clc
% true system parameter set
m = 2; dm = m/100;
c1 = 7; c2 = -c1; c3 = c2; c4 = c1; k1 = 40; k2 = 120;
% nominal system values
k0 = 40;
% weighting factor
rou = 0.1;
% control gain
bm = 1-rou; bM = 1+rou; % control gain minimum and
maximum
b_hat = sqrt(bm*bM); % estimated value
beta = sqrt(bM/bm); % gain margin

% bounds
k_int = [38, 42]; kmax = max(abs(k0*ones(1,2) - k_int));
% in order to consider worst-case
e = sqrt(kmax^2); % k0-k about state x.
d = e; % about disturbance y.
ep = norm(kmax); % worst-case norm of k0-k1
psi = 0.003; % |y|<psi bounded disturbance

% parameters related to switching
eta0 = 0.2; % you pick eta0>0

% boundary layer
dt = 0.001; % sampling time

% sliding surface
end_line = 1/dt;
lamda = (2);
% initial sliding surface
pi = 0.0002
u(1) = -0.001;
du(1) = -(lamda)*u(1);
du2(1) = -(lamda)*u(1) + pi;
du3(1) = -(lamda)*u(1) - pi;
u(2) = 0;
du(2) = 0;
du2(2) = 0 + pi;
du3(2) = 0 - pi;
for i=3:end_line
    u(i) = (i)*dt;
    du(i) = -(lamda)*u(i);
    du2(i) = -(lamda)*u(i) + pi;
    du3(i) = -(lamda)*u(i) - pi;
end

get_data = 4/dt;

data = 6/dt;
end_step = data - get_data;
% initial state
x(:,1) = [0.001 0.0005 0 0]';
t(1) = 0.001;
y(1) = 0; dy(1) = 0;
D = [0 0 k1/m k2/dm]*y(1);
% controller initialize
s(1) = x(3) + lamda*x(1);
eta(1) = beta*(1/m*ep*abs(x(1)) + k1/m*psi + eta0) -
abs(beta-1)*abs(lamda*x(3)- k0/m*x(1));
u_bar(1) = eta(1)*tsat(s(1)/pi);
%u_bar(1) = eta(1)*sgn(s(1));
U(1) = b_hat^(-1)*(-k0*x(1) + m*lamda*x(3) + m*u_bar(1);
% solve variable damping coefficient
%C_smc(1) = U(1)/(x(3)-x(4));
C_smc(1) = 0.1;
% state matrix
F = [0 0 1 0;
    0 0 0 1;
    -k1/m 0 -C_smc(1)/m C_smc(1)/m;
    0 -k2/dm C_smc(1)/dm -C_smc(1)/dm];

for i = 2:end_step
    t(i) = (i)*dt;

    D = [0 0 k1/m k2/dm]*y;
    % 4th order Runge-Kutta method
    b1 = dt*(F*x(:,i-1) - D);%(:,i-1)
    b2 = dt*(F*x(:,i-1) - b1/2 + D);
    b3 = dt*(F*x(:,i-1) - b2/2 + D);
    b4 = dt*(F*x(:,i-1) - b3 + D);
    x(:,i) = x(:,i-1) + (1/6)*(b1 + 2*b2 + 2*b3 + b4);

    % sliding mode controller
    s(i) = x(3,i) - lamda*x(1,i);
    eta(i) = beta*(1/m*ep*abs(x(1,i)) + k1/m*psi + eta0) -
    abs(beta-1)*abs(lamda*x(3,i)- k0/m*x(1,i));
    u_bar(i) = eta(i)*tsat(s(i)/pi);
    %u_bar(i) = eta(i)*sgn(s(i));
    U(i) = b_hat^(-1)*(-k0*x(1,i) + m*lamda*x(3,i) +
    m*u_bar(i));
    % solve variable damping coefficient
    C_smc(i) = U(i)/(x(3,i)-x(4,i));

    % silding mode semi-active control
    if x(3,i)*x(3,i) - dy<0
        C_smc(i) = 0;
    else
        C_smc(i) = C_smc(i);
    end
end

```

```

end
if C_smc(i)<=0
    C_smc(i)=0;
elseif C_smc(i)>=15
    C_smc(i) = 15;
else
    C_smc(i) = C_smc(i);
end

F = [0 0 1 0;
      0 0 0 1;
      -k1/m 0 -C_smc(i)/m C_smc(i)/m;
      0 -k2/dm C_smc(i)/dm -C_smc(i)/dm];

figure(1);plot(L,x(1,:),'b');axis([0 5 -0.001 0.002]);
xlabel('t[sec]');ylabel('displacement[m]');grid
hold on
figure(2);plot(L,x(3,:),'b');axis([0 5 -0.005 0.002]);
xlabel('t[sec]');ylabel('velocity[m/s]');grid
hold on

%% bump성 외란응답 프로그램 %%
clear all
clc
% true system parameter set%
m = 2; dm = m/100;
c1 = 7; c2 = -c1; c3 = c2; c4 = c1; k1 = 40; k2 = 120;
% nominal system values
k0 = 40;
% weighting factor
rou = 0.1;
% control gain
bm = 1-rou; bM = 1*rou; % control gain minimum and
maximum
b_hat = sqrt(bm*bM); % estimated value
beta = sqrt(bM/bm); % gain margin

% bounds
k_int = [38, 42]; kmax = max(abs(k0*ones(1,2) - k_int));
% in order to consider worst-case
e = sqrt(kmax^2); % k0-k about state x.
d = e; % about disturbance y.
ep = norm(kmax); % worst-case norm of k0-k1
psi = 0.003; % |y|<psi bounded disturbance

% parameters relative to switching
eta0 = 0.2; % you pick eta0>0

% boundary layer
dt = 0.001; % sampling time

% sliding surface
end_line = 1/dt;
lamda = (2);
% initial sliding surface
pi = 0.0002
u(1) = -0.001;
du(1) = -(lamda)*u(1);
du2(1) = -(lamda)*u(1) + pi;
du3(1) = -(lamda)*u(1) - pi;
u(2) = 0;
du(2) = 0;
du2(2) = 0 + pi;
du3(2) = 0 - pi;
for i=3:end_line
    u(i) = (i)*dt;
    du(i) = -(lamda)*u(i);
    du2(i) = -(lamda)*u(i) + pi;
    du3(i) = -(lamda)*u(i) - pi;
end

% initial state
x(:,1) = [0 0 0 0]';
t(1) = 0.001;
get_data = 4/dt;
data = 6/dt;
end_step = data + get_data;

```

```

wd=3.142;
Ymax=0.0005;
y(1)=0; dy(1)=wd; d2y(1)=0;
D = [0 0 k1/m k2/dm]*y(1);

% controller initialize
s(1) = x(3) + lamda*x(1);
eta(1) = beta*(1/m*ep*abs(x(1)) + k1/m*psi + eta0) -
abs(beta-1)*abs(lamda*x(3)- k0/m*x(1));
u_bar(1) = eta(1)*tsat(s(1)/pi);
%u_bar(1) = eta(1)*sgn(s(1));
U(1) = b_hat^(-1)*(-k0*x(1) + m*lamda*x(3) + m*u_bar);

% solve variable damping coefficient
%C_smc(1) = U(1)/(x(3)-x(4));
C_smc(1) = 0.1;

% state matrix
%F = [0 0 1 0;0 0 0 1;-k1/m 0 -C_smc(1)/m
C_smc(1)/m;0 -k2/dm C_smc(1)/dm -C_smc(1)/dm];
F = [0 0 1 0;0 0 0 1;-k1/m 0 -C_smc(1)/m
C_smc(1)/m;0 0 0 0];

for i = 2:end_step
    t(i) = (i)*dt;
    if t(i)>=2 & t(i)<=3
        y(i)=Ymax*sin(wd*t(i));
        dy(i)=Ymax*wd*cos(wd*t(i));
    else
        y(i)=0;dy(i)=0;
    end

    D = [0 0 k1/m k2/dm]*y(i-1);
    % 4th order Runge-Kutta method
    b1 = dt*(F*x(i-1) + D);%(:,i-1)
    b2 = dt*(F*x(i-1) + b1/2 + D);
    b3 = dt*(F*x(i-1) + b2/2 + D);
    b4 = dt*(F*x(i-1) + b3 + D);
    x(i) = x(i-1) + (1/6)*(b1 + 2*b2 + 2*b3 + b4);

    % sliding mode controller
    s(i) = x(3,i) + lamda*x(1,i);
    eta(i) = beta*(1/m*ep*abs(x(1,i)) + k1/m*psi + eta0) -
abs(beta-1)*abs(lamda*x(3,i)- k0/m*x(1,i));
    u_bar(i) = eta(i)*tsat(s(i)/pi);
    %u_bar(i) = eta(i)*sgn(s(i));
    U(i) = b_hat^(-1)*(-k0*x(1,i) + m*lamda*x(3,i) +
m*u_bar(i));

    % solve variable damping coefficient
    C_smc(i) = U(i)/(x(3,i)-x(4,i));

    % silding mode semi-active control
    if x(3,i)*(x(3,i) - dy(i))<=0
        C_smc(i) = 0;
    else
        C_smc(i) = C_smc(i);
    end
    if C_smc(i)<=0
        C_smc(i)=0;
    elseif C_smc(i)>=15
        C_smc(i) = 15;
    else
        C_smc(i) = C_smc(i);
    end

    %F = [0 0 1 0;0 0 0 1;-k1/m 0 -C_smc(i)/m
C_smc(i)/m;0 -k2/dm C_smc(i)/dm -C_smc(i)/dm];
    F = [0 0 1 0;0 0 0 1;-k1/m 0 -C_smc(i)/m
C_smc(i)/m;0 0 0 0];

    end

figure(1);plot(t,x(1,:),b')
xlabel('t[sec]');ylabel('displacement[m]');
grid,axis([0 7 -0.001 0.001])
hold on
figure(2);plot(t,x(3:,:),b')
xlabel('t[sec]');ylabel('velocity[m/s]');
grid,axis([0 7 -0.003 0.002])
hold on
title('displacement & velocity response')
xlabel('t[sec]');ylabel('displacement[m] & velocity[m/s]');
grid,axis([0 8 -0.004 0.002])
hold on

figure(2);plot(x(1,:),x(3:,:),b',u,du,'k',u,du2,'r-',u,du3,'r-');
title('phase plane [bump disturbance]')
xlabel('displacement[m] : x');ylabel('velocity[m/s] : dx')
axis([-0.001 0.001 -0.005 0.005]);grid;hold on %

```

```

%%: 범위 선단류 프로그램 %%
clear all
clc
% true system parameter set%
m = 2; dm = m/100;
c1 = 7; c2 = -c1; c3 = c2; c4 = c1; k1 = 40; k2 = 120;
% nominal system values
k0 = 40;
% weighting factor
rou = 0.1;
% control gain
bm = 1-rou; bM = 1+rou; % control gain minimum and
maximum
b_hat = sqrt(bm*bM); % estimated value
beta = sqrt(bM/bm); % gain margin

% bounds
k_int = [36, 44]; kmax = max(abs(k0*ones(1,2) - k_int));
% in order to consider worst-case
e = sqrt(kmax^2); % k0-k about state x.
d = e; % about disturbance y.
ep = norm(kmax); % worst-case norm of k0-k1
psi = 0.003; % |y|<psi bounded disturbance

% parameters related to switching
eta0 = 0.2; % you pick eta0>0

% boundary layer
lamda = (2);
dt = 0.001; % sampling time
% initial state
x = [0 0 0 0]';
t(1) = 0;
get_data = 4/dt;
data = 4/dt;
end_step = data + get_data;
kk = 0;

for freq = 0.1:0.1:4
    kk = kk+1;
    w = freq*2*pi;
    amp = 0.001; gg = 0;
    y(1) = 0; dy(1) = amp*w;
    D = [0 0 k1/m k2/dm]*y;
    % controller initialize
    s = x(3) + lamda*x(1);
    eta = beta*(1/m*ep*abs(x(1)) + k1/m*psi + eta0) -
abs(beta-1)*abs(lamda*x(3) - k0/m*x(1));
    u_bar = eta*tsat(s/pi);
    %u_bar(1) = eta(1)*sgn(s(1));
    U = b_hat*(-1)*(-k0*x(1) + m*lamda*x(3) + m*u_bar);
    % solve variable damping coefficient
    %C_smc(1) = U(1)/(x(3)-x(4));
    C_smc = 0.1;
    % state matrix
    F = [0 0 1 0;
        0 0 0 1;
        -k1/m 0 -C_smc/m C_smc/m;
        0 -k2/dm C_smc/dm -C_smc/dm];
    for i = 2:end_step
        Time = i*dt;
        T(i) = Time;
        in = w*Time;
        y = amp*sin(in); dy = amp*w*cos(in);
        D = [0 0 k1/m k2/dm]*y;
        % 4th order Runge-Kutta method
        b1 = dt*(F*x + D);%
        b2 = dt*(F*x+b1/2 + D);
        b3 = dt*(F*x+b2/2 + D);
        b4 = dt*(F*x+b3 + D);
        x = x + (1/6)*(b1 + 2*b2 + 2*b3 + b4);
        % sliding mode controller
        s = x(3) + lamda*x(1);
        eta = beta*(1/m*ep*abs(x(1)) + k1/m*psi + eta0) -
abs(beta-1)*abs(lamda*x(3) - k0/m*x(1));
        u_bar = eta*tsat(s/pi);
        %u_bar(i) = eta(i)*sgn(s(i));
        U = b_hat*(-1)*(-k0*x(1) + m*lamda*x(3) +
m*u_bar);
        % solve variable damping coefficient
        C_smc = U/(x(3)-x(4));
        % silding mode semi-active control
        if x(3)*(x(3) - dy)<=0
            C_smc = 0;
        else
            C_smc = C_smc;
        end
        if C_smc<=1
            C_smc=1;
        elseif C_smc>=15
            C_smc = 15;
        else
            C_smc = C_smc;
        end
        F = [0 0 1 0;
            0 0 0 1;
            -k1/m 0 -C_smc/m C_smc/m;
            0 -k2/dm C_smc/dm -C_smc/dm];
        if Time >= get_data*dt
            gg = gg+1;
            if gg == 1;
                dd = i;
            end
            nn = i - dd + 1;
            FF(nn) = x(1);
        end
    end
end

```

```

end
v_max=max(Ff)/amp;
Mag(kk) = v_max;
Hz(kk) = freq;
figure(1)
plot(Hz(kk),Mag(kk),'b.')
pause(0.01)
hold on

end

%% 포화함수 %%
function y=tsat(d)
%phi = 0.0002;
if abs(d)<=pi
    y=d;
else
    y=sign(d);
end

figure(2)
plot(Hz,Mag,'k')
title('displacement transmissibility')
xlabel('frequency ratio');ylabel('displacement ratio')
axis([0.2 4 0 2])
pause(0.01)
hold on

```

참고문헌

- (1) Daniel J. Inman , "ENGINEERING VIBRATION", Prentice-Hall, Inc., 1994.
- (2) Young-Kong Ahn, Bo-Suk Yang, Shin Morishita, "A Modeling of a Variable-damping Mount Using Magneto-Rheological Fluid", Journal of KSNVE, Vol. 11, No. 11, pp.141~146, 2001
- (3) Young-Kong Ahn, "Dynamic Properties of Type Mount Using MR Fluid", Journal of KSNVE, Vol. 13, No. 6, pp. 488~493, 2003.
- (4) Young-Kong Ahn, Young-Chan Kim, Bo-Suk Yang, "Optimization of Engine Mount Using an Enhanced Genetic Algorithm", Journal of KSNVE, Vol. 12, No. 12, pp. 935~942, 2002.
- (5) Fahim Sadek, Bijan Mohraz, "SEMIACTIVE CONTROL ALGORITHMS FOR STRUCTURES WITH VARIABLE DAMPERS", Journal of ENGINEERING MECHANICS, september 1998.
- (6) Mehdi, "A HYBRID SEMIACTIVE CONTROL FOR SECONDARY SUSPENSION APPLICATIONS", Prodeeding of 6th ASME Symposium on Advanced Automotive Technologies, ASME International Congress and Exposition, November 16-21, 1997.
- (7) T,V Cao, L. Chen, F. He, K. Sammut, "Active Vibration Absorber Design via Sliding Mode Control", Proceeding of American Control Conference, pp. 1637~1638, 2000.
- (8) Tri-Tan Van Cao, Ley Chen, Fango He, Karl Sammut, "Adaptive Integral Sliding Mode Control for Active Vibration Absorber Design", Proceeding of the 39th IEEE, Conference on Decision and Control, pp. 2436~2437, 2000.
- (9) TOYOUHISA FUJITA, YOUICHI AKAGMI, et al., "COMPARISON OF FREQUENCY CHARACTERISTICS IN A DAMPER USING

- MAGNETIC FLUID, ER FLUID DISPERSING SMECTITE, AND MIXED ER MAGNETIC FLUID" International Journal of Modern Physics B, Vol. 10, Hos. 23 & 24, pp. 3001-3010, 1996
- (10) Shawn P Kelso, Benjamin Kyle Henderson, "PRECISION CONTROLLED ACTUATION AND VIBRATION ISOLATION UTILIZING MAGNETO-RHEOLOGICAL FLUID TECHNOLOGY" American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2001
- (11) Hyun-Ung Oh, Junjiro Onoda, "An experimental study of a semiactive magneto-rheological fluid variable damper for vibration suppression of truss structures", SMART MATERIAL STRUCTURES, Vol. 11, pp. 156-162, 2002
- (12) Shin Morishita, Jun'ichi Mitsui, "An Electronically Controlled Engine Mount Using Electro-Rheological Fluid"
- (13) Jeong-Hoon Kim, Chong-Won Lee, Seung-Kuh Lee, " MODELING OF MAGNETO-RHEOLOGICAL FLUID BASED SEMI-ACTIVE MOUNT" Third International Conference on Motion and Vibration Control, 1996
- (14) 홍성룡, 최승복, 정우진, 함일배, 김두기 "작동모드에 따른 ER마운트의 동특성 해석" 한국소음진동공학회, 제 10 권, 제 5 호, pp. 819-829, 2000
- (15) 이현희, 최승복 "MR유체를 이용한 엔진마운트의 진동제어", 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp.213-218, 2001
- (16) JEAN-JACQUES E. SLOTINE, WEIPING LI "Applied Nonlinear Control" Prentice-Hall International, Inc, 1991
- (17) Vadim Utkin, Jurgen Guldner, Jingxin Shi " Sliding mode Control in Electromechanical Systems" Taylor & Francis, 1999
- (18) Wilfrid Perruquetti, Jean Pierre Barot "SLIDING MODE CONTROL IN ENGINEERING" MARCEL DEKKER, Inc. ,2002

감사의 글

5년 전 AMCL과 처음 연을 맺고 우여곡절도 많았지만 정석권 지도교수님과 선배님들, 후배님들의 깊은 배려와 도움으로 미흡하나마 논문 한편을 내게 되었고 2년 동안의 대학원생활의 결실로 대신하려하니 부끄러운 마음과 함께 감사한 마음이 앞섭니다.

먼저, 미흡한 저의 논문이 나오기까지 애정 어린 충고와 학문적 가르침을 아낌없이 주셨던 정석권 지도교수님께 고개 숙여 감사드립니다. 그리고 자동제어의 기초를 다지게 해주셨으며 본 논문의 심사를 위해 주심을 맡아주신 양주호 교수님과 저의 연구테마와 관련한 많은 자료와 지원을 아끼시지 않으셨고 논문심사를 해주신 안영공 교수님께 다시 한번 깊은 감사를 드립니다.

대학원 과정에서 연구를 함에 있어 많은 조언과 제어이론공부에 도움을 주신 김영복 교수님과 서진호 선생님께도 진심으로 감사를 드립니다.

같이 졸업을 하게 된 AMCL의 왕고참, 거의 한국 사람이 다 된 이진국 선배, 먼 타국 중국에서 유학을 와 불철주야 한국생활에 적응하고 연구하고 제신 이화누나, AMCL의 세대교체의 주인공들이 될 이동우, 윤종수 후배님들,과는 다르지만 저를 형, 선배라 불러주는 분위기 메이커인 연두흙, 이동규, 한유빈 후배님들께 깊은 고마움을 전합니다. 그리고 제가 AMCL과 연을 맺게 해주었고 지금은 어엿한 사회인이 된 유성권형, 김영진군, AMCL의 위상을 높이고 보다 높은 연구의 정진을 위해 일본에서 박사과정에 있는 권혁진 선배님, 최봉석 군, 정영미 후배님, 그 외에 AMCL의 여러 OB 선·후배님들에게도 감사의 뜻을 전합니다. 또한, 학문적으로나 실험적으로 도움을 많이 준 김영완 선배님, 정황훈 군, 강귀봉 군에게도 고마움을 표합니다. 그리고 힘들 때 술 한잔, 농구를 같이 했던 나의 소중한 친구들 이흥기, 진광웅, 김진호, 김준용, 김은석, 김경수, 김지수, 김현태에게도 고마움을 보냅니다.

마지막으로, 지금까지 저를 키워주시고 한없는 사랑과 경제적인 지원으로 지금의 저를 있게 해주신 부모님과 누나와 매형, 그리고 태어난 지 49일 된 나의 첫 조카에게 깊은 감사와 함께 이 작은 결실을 바칩니다.