

능동/반능동 현가시스템 기술

이경수

한양대학교 기계·자동차공학과

1. 머리말

자동차는 사람이나 화물을 수송하기 위한 것이며, 수송과 정에는 수송되는 대상에 가능한 한 적은 충격이 가해지도록 하는 것이 중요하다. 즉, 화물의 경우에는 수송중의 충격에 의한 피해를 최소화하고, 승객이나 운전자에게는 승차감을 향상시키고 피로를 줄이는 것이 중요한데, 이러한 관점에서 의 자동차의 성능을 결정하는 것이 현가시스템이다. 그림 1은 승용차의 독립 현가시스템 (independent suspensions) 과 그 동역학 모델 (dynamic model) 을 보여주고있다. 넓은 의미의 현가시스템은 차체 (sprung mass, car body) 와 노면 사이에 있는 타이어 (tires), 스프링 (springs), 댐퍼 (dampers, shock absorbers), 기구학적 링크 (linkages) 를 의미하며, 차축과 노면사이의 타이어를 primary suspension, 차축과 차체 사이의 스프링과 댐퍼를 secondary suspension 이라 한다. 일반적으로 현가시스템이란 차체와 차축을 연결하는 스프링과 댐퍼로 이루어진 secondary suspensions 을 의미한다[5].

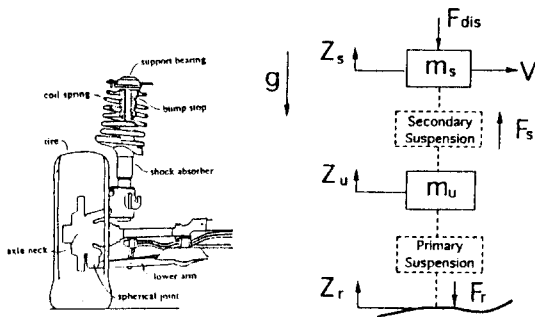


그림 1. An independent suspension and its dynamic model[4, 5].

현가 시스템의 주요 기능은 다음과 같으며[5],

- (1) 차량의 무게 지지(Support the vehicle static weight)
- (2) 노면의 불규칙성(road/guideway disturbances, 노면 외란)에 의하여 발생하는 진동의 차단(Isolate a car body from road disturbances)
- (3) 바퀴의 노면 접지력 유지(Keep road holding on a rough, bumpy, and winding road for improved traction, braking and cornering)

차량 현가 시스템의 성능은 승차감(the comfort of the occupant), 현가 시스템에 필요한 공간(rattle space, the required suspension working space), 동적 타이어 힘 (the dynamic tire forces), 조향시의 특성 (the handling properties) 등에 의하여 결정된다. 노면의 외란은 현가시스템을 거쳐서 차체에 전달되며, 현가시스템의 스프링상수, 댐핑계수가 작을수록 (soft suspensions), 노면외란에 의한 차체진동은 감소하고 현가 시스템의 변위 (suspension stroke) 는 증가한다. 반면에 현가시스템 계수 (spring stiffness, damping coefficients) 가 클수록 (hard suspensions), 차체에 가해지는 외력 (external forces and body forces) 에 의한 진동은 작아지며, 현가 시스템의 변위도 작아진다. 외란, 즉, 노면 외란과 차체에 가해지는 외력, 에 의한 차체진동, 타이어의 노면 접지력의 변화, 현가시스템의 변위는 각각 승차감 (passenger comfort), 주행성능특성/주행안전도, 차체설계 및 packaging 과 관련되며, 서로 상충되는 요소 (competing factors in suspension design) 이다, 즉 위의 세 가지 요소를 모두 최소화 하는 수동현가시스템 (passive suspensions) 을 설계하는 것은 불가능하며, 차량의 특성 (passenger cars, sport car, off-road vehicles, buses/heavy

trucks, military vehicles etc.) 에 맞는 최적의 절충값으로 설계하는 것이 일반적인 방법이다. 많은 경우에 수동 현가 시스템만으로도 만족할만한 우수한 성능을 얻는 것이 가능하다. 외부의 동력을 사용하지 않고 스프링, 댐퍼와 같은 수동요소 (passive elements) 만을 사용하므로 그 성능은 근본적으로 제한될 수 밖에 없다. 현가시스템 설계상의 상충 문제를 개선하기 위하여 비선형 스프링, 비선형/비대칭 댐퍼, 가스 스프링, 기구학적 설계변경 등 다양한 기술이 개발되었으나 수동 현가시스템의 근본적인 성능 한계를 넘을 수는 없고, 수동현가시스템의 성능 한계를 극복하기 위하여 능동 현가시스템 (active suspensions) 이 연구되기 시작하였다.

능동 현가시스템은 외부 동력원 (an external power source), 액츄에이터 (hydraulic, pneumatic, or electromechanical actuators), 측정기기 (sensors), 신호처리기 (signal processing filters) 및 제어기 (feedback controller) 로 구성된다. 외부 동력을 이용하여 차체 (sprung mass) 에 가해지는 힘 (suspension force) 을 제어할 수 있으므로 외란의 영향을 줄이는 것이 가능하다. 즉 승차감을 향상시키고, 운전자의 피로를 감소시키며, 화물에 가해지는 충격을 줄이는 것이 가능하며, 더욱 빠른 속도로 주행하는 것이 가능하다.

능동 현가시스템은 적용되는 차량의 특성에 따라 설계/제어 목적이 약간 달라지는데, 승용차의 경우에는 운전자/승객의 승차감을 향상시키고, 차량의 제어성능/조향성능을 향상시키는 것이, 경량/대형 트럭 (light and heavy trucks) 의 경우에는 운전자의 승차감 향상, 장시간의 운전 에 따르는 피로의 최소화, 주행 안전성의 향상, 노면/화물의 파손 (road/freight damages) 최소화 등이 주요 목적이라 할 수 있다[1, 2, 5, 8, 16, 18, 29-32, 50]. 능동 현가시스템의 주요 장점은 다음과 같은 특성에 기인한다[1] :

- (1) 수동 시스템은 에너지를 소산(dissipate)시키고 일시적으로 에너지를 저장했다가 시스템으로 다시 보내는 반면, 능동 시스템은 현가 시스템에 에너지를 공급할 수도 있으며 에너지의 흐름을 조절하는 것도 가능하다.
- (2) 능동 시스템은 차량의 성능을 향상시키기 위해 설계된 제어법칙에 의해 결정된 임의의 힘을 발생시킬 수 있다.

이러한 장점 때문에 능동 현가 시스템은 대단히 우수한 성능을 제공할 수 있지만, 수동 현가 시스템에 비해 다음과 같은 단점이 있다[1,5,8] :

- (1) 큰 외부 동력원(large external power source)이 필요하다.
- (2) 시스템이 복잡해지고 비용이 증가한다.
- (3) 신뢰도(reliability)가 떨어진다.

이 글에서는 능동/반능동 현가시스템의 정의 및 분류, 발전과정/역사/개발사례, 제어기법, 연구/개발 동향 등을 다룬다.

2. 능동 현가시스템의 정의, 분류

능동 현가시스템의 연구/개발이 본격화되면서 능동 (active), 반능동(semi-active), 적응식(adaptive) 현가시스템, 전자 현가시스템(ECS, Electronic Control Suspensions), ADS(Active Damping Suspensions), RSS(Road Sensing Suspensions), Advanced Suspensions 등의 여러 가지 용어가 능동 현가시스템의 개념, 제어방법, 특징에 따라 사용되고있다.

수동 현가시스템(passive suspensions)이란 기존의 스프링-댐퍼로 구성된 현가 장치를 의미하며, 에너지를 소모하거나 일시적으로 저장하는 수동 요소(passive elements) 만으로 구성되어있다는 의미로 “수동” 현가장치라고한다. “넓은 의미”의 능동 현가시스템(active suspensions, advanced suspensions)이란 그림 2와 표 1에 보여진 것과 같이 기존의 현가장치에 차량의 상태를 감지하는 “계측기 (sensors)”, 동력 또는 에너지를 공급/소모하는 “액츄에이터(actuators)”와 “동력 장치(power source, power unit)”, 계측된 신호에 따라 액츄에이터를 제어하는 “제어기(controller)”가 추가로 사용되어 에너지의 흐름을 제어할 수 있는 현가 시스템을 의미한다. 능동 현가시스템의 여러 구성요소가 표 1에 보여져있다. 넓은 의미의 능동 현가시스템은 외부 동력장치의 사용 여부, 액츄에이터의 제어방식에 따라 능동, 반능동, 적응식, 수동식(manual) 등으로, 주파수 영역에서의 제어범위에따라 느린 능동 현가시스템(slow active suspension systems)과 완전 능동 현가시스템(fully active suspension systems) 등으로 분류되며, 수동 현가시스템과 구분하여 통칭하여 “Advanced Suspensions” 이라고도 한다.

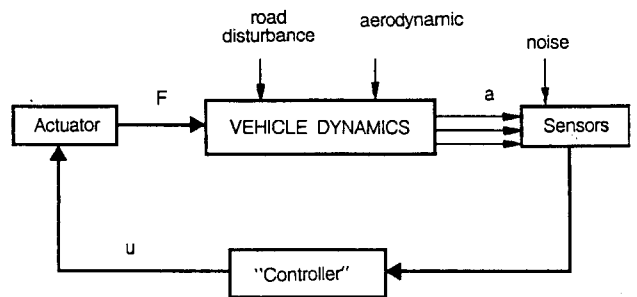


그림 2. Active suspension(advanced suspensions) schematic.

표 1. Components of active suspension.

	Components
Power source	hydraulic, pneumatic, electric
Actuators	hydraulic, pneumatic, electro-mechanical, electro-magnetic
Sensors	accelerometers, pressure sensors, load cells, potentiometers
Signal conditioner/logic device	filters, microprocessor

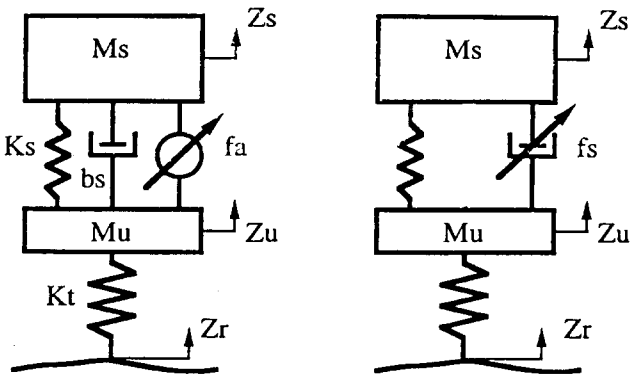
Advanced Suspensions 의 분류가 표 2에 제시되어있다. 능동 현가시스템 (advanced suspensions)은 외부 동력 장치 (external power supply)의 사용 여부에 따라 능동 (fully active), 반능동 (semi-active) 현가시스템으로 분류한다.

그림 3은 능동 현가시스템과 반능동 현가 시스템의 차이 점을 비교하여 보여주고있다. 능동 현가시스템은 유압 (hydraulic), 공압 (pneumatic), 또는 전기 (electric) 액츄에이터를 사용하여 원하는 임의의 힘을 발생시키고, 에너지를 공급할 수 있는 시스템을 의미한다. 반능동 시스템은 외부

표 2. Classification of advanced suspensions.

Criterion	System		Characteristics	Applications/Makers
Power Requirement/ Actuators	fully active		<ul style="list-style-type: none"> - power supplied - hydraulic, pneumatic, electric actuators 	
	semi-active		<ul style="list-style-type: none"> - power consumption only - modifiable damper, ERM fluid damper 	
Level of Control	manual		<ul style="list-style-type: none"> - manual setting (driver controlled change of damping or vehicle height) - response time : 1-10 sec. 	- GM light duty truck/utility vehicle
	adaptive		<ul style="list-style-type: none"> - open loop control - modifiable damper, spring rate, air actuators/ height control - Road sensing suspensions (RSS) - response time : 100-300 msec 	- Toyota 1986 soarer - Hyundai Grandeur
	semi-active		<ul style="list-style-type: none"> - true active damping - real time control - discrete/continuous - response time : less than 10 msec 	- Nissan Sepiro (UJ)
	fully active		<ul style="list-style-type: none"> - low/high bandwidth servo-valve - double acting actuators - power supplied - high performance/ high cost - slow-active/fully active 	
Frequency Range	active	slow-active	<ul style="list-style-type: none"> - frequency range : up to 3-4 Hz - small power demand - body mode control only 	- Nissan Infinity Q45 - Toyota Celica - Toyota 1991 Soarer
		fully active	<ul style="list-style-type: none"> - freq. range : up to 15-20 Hz - large power demand 	- Lotus Sport Car (experimental vehicle) - TRW
Damping Control	semiactive	discrete	<ul style="list-style-type: none"> - multi-state damper - 3-20 states - stepper motor 	- Lord - Unisia Jecs - Sachs, Boge (BMW) - Mitsubishi
		continuous	<ul style="list-style-type: none"> - continuously modifiable damper - solenoid valves 	- Yamaha - Monroe - Bosche - Hydrad

동력장치를 사용하지 않고 댐퍼의 댐핑력을 조절하는, 즉 에너지를 소모하는 범위에서만 힘제어가 가능한 시스템을 의미한다.



"Active"

"Semi-active"

그림 3. Comparison of active and semi-active suspensions.

능동-반능동 현가시스템의 비교가 표 3에 정리되어 있다. 소요 동력 면에서는, 능동 현가시스템은 승용차의 경우 약 3~10 마력의 동력을 필요로 하는 반면, 반능동인 경우에는 가변댐퍼와 신호처리장치를 작동시키는 동력만 필요하므로 전조등(headlights)이 소모하는 정도의 동력만을 필요로 한다. 구성요소를 비교하여보면, 능동 현가시스템은 동력장치와 액츄에이터가 필요하며, 반능동 시스템은 댐핑 조절 장치(damping modulation device)를 필요로 한다. 힘(suspension force)은 수동 현가시스템인 경우에는 상대 변수(relative variables), 즉 현가장치 변위/속도(suspension displacement and velocity) 따라 발생하지만 능동인 경우에는 차체속도(sprung mass velocity), 차축속도(unsprung mass velocity) 등의 절대 변수(absolute variables)의 함수로 힘을 발생시킬 수 있으며, 반능동인 경우에는 "동력을 소모시키는 범위에서만(passivity constraint)" 절대 변수의 함수로 힘을 발생시키는 것이 가능하다. 장-단점을 비교하여보면, 우수한 성능을 제공할 수 있는 장점이 있는 반면, 큰 동력장치를 필요로 하며, 시스템이 복잡해지고 가격(약 \$5,000)이 비싸지는 단점이 있는 능동 시스템에 비하여, 반능동 시스템은 가격이 저렴하고 (약 \$500/set) 시스템이 불안정해질 염려가 없으며, 승차감면에서는 능동 시스템과 유사한 성능을 발휘할 수 있다는 장점이 있으며, 단점으로는 자세제어기능(vehicle attitude control), 조향시의 roll 제어 기능 등을 제공할 수 없는 것이다.

넓은 의미의 능동 현가시스템(advanced suspensions)은 제어방법(level of control) 및 액츄에이터에 따라 수동식

(manual), 적응식(adaptive), 반능동식(semi-active), 능동식(active)으로 분류될 수 있다. 수동식은 운전상황이나 도로조건에 따라 댐퍼의 특성 또는 차고(vehicle height)를 운전자가 직접 조정하는 방식이다. 가변댐퍼는 대개 3 개의 댐핑특성(soft, medium and hard)을 갖고 있으며 이 방식에서는 빠른 응답 특성을 필요로 하지 않으므로 응답시간은 약 1~10 초 정도의 느린 액츄에이터가 사용된다. 이런 방식은 1980 년대에 GM 의 경량트럭(light duty truck, utility vehicle)등에 적용되었다.

표 3. Comparisons of fully-active and semi-active suspensions.

	Fully Active	Semi-Active
Power	"power" supplied (3-10 hp)	"signal" level power required(for modulation of passive elements)
Components	power source, actuators, sensors, signal conditioners, controller	sensors, signal conditioners, modulation device, controller
Force	function of 'absolute' variables	function of 'absolute' variables, passivity constraint
Advantages (+)	(+) good performance	(+) combines the advantages of passive and fully active suspensions
Disadvantages (-)	(-) a large external power source (-) increased complexity and cost (-) decrease reliability	(+) always stable (+) low cost and comparable performance (-) performance limit

적응식은 운전상황이나 도로조건에 따라 댐퍼의 특성, 스프링 특성 또는 차고(vehicle height)를 전자제어장치(electronic control unit, ECU)가 자동으로 조정하는 시스템이다. 도로상황을 ECU가 분석하여 3개의 댐핑특성중 최선의 특성으로 조정을 하는 시스템이라는 의미로 "Road Sensing Suspension (RSS)" 이라고도 하며, 공압 액츄에이터를 이용하여 차고를 제어하기도 한다. 사용되는 제어방식은 개회로 제어(open loop control) 방법이며, 댐핑력을 "실시간 되먹임 제어(real time feedback control)"하는 반능동 시스템과는 구별된다. 응답시간은 100-300msec 정도이며, Toyota Soarer, 현대 그랜저, Mitsubishi Galant, VW Golf 등에 장착된 반능동 현가시스템(modulable damper systems)이 적응식이다.

반능동식은 이론적으로 연구되어온 능동 현가시스템을 외부 동력 장치와 액츄에이터를 사용하지 않고, 가변댐퍼를

이용하여 실현하는 시스템이다. 즉, 댐핑력을 제어하여, 동력이 소모되는 범위에서만 필요한 제어힘을 발생시켜서 능동 현가시스템과 같은 효과를 얻는 시스템이다. 제어기(ECU)는 차량의 상태를 측정된 신호를 이용하여 판단하고, 현가시스템이 발생시켜야 할 힘을 계산하여 그 힘을 발생시키도록 댐핑특성을 실시간 제어하는 진정한 의미의 반능동 시스템(true active damping suspensions)이다. 이러한 시스템을 실현하는 데는 10msec 이하의 빠른 응답 특성을 제공하는 가변댐퍼 액추에이터가 필요하며, 미국의 Lord Co., Hydrad Co., 일본의 Unisia Jecs (UJ), 독일의 Mercedes Benz 등이 이런 시스템을 개발하였고, Nissan Sepiro는 UJ사의 다단 댐퍼 (multi-state damper)를 사용한 반능동 시스템을 장착한 차량이다. 1990년대에 들어서 유럽에서는 댐핑력을 실시간으로 제어하는 시스템만을 “ADS(Active Damping Suspensions)”로 정의하였다. 적응식보다 우수한 성능을 제공하며, 현재 양산되는 시스템의 가격은 약 \$500. 정도이다.

능동 현가시스템은 능동/반능동 시스템의 분류에서 설명되었듯이 외부동력장치(external power unit)와 액추에이터, 서어보밸브 등을 사용하여 필요한 힘을 발생시키는 시스템이며, 이론적으로는 월등히 우수한 성능을 제공할 수 있으나, 제어시스템의 비선형성, 불확실성(uncertainty), 시변 특성(time varying)등의 문제 때문에 차체/차축 모드(sprung mass/unsprung mass modes)를 모두 제어하는 완전 능동식 시스템의 실현에는 해결해야 할 과제가 남아 있으며, 동력장치, 필요한 센서들, 고가의 고응답 제어장치(servo-valves)등에 소요되는 비용 때문에 가격적인 면에서도 현재로서는 일반 승용차에 장착하기에는 어려움이 있다. 1980년대 중반에 Lotus사는 스포츠카에 최초로 능동 현가 시스템을 장착하여 우수한 성능을 보여주었으며, 1990년대 초반에는 Nissan Infinity Q45에 능동시스템이 장착되었다. 그러나 성능/가격 면에서 만족할만한 평가를 받지 못하여 Nissan에서는 능동시스템의 장착을 취소하였고, 미국의 GM은 1991 Corvette 모델에 능동 시스템을 장착할 예정이었으나 기술적인, 가격적인 문제점으로 이 계획은 취소되었다.

그림 4는 능동 현가 시스템에 필요한 여러 가지 요소들이 자동차에 배치된 모습을 보여주고 있다. 차체속도 및 가속도, 현가 장치 상대변위, 힘 센서들이 사용되고 있으며, 이러한 센서를 통하여 측정된 신호를 이용하여 마이크로 컴퓨터는 서어보밸브를 제어하고, 액추에이터의 힘이 제어되게 된다.

능동 현가시스템은 주파수 영역에서의 작동 범위(frequency range of actuator operation)에 따라 “느린 능동식(slow active)”과 “완전 능동식(fully active)”으로 분류할 수 있다. 느린 능동식은 수동 현가시스템에 유압식 또는 공압식 액추에이터를 추가하여 차체의 고유진동수 영역

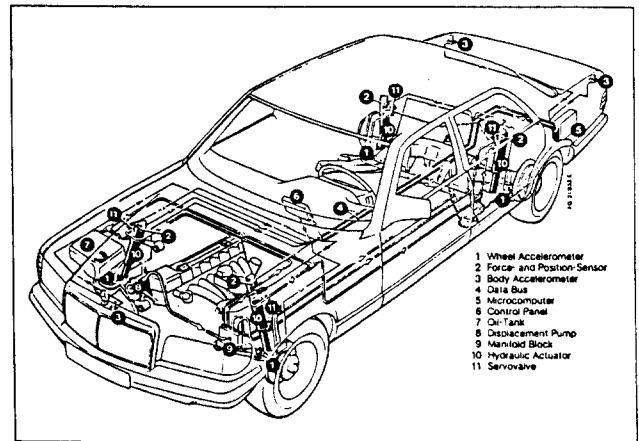


그림 4. A test car with active suspension [90].

(sprung mass mode, 1-4 Hz)만을 능동적으로 제어하는 방식이며, 완전 능동식은 차축의 고유진동수 영역(unsprung mass mode, 10-20 Hz)까지 제어하는 방식이다. 완전 능동식은 유럽, 미국, 일본의 많은 자동차회사 및 부품 회사에 의하여 연구/개발되고 있으나 아직 완성되어 양산된 적은 없으며, 느린 능동식은 실차에 장착되어 판매(Nissan Infinity Q45) 되었으나 가격/성능면에서 아직 만족스러운 평가는 얻지 못하였다.

반능동 현가시스템(true active damping suspensions, ADS)은 댐핑 제어방식에 따라 이산식(discrete)과 연속식(continuous)으로 구분한다. 그림 5는 전기유압 장치를 이

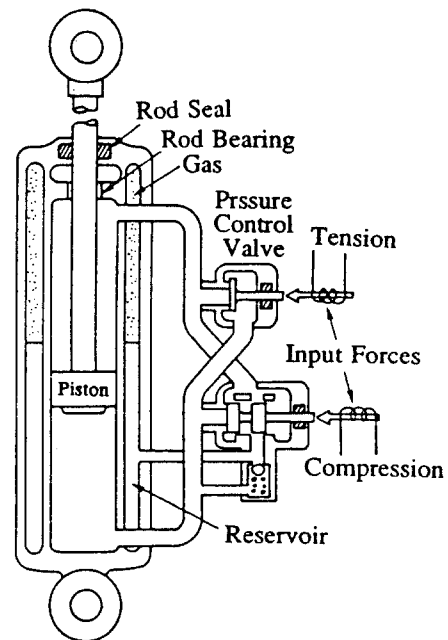


그림 5. Continuous modifiable damper(Electro-hydraulic semi-active damper)[11].

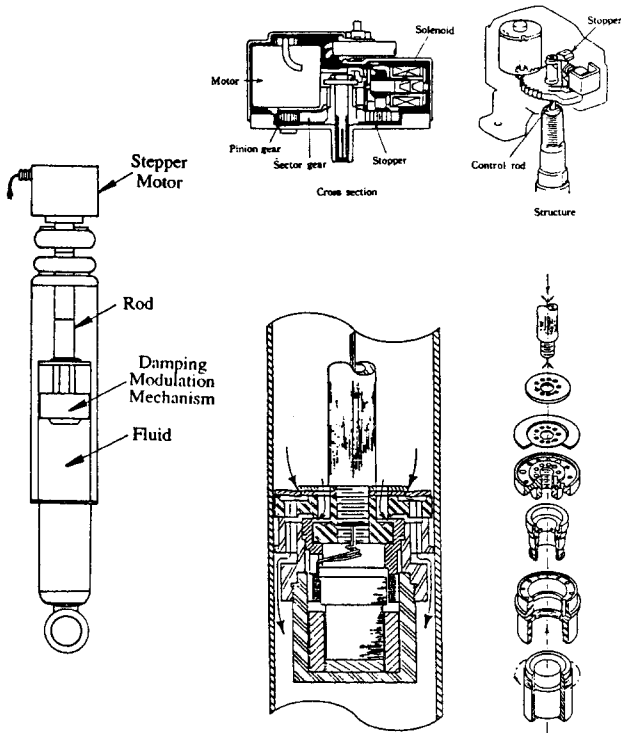


그림 6. Discrete modulable damper (stepper motor controlled modulable damper) [31,89].

용하는 연속식 가변댐퍼를, 그림 6은 스텝모터를 사용하여 orifice면적을 제어하는 이산식 가변 댐퍼를 보여주고있다. 그림에 보여진 것과 같은 연속식의 경우는 2개의 압력제어 밸브(pressure control valve)를 이용하여 압축과 인장시의 댐핑력을 제어한다. 이산식의 경우에는 기존 댐퍼의 피스톤에 가변 orifice형 밸브(rotary variable orifice valve)를 설치하고, 이 밸브는 외부에 있는 스텝 모터 (stepper motor)로 작동된다. 모터와 밸브는 댐퍼의 rod를 통하여 작은 rod로 연결되어있다. 모터는 고속 저관성 스텝 모터가 사용되며, stepping time은 10msec 이하이다.

3. 발전 과정/역사/사례

능동 현가 장치의 개발은 1930년대에 시작되었으나, 본격적인 연구 성과는 1950년 이후에 고성능 서보제어기구 (feedback control servo-mechanisms)의 발달과 더불어 이루어지기 시작하였다[1-3]. 공압 제어 기구를 이용한 저주파 “load leveling” 현가 시스템이 최초로 개발된 것이 1950년대이다.

1960년대 중반부터 미국과 유럽에서는 자동차의 고속화 경향에 따라 능동 현가 시스템에 대한 관심이 고조되었고, 최적 제어(optimal control) 이론을 이용한 최적 현가 시스템(optimal suspensions)에 대한 연구가 진행되었다. 이 때

의 연구목표는 75m/s (270 km/h) 이상의 고속 차량에 적합한 최적의 현가 시스템 개발이었으며, 고속 철도 차량 (advanced rail vehicles), air cushion 차량, 자기부상 차량 (magnetically levitated vehicles)에 적용할 수 있는 능동 현가 시스템 대한 연구/개발이 활발하게 이루어졌다. 그림 7은 1 자유도 능동 현가시스템 차량 모델을 보여주고 있으며, 주어진 성능지수(performance index, J)를 최소화하는 최적 제어 법칙은 다음과 같으며,

$$f_a = -g_1(z_v - z_r) - g_2 \dot{z}_v$$

이런 제어법칙은 차체와 노면 사이에는 스프링 계수 g_1 인 스프링을 설치하고 차체와 고정 frame 사이에는 댐핑 계수 g_2 인 댐퍼를 설치하는 것과 같음을 보여주고있다. 그러나 움직이는 차량과 고정 frame 사이에 댐퍼를 설치하는 것은 자동차의 주행에 큰 제한을 가하므로, 그 대신 액츄에이터로 댐핑력에 해당하는 힘을 발생시킴으로써 최적 현가시스템을 실현하는 능동 현가시스템이 가능함을 보여주고 있다.

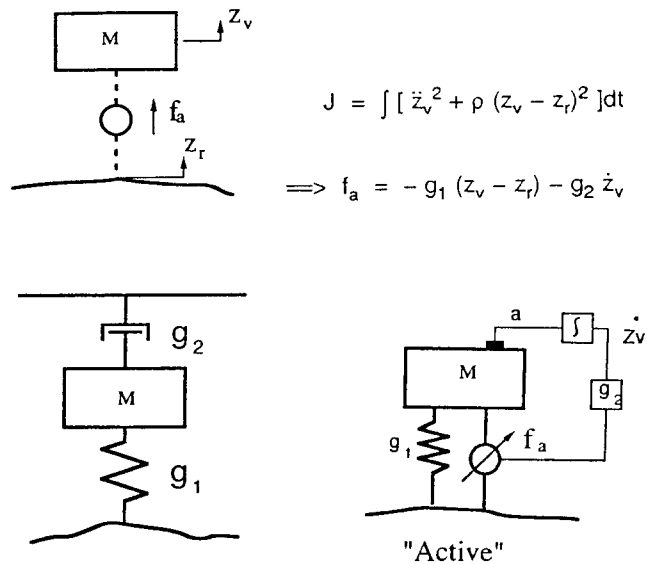


그림 7. An optimal suspension and active suspension for high speed ground transport systems.

1970년대에는 그림 8에 보여진 것과 같은 2 자유도 1/4 차량모델을 이용한 능동 현가 시스템의 제어 및 성능특성에 대한 연구가 이루어졌고, 상태변수 기법(state variable techniques)과 최적제어 이론을 이용한 능동 현가 시스템 해석/제어 방법에 관한 연구결과가 발표되었다[6]. 능동 진동 제어(active vibration isolation) 및 현대 제어이론(modern control theory)을 이용한 능동현가시스템의 해석 및 제어 기법에 대한 연구가 활발하게 진행되었다. 1970년대 초에 반능동 현가 시스템이 제안되었고, 반능동 현가 시스템

에 의하여 능동 현가 장치에 의하여 얻을 수 있는 우수한 성능을 얻는 것이 가능하다는 연구결과가 발표되었다[10, 11,12].

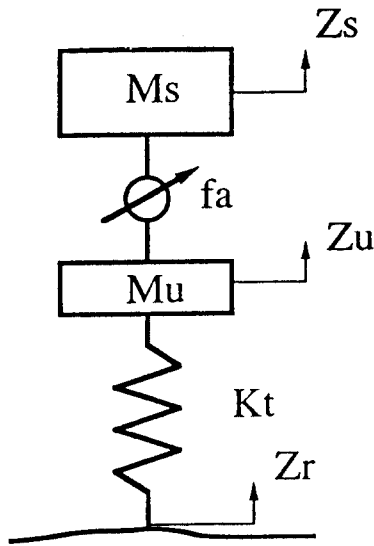


그림 8. An academic automotive active suspension for quarter car models[6].

1980년대에는 제어로직 및 신호처리에 필요한 계산을 실시간으로 처리할 수 있는 micro-processor 와 관련 제어기기의 급속한 발달, 저렴한 측정기기의 개발, 제어 및 신호처리 기술, 서어보 기계 기술의 발전에 힘입어 이제까지 이론적/학문적으로 연구되어온 능동/반능동 현가시스템의 구현이 가능해졌고, 자동차 및 부품 전문업체에서도 연구개발에 참여하기 시작하였다. 이론적으로는 전차량모델(full car models)을 사용한 연구 및 현대제어이론을 활용한 다양한 제어 기법에 대한 연구가 이루어졌으며, 주로 승차감과 조향 성능을 향상 시키기 위한 승용차용 능동/반능동 현가 시스템의 제어 방법(control design methodology)에 관한 해석적 연구와 실험적 연구가 많이 수행되었다. 이러한 연구들의 결론은 첫째, 능동 및 반능동 현가 시스템에 의해 최적화된 수동형 현가 장치에 비해 월등히 우수한 성능을 얻을 수 있으며, 둘째, 승차감 향상에 있어서는 상태변수 되먹임(state feedback)을 이용함으로써 반능동 현가 시스템에 의하여 능동 현가 시스템에 가까운 성능을 얻을 수 있다는 것이다 [10,12,19,20-32]. 1980년대부터, 능동 및 반능동 현가 시스템은 micro-processor, 센서 등의 전자기술을 활용하여 실현한 현가 시스템이라는 의미로 “전자 현가 장치(electronic suspensions)” 라고도 불려지기 시작하였다.

1980년대 중반에 Lotus사에서 오랜 연구/개발을 거쳐 실현한 능동 현가 시스템을 장착한 실험 차량이 발표된 이후 능동 현가 시스템은 크게 주목받기 시작하였고 미국, 일본,

독일의 자동차회사들도 1980년대 후반부터는 능동 또는 반능동 현가 시스템을 장착한 차량을 선보이기 시작하였다.

1980년대 말에는 기계적인 장치만을 사용하여 반능동 현가 시스템의 효과를 얻을 수 있는 기계식 능동 댐퍼가 개발되었다[2-50,2-51,2-52]. 연속형 반능동 댐퍼(Continuously Variable Damper)를 기계식으로 실현한 것이 그림 10에 보여져 있다. 이것은 유압회로와 기계적인 feedback 장치를 이용한 것으로 센서와 마이크로 프로세서를 전혀 사용하지 않았다. 이 장치에 의해 발생하는 댐핑력은 Skyhook 제어와 같은 효과를 제공한다.

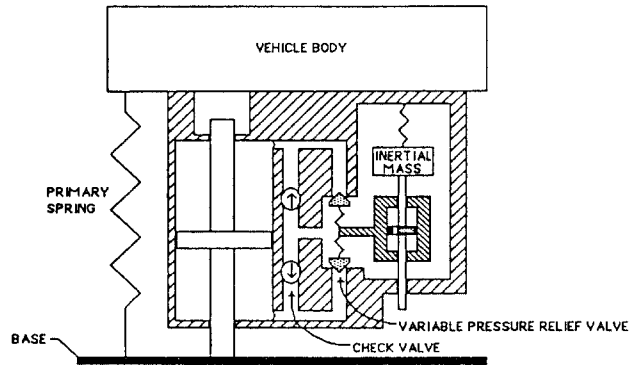


그림 9. An all-mechanical device that accomplishes skyhook control[89].

그림 9에서 inertial mass는 1-10 Hz 범위에서 inertial reference로 작용하도록 설계되었다. inertial mass는 스프링으로 차체에 연결되어 있으며, 가변압력 relief valve 와는 댐퍼로 연결되어 있다. 차체가 움직이게 되면 inertial mass는 차체 반대방향으로 움직이면서 압력 relief valve에 영향을 주게 되고, 차체 속도에 비례해서 압력 relief valve의 스프링 force가 증가하게 되고, 결과적으로 차체속도에 비례하는 댐핑력이 발생하게 된다. 그림 4에 보여진 것과 같은 기계식 능동댐퍼의 경우, 실제 차량의 현가장치에 적용시킬 때의 문제점은 inertial mass의 stroke가 충분히 제공되어야 하나 실제 차량에는 한계가 있고, 또 inertial mass를 대략 0.1Hz 정도의 저주파에서 조정해야 하는 점이다. 이러한 어려운 점은 inertial mass와 damper, 가변 압력 relief로 차체속도에 비례하도록 relief valve 저항을 발생시켜야하는 데서 오는 것이다.

기계식 능동 댐퍼를 사용했을 때의 성능특성, 시험결과는 알려져 있지 않으며, 전자 제어식에 비해 제한된 성능을 제공할 것으로 예측되며, inertial mass, 제어 스프링(Control Spring)계수 등 실제 차량에 적용시킬때 hardware적으로 조정(Tuning)해야 한다는 점이 어려울 것으로 추측된다.

1990년대에는 이론적으로 연구되어온 능동/반능동 현가 시스템을 가격/성능 관점에서 최적화(cost/benefit compro-

mise)하는 시스템 실현(system implementation)이 주로 연구되어왔다. 능동 현가 시스템이 많은 동력을 소모하는 단점을 개선하기 위하여 능동시스템과 반능동 시스템을 혼합하여 동력이 필요한 경우에만 능동 현가 시스템을 사용하고 동력을 소모시키는 범위에서는 반능동 시스템으로 대체하는 “Low-Power-Active” 시스템, 고가의 제추기의 사용을 최소화하는 관측기-제어기 설계(observer-based controller design) 연구가 활발하게 진행되고있다. 제어에 어려움이 있고 가격적인 면에서도 불리한 유압-기계식 액츄에이터를 대체할 새로운 액츄에이터의 개발에 관한 다양한 연구가 이루어지고 있다. 능동 현가 시스템의 경우는 기계식 유압 액츄에이터(hydraulic actuators)를 대체할 전기모터(electric motors)나 전자기 액츄에이터(electro-magnetic actuators)와 같은 새로운 액츄에이터의 개발이 진행되고 있다. 반능동 현가 시스템의 가변댐퍼는 유압제어밸브나 스텝모터(stepper motor)를 이용하여 실현하는 방식대신 Electro-Rheological Magnetic (ERM) Fluid를 사용하는 방식, 회전식 댐퍼(rotary shock absorber)등이 연구/개발되고있다. 제어알고리즘 관점에서는 급속히 발전하고있는 현대제어이론(modern control theory, eg, Robust Control, Adaptive Control, Fuzzy Logic, H^∞ control, Nonlinear Control, etc)을 적용하여 다양한 운전 조건하에서 우수한 성능을 제공하는 제어시스템의 실현 연구, 또한 시스템의 일부, 즉 센서나 액츄에이터에 고장이 발생하는 경우에도 문제가 발생하지 않도록 하는 “Fault-tolerant control system” 연구가 진행되고있다[38-88].

4. 제어기법

능동 현가 시스템(active suspensions, advanced suspensions)을 적용/제어하는 경우 수동 현가 시스템이 제공할 수 없는 다음과 같은 효과를 얻을 수 있다.

- 차체의 자세제어 기능(anti-roll, anti-squat, anti-dive)
- 차체의 차고 제어 기능(body height control)
- 차량의 조향 안정성 제어 기능(controllability/stability control)
- 차체의 진동 제어 기능(body isolation)
- 차축/바퀴 진동 제어 기능(axle/wheel isolation)

불규칙한 노면 입력, 급제동, 급발진, 조향 등 다양한 주행 상황에서 현가 시스템 적절하게 제어되기 위해서는 주행 속도 센서(vehicle speed sensor), 조향각 센서(steering wheel angle sensor), 브레이크 압력센서(brake pressure sensors), 드로틀 밸브 변위 센서(throttle position sensor), 가속도 센서(longitudinal/lateral/vertical acceleration sensors), yaw-rate 센서 등을 통하여 차량의 주행 상태를

파악하고 주행상황에 맞게 액츄에이터가 제어되어야 한다. 그림 10은 유압식 능동 현가 시스템의 제어시스템의 한 예를 보여주고 있다.

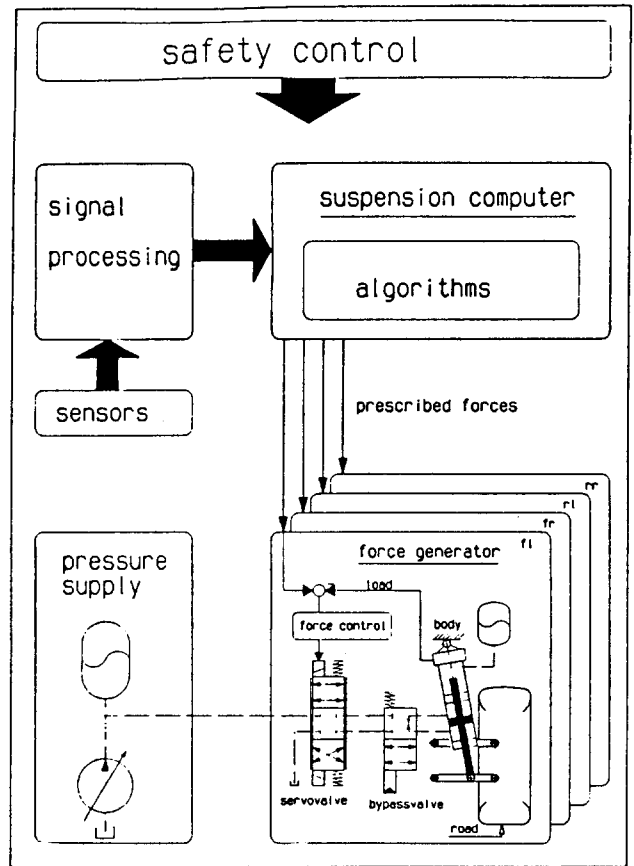


그림 10. Configuration of an active suspension system [90].

자세제어/차고제어 알고리즘은 이론적으로는 비교적 간단하다고 할 수 있으며, 여러 센서를 통하여 측정된 신호를 실시간 되먹임 제어방식(real time feedback control)에 의하여 액츄에이터를 제어하는 완전 능동(fully-active) 또는 반능동(semi-active, true active damping system) 시스템의 제어 기법은 다양한 현대제어이론을 적용하여 연구되고있다.

능동/반능동 현가 시스템과 관련하여 잘 알려진 제어 알고리즘으로는 Sky-hook damping 제어방법이 있다. 이 방법은 그림 11에 설명된 것과 같이, 관성 댐퍼(inertial damper)를 절대 좌표 계에서 고정된 것에 설치한 것과 같은 힘을 액츄에이터로 발생시키는 방법이다. 이런 제어방법은 1 자유도 1/4차량 모델에 대하여는 “quadratic integral performance index”를 최소화하는 최적 제어 법칙(an optimal control law)이 되며, 2 자유도 모델에 대하여는 최적은 아니지만 우수한 성능을 제공한다. 이 제어방법은 차체 속도만을 이용하여 액츄에이터 또는 가변댐퍼가 발생시켜야

할 힘을 계산하므로 가속도를 측정하여 신호처리 필터를 이용하여 속도를 계산하여 실현될 수 있고, 현재 실용화/양산되는 대부분의 능동/반능동 현가 시스템에 사용되고 있다.

그림 12는 Skyhook 댐핑 제어방법을 적용하는 경우(Dotted: $f_a = -g_2 \cdot \dot{z}_s$)와 상태변수 되먹임 최적제어 방법을 이용하는 경우(Dashed: $f_a = -Gx$)의 능동 현가 시스템 성능을 차체가속도, 현가 장치 변위, 타이어 접지력 관점에서 주파수 응답 특성을 최적화된 수동 현가 장치와

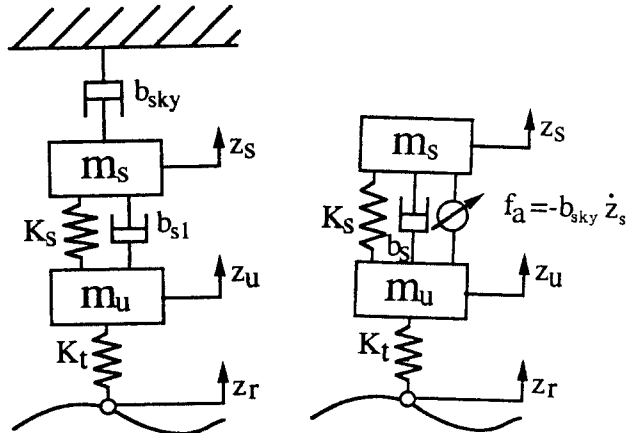


그림 11. Skyhook damping control concept.

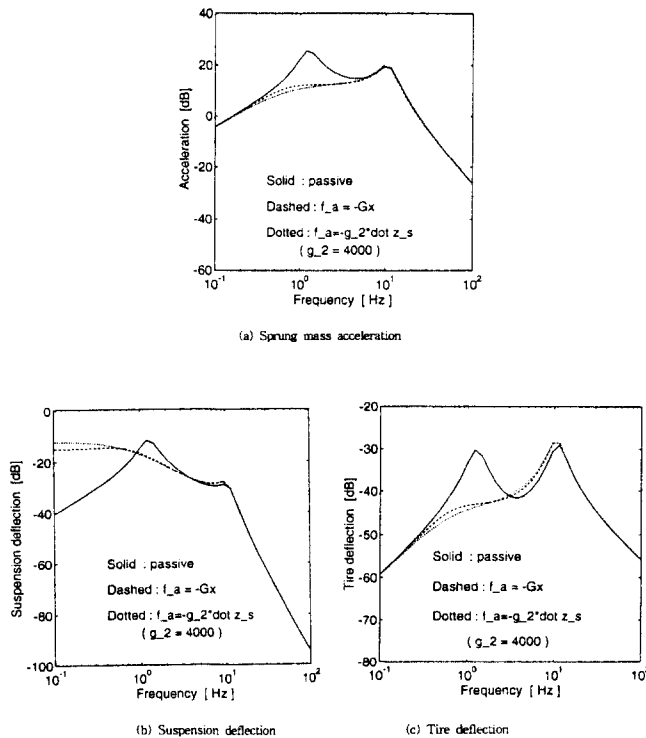


그림 12. Performance comparisons of passive and active suspensions (1/4 linear quarter car model case). 비교하여 보여주고 있다. 이 결과는 그림 11에 보

여진 것과 같은 1/4 차량 선형 모델의 경우이며 이론적으로는 Skyhook 댐핑 제어를 이용하여 최적제어와 유사한 결과를 얻는 것이 가능함을 보여주고 있다.

제어방법에 관한 지금까지의 많은 연구는 “자동차의 성능을 향상시키기 위하여 어떻게 현가 장치의 힘을 제어할 것인가” 하는 관점에서 액추에이터의 힘을 제어입력으로 하는 시스템, 대부분 선형 시스템, 모델에 대하여 다양한 제어이론(최적제어, LQG/LTR, FSLQ, 적응제어, 강인 제어, 비선형제어, preview 제어, Fuzzy logic, Neural Network 이론 등)을 적용하여 제어법칙을 개발하고, 그런 제어방법을 사용하는 경우 어느 정도의 성능향상이 가능한가에 대하여 진행되었다. 그러나 실제 능동/반능동 현가 시스템에서는 액추에이터 제어 시스템의 동역학적인 특성(actuator dynamics)은 무시할 수 없고 전체 시스템의 성능에 중요한 영향을 끼친다. 또한, 능동/반능동 현가 시스템 실현(implementation)/실용화에서 가장 중요한 요소가 액추에이터, 센서/필터이므로 제어기법 연구/개발에서는 이러한 요소들이 모두 고려되어야 한다. 능동 반능동 현가시스템 모델링에서 액추에이터 시스템을 고려하는 경우 비선형 시스템(nonlinear system)으로 표시되며 제어 법칙의 설계(control law design)는 기존의 선형 시스템 이론을 이용할 수 없다.

제어 법칙의 설계는 첫째, 시스템의 비선형 모델을 직접 사용하여 유도하는 방법과 둘째, 선형 시스템 모델을 이용하여 잘 개발된 선형 제어이론을 적용하여 ‘현가 장치 액추에이터가 발생시켜야 할 힘(desired force)’을 계산하고, 이 힘을 ‘액추에이터 또는 가변 댐퍼를 이용하여 추적’하는 방법(two step design approach)이 있다. 이 글에서는 능동 및 반능동 현가 시스템 적용할 수 있는 효과적이며 우수한 “Two step design approach”에 의하여 설계하는 능동현가 시스템용 sliding 제어기법과 반능동 현가 시스템용 Bilinear Model 을 이용하는 제어기법을 소개한다.

4.1 최적 제어이론(LQR/LQG)을 이용한 능동 힘(desired active force) 제어 법칙

그림 11에 보여진 2 자유도 1/4 차량 능동 현가 시스템의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -k_s(z_s - z_u) - b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + f_a \\ m_u \ddot{z}_u &= k_s(z_s - z_u) + b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_t(z_u - z_r) - f_a \end{aligned} \quad (1)$$

이때 f_a 는 액추에이터에서 발생하는 힘(active force)이며, 능동식인 경우에는 유압 액추에이터(hydraulic actuator)로, 반능동식인 경우에는 가변 댐퍼(modulable damper)로 제어할 수 있다. 다음과 같이 상태변수를 정의하면,

$$\begin{aligned}
x_1 &= z_s - z_u \\
x_2 &= \dot{z}_s \\
x_3 &= z_u - z_r \\
x_4 &= \dot{z}_u
\end{aligned} \tag{2}$$

운동방정식은 다음과 같은 상태방정식으로 표시될 수 있다.

$$\begin{aligned}
\dot{x} &= Ax + Bf_s + F\dot{z}_r \\
x &= [z_s - z_u \quad \dot{z}_s \quad z_u - z_r \quad \dot{z}_u]^T
\end{aligned} \tag{3}$$

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ \frac{k_s}{m_s} & \frac{b_s}{m_s} & 0 & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & -\frac{b_s}{m_u} \\ 0 & & & \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} \frac{1}{m_s} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_u} \end{pmatrix}, \quad L = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

그러므로 현가 시스템은 노면의 형상, 즉, 여기서는 노면 높이의 시간 변화율(time derivative of road profile)이 외란(disturbance)으로 작용하며 능동 힘 f_a 가 제어입력(control input)인 시스템이므로, 능동 현가 시스템 제어 문제는 미지의 노면 외란이 차량의 상태변수에 미치는 영향을 최소화하도록 제어입력 f_a 를 제어하는 "Disturbance Rejection" 문제로 볼 수 있다.

f_a 에 아무런 구속조건이 없다면, 다음과 같은 성능지수(performance index)에 대하여 전형적인 LQR/LQG 문제를로부터 제어입력을 구할 수 있다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T (z_s^2 + \rho_1 (z_s - z_u)^2 + \rho_2 z_s^2 + \rho_3 (z_u - z_r)^2 + \rho_4 \dot{z}_u^2) dt \right] \tag{4}$$

이 때 $\rho_1 \dots \rho_4$ 는 상태변수에 대한 가중치이며 위의 성능지수는 다음과 같은 Standard Quadratic Form으로 표시된다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T (x^T Q x + 2x^T M f_s + r f_s^2) dt \right], \tag{5}$$

$$Q \geq 0, \quad Q - Mr^{-1}M^T \geq 0, \quad r > 0.$$

이 성능지수를 최소화하는 제어법칙은 외란(\dot{z}_r)이 white noise라는 가정 하에 다음과 같이 이득이 상수인 상태변수 피드백 제어법칙(constant gain state feedback control law)으로 표시되며

$$\begin{aligned}
f_{a,des} &= -Gx \\
&= -r^{-1}(B^T H + M^T)x
\end{aligned} \tag{6}$$

이 때 H 는 다음과 같은 Algebraic Riccati Equation으로부터 구해진다.

$$\begin{aligned}
(A - Br^{-1}M^T)^T H + H(A - Br^{-1}M^T) + (Q - Mr^{-1}M^T) \\
- HBr^{-1}B^T H = 0
\end{aligned}$$

위의 방법으로 구해진 제어입력은 성능지수를 최소화하며, 액추에이터나 가변댐퍼로 발생시켜야하는 힘이지만 실제로는 구속조건(passivity constraint)이 만족되는 경우에만 발생시킬 수 있는 힘이므로 desired f_a 라는 의미로 $f_{a,des} - a_{a,des}$ 로 표시하였다.

4.2 능동 현가 시스템 제어법칙 - Sliding Control을 이용한 제어 기법 (A Sliding Control Method)

유압 액추에이터를 사용하는 경우, 액추에이터에 의하여 발생하는 힘(f_a)은 피스톤 양단의 압력 차(P_L)에 피스톤 유효면적(A)을 곱한 것과 같으며, servovalve에 의하여 제어되는 경우, servovalve spool의 변위를 제어 입력, u 로 정의하는 경우, 1/4 차량 능동 현가 시스템은 다음과 같은 비선형 상태 방정식으로 표시될 수 있다[41].

$$\begin{aligned}
\dot{x} &= x_2 - x_4 \\
\dot{x}_2 &= \frac{1}{m_s} (-k_s x_1 - b_s (x_2 - x_4) + Ax_5) \\
\dot{x}_3 &= x_4 - \dot{z}_r \\
\dot{x}_4 &= \frac{1}{m_u} (k_s x_1 + b_s (x_2 - x_4) - k_t x_3 - Ax_5) \\
\dot{x}_5 &= -\beta x_5 - \alpha A (x_2 - x_4) + \gamma u \sqrt{P_s - \text{sgn}(u)x_5} \\
x &= [z_s - z_u \quad \dot{z}_s \quad z_u - z_r \quad \dot{z}_u \quad P_L]^T \\
f_a &= A \cdot P_L
\end{aligned} \tag{7}$$

여기서 α, β, γ 는 유압 액추에이터, 작동유, servovalve의 파라미터로 표시되는 상수이며, P_s 는 유압 동력 장치의 공급 압력이다.

그러므로 액추에이터 힘(f_a)이 원하는 힘 $f_{a,des}$ 를 추적(tracking)하도록 제어하면 원하는 제어 효과를 얻을 수 있다. $f_{a,des}$ 는 skyhook 댐핑 제어, 최적제어이론 등을 이용하여 계산할 수 있다, 즉,

$$f_{a,des} = -b_{sky} \cdot -\dot{z}_s$$

or

$$f_{a,des} = -G \cdot x$$

sliding 제어 방법을 이용한 제어기법은 다음과 같다. sliding surface, s 를 다음과 같이 정의하고,

$$s = f_{a,des} - \dot{f}_a \quad (8)$$

s dynamics가 다음과 같도록 제어하면,

$$\dot{s} = -\eta \cdot g(s) \quad (9)$$

f_a 는 $f_{a,des}$ 를 추적하게 되며, 추적 성능은 $g(s)$ 에 따라 결정되며, 다음과 같은 방법으로 정의될 수 있다.

$$g(s) = \begin{cases} \text{sgn}(s) \\ s \\ \text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) \\ \frac{s}{|s| + \varepsilon} \\ \text{etc} \end{cases} \quad (10)$$

ϕ : boundary layer, ε : small number

이 때 제어입력 u 는 다음과 같이 구해진다.

$$u = \frac{A\beta x_5 - \alpha A^2(x_2 - x_4) + \eta \text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) + f''_{a,des}}{\gamma \sqrt{P_s - \text{sgn}(u)x_5}} \quad (11)$$

4.3 반능동 현가 시스템 제어법칙 - Bilinear model 을 이용한 제어방법 (A bilinear model approach)

반능동 현가 시스템이 제안된 이후, 많은 제어 방법이 등장하였다[5,8,10,11,12,19-27,29-32]. 여기서는 Bilinear System Model 에 근거한 반능동 현가 시스템의 제어 법칙 중 한 가지를 소개한다.

반능동 현가 시스템은 가변댐퍼의 댐핑력, f_s 을 제어하여 원하는 힘을 발생시키는 현가 시스템이므로, 가변 댐퍼의 댐핑력은 댐퍼의 상대속도(suspension velocity, $x_2 - x_4$)와 댐핑계수(damping rate, u)의 함수로 표시되므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} f_s &= f_s(x_2 - x_4, u) \\ &= u \cdot (x_2 - x_4) \end{aligned} \quad (12)$$

이 경우에 상태방정식은 다음과 같은 Bilinear Form으로 표

시된다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bf_s + L\dot{z}r \\ &= Ax + Dxu + L\dot{z}r \end{aligned} \quad (13)$$

이 때, A, B, L 은 4.1 절에서 정의된 것과 같으며 D 는 다음과 같다.

$$D = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_s} & 0 & \frac{1}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_u} & 0 & -\frac{1}{m_u} \end{pmatrix}$$

실제 댐퍼의 force-velocity관계는 비선형적인 특성을 나타내지만 제어기설계 관점에서는 Bilinear Model을 이용하여 제어기를 설계하는 것이 편리한 점이 있다[5-3,5-7].

“Clipped Optimal” 반능동 제어 법칙이라고도 불리는 반능동 현가 시스템 제어기 설계방법은 다음과 같이 두 단계로 나눌 수 있다.

Step 1.- 가변 댐핑력을 제어입력으로 하는 선형 시스템 모델로부터, $f_s = f_a$ 로 가정하고, 즉, 능동 현가 시스템을 설계하는 방법(LQR/LQG, skyhook damping, pole placement, Fuzzy Control, etc)을 이용하여 f_a 를 제어하는 법칙을 설계한다.

Step 2.- 다음과 같은 반능동 제어 방법을 실현한다.

$$\begin{aligned} f_s &= -u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = \begin{cases} f_a, & P \geq 0 \\ 0, & P < 0 \end{cases} \\ P &\equiv -f_a(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \end{aligned}$$

위와 같은 Bilinear Model로 표시된 반능동 현가 시스템의 제어 입력(control input)은 댐핑계수, v ,이며, 현실적으로 댐핑계수의 제어범위는 한계가 있으므로 실제로 제어 범위는 다음과 같이 표시된다.

$$\Omega = \{u \mid u_{min} \leq u \leq u_{max}\} \quad (14)$$

위와 같은 범위에서 댐핑계수를 제어하여 댐핑력, f_s ,를 원하는 능동 힘, $f_{a,des}$,와 가능한 한 가깝게 하기 위한 효과적인 제어방법은 다음과 같다.

$$u(t) = \begin{cases} u_{min} & \text{if } u^*(t) \leq u_{min} \\ u^*(t) & \text{if } u_{min} < u^* < u_{max} \\ u_{max} & \text{if } u_{max} \leq u^*(t) \end{cases} \quad (15)$$

$$u^*(t) = \frac{f_{a,des}}{(z_s - z_u)} \quad (16)$$

연속 가변 댐퍼(continuous modulable damper)인 경우는 댐핑 계수를 (15)와 같은 제어 알고리즘에 따라 제어하

고, 다만 댐퍼(discrete modulable damper, multi-state damper)의 경우에는 (16)에서 계산된 댐핑 계수 $u^*(t)$ 와 가장 가까운 특성의 단으로 제어하거나, 댐핑력이 원하는 힘과의 차이가 최소가 되도록 단을 제어하면 에너지가 소모되는 범위에서는 가변 댐퍼를 이용하여 $f_{a, des}$ 를 추적하는 것이 가능하다.

5. 맺음말

지난 십여 년 간 능동 및 반능동 현가 시스템을 포함하는 발전된 현가 시스템(Advanced Suspensions)에 관한 연구/개발이 대단히 활발하게 진행되어 왔고, 다양한 연구 방법, 즉, 모드 해석, 근궤적과 Bode Plot을 이용하는 전통적인 기법, 컴퓨터 시뮬레이션, 최적화 및 최적제어(LQR/LQG/FSLQ), 적응제어, Preview Control, Neural Networks, H ∞ control, Fuzzy Control, Sliding Mode 제어 등을 통하여 현가 장치의 해석과 능동 및 반능동 현가 시스템의 우수한 성능 향상 가능성이 보여졌다. 지금까지는 주로 단순화된 차량 모델(단순화된 1 자유도 모델, 2 자유도 1/4 차량 모델, 2 자유도 1/2 차량 모델, 4 자유도 1/2 차량 모델, 3 자유도 3 차원 차량 모델, 7 자유도 3 차원 차량 모델 등)을 이용한 현가 시스템의 제어기법과 성능향상에 관한 연구가 많이 이루어졌다.

적응식 현가 시스템 기술은 충분히 발전되어 있으며, 이미 실용화되어 우리 나라를 포함하는 많은 나라에서 양산되고 있다. 그러나 실시간 되먹임 제어식 능동/반능동 현가 시스템 기술은 아직 충분하지 않다고 볼 수 있는데 실용화에는 첫째, 제어 기술적인 문제와 둘째, 가격/성능(cost/benefit) 문제가 해결 되어야 할 과제로 보인다.

제어 알고리즘은 계속 연구 개발되고 있으며, 댐퍼, 액츄에이터 등의 동역학적 특성을 모두 고려하는 비선형 시스템 제어기법, 차량의 주행 상황 또는 차량 특성 계수(vehicle parameters)의 변화에 따른 견실/적응제어(robust and adaptive)/이득 조정, 시스템의 일부분, 즉 센서나 액츄에이터의 파손이나 오작동에도 안전을 보장하고 수동 현가 시스템의 성능을 제공하는 "Fail-safe/Fault-tolerant" 시스템에 관한 연구가 필요하며, 학문적으로도 의미 있고 흥미로운 내용이다.

현가 시스템의 제어력을 발생시키는 Actuator의 Bandwidth는 현가 시스템의 성능, 가격과 직접적인 관계가 있다. 가격/성능 문제는 새로운 방식의 액츄에이터/센서의 개발 및 신호 처리 기술로 해결될 수 있으며, High-strength magnet을 이용한 전기 액츄에이터, Electro-Rheological Magnetic Fluid (ERM Fluid)를 사용하는 가변댐퍼, 회전식 댐퍼(rotary active control damper), 전기 모터와 "cone mechanism"을 이용한 새로운 액츄에이터(Delft

Active Suspension, DAS [87]) 등의 새로운 액츄에이터 기술이 활발하게 연구/개발되고 있다.

신호 처리 기술과 관련하여서는 저렴한 센서를 최소로 사용하여 제어 알고리즘을 실현하는 관측기(observer), 신호 처리용 필터(filter), 디지털 및 아날로그식 필터의 장점을 조합한 Hybrid-filter의 설계 등이 연구되고 있다. 최근 일본의 Nissan Sepiro에 장착된 반능동 현가 시스템은 세 개의 가속도계(G-sensors)만을 사용하고 신호 처리 기법을 활용하여 제어 알고리즘을 실현하여 시스템의 가격을 낮추었다.

"Advanced" 현가 시스템의 목적 또는 적용 관점에서는 주로 승차감 및 조향성능을 향상시키기 위한 승용차용 능동 및 반능동 현가 시스템에 관한 연구가 많이 이루어졌으나, 능동 또는 반능동 현가 시스템을 이용하여 대형 차량의 주행 안정성을 향상시키고, 대형 차량에 의해 주로 발생하는 도로의 파손을 줄이면서 차량의 수송 능력을 향상시키는 연구가 최근에 유럽과 미국의 대형 트럭 제조업체와 정부 주도로 활발하게 진행되고 있다. 그러므로 반능동 현가 시스템에 의한 대형 트럭의 동적 성능 향상 가능성 및 연구 개발도 승용차용 능동 및 반능동 현가 시스템과 함께 앞으로의 주 연구 과제이다.

자동차 시스템 제어 기술의 최근 추세는 차량의 성능뿐 아니라 안전성에 대한 중요성이 크게 강조되는 추세에 따라 급격한 운전 조건의 변화에 대처하여 사고를 예방하고, 인간이 대처 할 수 없는 극한 상황에서도 사고 피해를 최소화 하는 "Active Safety" 기술 연구 및 시스템 개발이 주요 과제로 부각되고 있다. 이와 관련하여 안전성을 향상시키기 위한 "Vehicle Stability Control System/Spin Control System"은 1990년대 초반부터 선보이기 시작하였으며, 이런 시스템기술과 관련하여 차량의 엔진 토크/제동력/구동력 제어 시스템과 현가 시스템의 통합제어도 중요한 연구 과제라 할 수 있다.

현재에는 승차감 향상을 위한 새로운 시스템을 장착한 차량보다는 안전도(safety)를 향상시키는 기술 및 시스템을 선호하는 경향이며, 최적화된 수동 현가 시스템의 성능도 상당히 향상되었고, 실제로 많은 경우에 수동 현가 시스템으로도 충분하다. 그러나, 고가장비 운송차량, 앰블런스 등과 같이 현가 시스템의 탁월한 성능이 요구되는 경우, 또한 장기간의 운전시 운전자의 피로도(fatigue)를 줄이고 국가의 기간 구조물인 도로체계를 유지/보수하는 관점에서는 노면 파손을 최소화하는 현가 시스템이 요구되는 경우 등의 해답은 능동/반능동 현가 시스템이 될 수 있다. 자동차의 고성능/고기능화에 있어서 전자제어기술을 활용하는 제어시스템 기술은 자동차 기술의 중요한 핵심 요소 기술로 대두되고 있으며, 이미 보편화된 유압식 제동시스템(hydraulic brake systems), 동력 조향 시스템(power steering systems), ABS/TCS, Fuel Injection, 자동 변속기(automatic trans-

missions) 등과 마찬가지로 궁극적으로는 기존의 수동 현가 장치 대신 능동 또는 반능동 현가 시스템이 모든 차량에 보편화 될 것으로 예측되고 있으며, 반능동 현가 시스템은 2000년대 초반부터 일반화 될 것으로 보인다.

참 고 문 헌

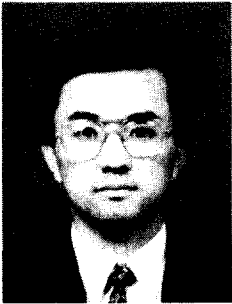
- [1] J. K. Hedrick and D. N. Wormley, 1975, "Active suspensions for ground transport vehicles - A state of the art review," *Mechanics Transportation Suspension Systems*, ASME monograph, AMD-vol. 15.
- [2] R. S. Sharp and R. S. Crolla, 1987, "Road vehicle suspension system design - a review," *Vehicle System Dynamics*, 16, pp. 167-192.
- [3] R. M. Goodal and W. Kortum, 1983, "Active controls in ground transportation - A review of the state-of-the-art and future potential," *Vehicle System Dynamics*, vol. 12.
- [4] A. Stensson, C. Asplund and L. Karlsson, "The nonlinear behavior of a MacPherson strut wheel suspension," *Vehicle System Dynamics*, 23 (1994), pp.85-106.
- [5] Anon, "Control of vehicle ride and handling," CCG lecture note, 1990.
- [6] J. K. Hedrick, G. F. Billington and D. A. Dreesbach, 1974, "Analysis, design, and optimization of high speed vehicle suspension using state variable technique," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 96, pp. 193-203.
- [7] 허 승진, "자동차 능동 현가시스템 개발 동향," 대한기계학회지, 제32권 제10호, pp.847-857, 1992.
- [8] 이 경수, "반능동 현가시스템," 대한기계학회지, 제33권 제10호, pp. 902-911, 1993.
- [9] 허 승진, "승용차용 전자제어식 가변댐퍼의 개발동향," 대한기계학회지, 제31권 제1호, pp. 26-33, 1991.
- [10] T. Butsuen, "The design of semi-active suspensions for automotive vehicles," Ph.D. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, MIT, 1989.
- [11] D. C. Karnopp, M. J. Crosby and R. A. Harwood, "Vibration control using semi-active force generators," *ASME Journal of Engineering for Industry*, vol. 96, no. 2, 1974.
- [12] H. E. Tseng, K. Yi and J. K. Hedrick, "A comparison of alternative semi-active control laws," ASME Winter Annual Meeting, Atlanta, Georgia, December 1-6, 1991.
- [13] J. K. Hedrick, "Rail vehicle active suspensions," *Vehicle System Dynamics*, 10(1981), pp. 267-283, 1981.
- [13] D. Hrovat, "A class of active LQG optimal actuators," *Automatica*, 18, pp. 117-119, 1982.
- [14] K. M. Malek and J. K. Hedrick, "Decoupled active suspension design for improved automotive ride Quality/Handling performance," 9th IAVSD Symposium, Sweden, 1985.
- [15] C. Yue, T. Butsuen and Hedrick, J. K., "Alternative control laws for automotive active suspensions," *Proceedings, American Control Conference*, Atlanta, GA, June 15-17, 1988.
- [16] R. M. Chalasani, "Ride performance potential of active suspension systems - Part I," ASME Monograph, AMD-vol. 80, 1986.
- [17] R. M. Chalasani, "Ride performance potential of active suspension systems - Part II," ASME Monograph, AMD-vol. 80, 1986.
- [18] D. C. Karnopp, "Active Damping in Road Vehicle Suspension Systems," *Vehicle System Dynamics*, vol. 11, 1982.
- [19] D. Margolis, "Semi-active heave and pitch control for ground vehicles," *Vehicle System Dynamics*, 11, pp. 31-42, 1982.
- [20] K. Cheok, et al, "Optimal model-following suspension with microcomputerized damping," *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. IE-32(4), pp. 364-371, 1985.
- [21] R. C. Redfield, "Low-bandwidth semi-active damping for suspension control," *Proceedings, American Control Conference*, San Diego, CA, May 23-25, 1990.
- [22] D. C. Karnopp, "Design principles for vibration control systems using semi-active dampers," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 112, no. 3, pp. 448-455, 1990.
- [23] R. Rajamani, "Semi-active suspensions - A comparison between theory and experiment," M.S. Thesis, University of California at Berkeley, July 1991.
- [24] S. Kimbrough, "Bilinear modeling and regulator of variable component suspensions," ASME WAM, AMD-vol. 80, 1986.

- [25] D. Hrovat, D. L. Margolis and M. Hubbard, "An approach toward the optimal semi-active suspension," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol. 110, no. 3, pp. 288-296, 1988.
- [26] M. Lizell, "Dynamic leveling for ground vehicles," Doctoral Thesis, Dept. of Machine Elements, Royal Institute of Technology, Sweden, May 1990.
- [27] Annon., "The design of semi-active suspensions for automobiles," UCB VDL Report 91-1, 1991.
- [28] R. S. Sharp and S. A., Hassan, "The relative performance capabilities of passive, active, and semi-active car suspension systems, Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 200, no. D3, 1986.
- [29] K. Yi and J. K. Hedrick, "Active and semi-active heavy truck suspensions to reduce pavement damage," SAE paper no. 892486, 1989.
- [30] K. Yi and J. K., Hedrick, "The use of semi-active suspensions to reduce pavement damage," ASTM Special Technical Publication 1164, Vehicle, Tire, Pavement Interface, pp. 1-13, 1992.
- [31] K. Yi, "Semi-active suspension design for vehicle tire force control," Ph.D. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, University of California at Berkeley, 1991.
- [32] K. Yi and J. K. Hedrick, "Dynamic tire force control by semi-active suspensions," ASME Trans. on Dynamic Systems, Measurements and Control, vol. 115, no. 3, pp. 465-474, 1993.
- [33] J. L. Kasprzak, "Research and development needs for road vehicle suspension systems," ASME DE-vol. 40, Advanced Automotive Technologies, pp. 35-36, 1991.
- [34] Special Lecture Note on "Bilinear systems and optimal Control," by Dr. E. P. Hpfner, U.C. Berkeley, 1987.
- [35] R. R. Mohler and D. Hrovat, "About bilinear systems and this issue," ASME J. of Dyn. Syst., Meas., and Contr., vol. 102, 1981.
- [36] Bryson and Ho, "Applied optimal control," Blaisdell Pub., 1969.
- [37] M. Ahmandian and R. H., Marjoram, "Effects of passive and semi-active suspension on body wheel hop Control," SAE 892487.
- [38] J. A. Levitt and N. G. Zorka, "The influence of tire damping in quarter car active suspension models," Trans. of ASME, Dyn. Syst., Meas. and Contr., vol. 113, no. 1, pp. 134-137, 1991.
- [39] K. Yi, et al., "The advanced heavy truck suspensions to reduce pavement damage," UCB VDL Report 91-4, 1991.
- [40] R. Rajamani and J. K. Hedrick, "Adaptive observers for Active automotive suspension : Theory and Experiment," IEEE Trans. on Control Systems Technology, vol. 3, no 1, March 1995.
- [41] A. Alleyne and J. K., hedrick, "Nonlinear adaptive control of active suspension," IEEE Trans. on Control Systems Technology, vol. 3, no 1, March 1995.
- [49] G. J., Stein "Results of investigation of an electropneumatic active vibration control system for a driver's seat," Proc. Instn, Mech. Engr, part E, vol. 209, no. D3, 1995.
- [50] D. J. Cole, "Modification of heavy vehicle suspension to reduce road damage," Proc. Instn Mech. Engrs, part D, vol. 209, no. D3, 1995.
- [51] D. A. Crolla, A. Soliman, F.M. El-Sayed and El-Alaily, M. M., "Experimental results from a slow-active suspension system," Int. J. of Vehicle Design, vol. 14, nos. 2/3, 1993.
- [52] R. A. Willams and A. Best, "Control of low frequency active suspension," IEE International Conference on Control, March 1994.
- [53] G. Prokop and R. S. Sharp, "Performance enhancement of limited bandwidth active automotive suspensions by road preview," IEE Proc.-Control Theory Appl., vol. 142, no. 2, March 1995.
- [54] D. Margolis and C. M., Nobles, "Semi-Active and roll control for large Off-Road vehicles," SAE 912672.
- [55] F. H. Besinger, D. Cebon and D.J. Cole, "An experimental investigation into the use of semi-active dampers on heavy lorries," Vehicle System Dynamics, 1992.
- [56] A. Titli, S. Roukieh and Dayre, E., "Three control approaches for the design of car Semi-Active suspension," Proceedings of the 32nd Conference on Decision and Control, Dec. 1993.
- [57] Soliman, A. M. A., D. A. Crolla and El-Sayed, F. M., "A Comparison of control strategies for the switchable damper suspension system," Int. J. of Vehicle Design, vol. 14, no. 4, 1993.
- [58] T. J. Gordon and M.C. Best, "Dynamic optimiza-

- tion of nonlinear Semi-Active suspension controllers," IEE International Conference on Control, March 1994.
- [59] Y. C. Lin and H. K., Khalil, "Two-Time-scale Design of active suspension control using acceleration feedback," The First IEEE Conference on Control Applications, Sep. 1992.
- [60] A. Hady, M. B. A. and Crolla, D. A., "Active suspension control algorithms for a four-wheel vehicle model," Int. J. of Vehicle Design, vol. 13, no. 2, 1992.
- [61] D. Hrovat, "Applications of optimal control to advanced automotive suspension design," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 115, June 1993.
- [62] K. Sharma, D.A. Crolla and D.A. wolson, "The design of a fully active suspension system Incorporating a kalman filter for state-estimation," IEE International Conference on Control, March 1994.
- [63] N. J. Leighton and J. Pullen, "A novel active suspension system for automotive application", Proc. Instn Mech. Engrs, Part D, Vol. 208, 1994.
- [64] R. Krtolica, H. Chan, U. Ozguner and Hrovat, D., "A two time-scale analysis of active suspension control of a 2D/4DOF half-car model," Proceedings of American Control Conference, June 1995.
- [65] S. S. Vallurupalli, R. V. Dukkupati and Osman, M. O. M., "Adaptive active suspension to attain optimal performance and maintain static equilibrium level," Int. J. of Vehicle Design, vol.14, nos 5/6, 1993.
- [66] H. H. F. Chen and D.A. Guenther, "Self-tuning optimal control of an active suspension," SAE 892485.
- [67] L. R. Ray, "Nonlinear state and tire force estimation for advanced vehicle control," IEEE Trans. on Control Systems Technology, vol. 3, no 1, March 1995.
- [68] A. Moran and M. Nagai, "Analysis and design of active suspensions by H^∞ robust control theory," JSME International Journal, Series III, vol. 35, no. 3, 1992.
- [69] Hayakawa. K, Matsumoto, K., Yamashita, M., Suzuki, Y., Fujimori, K. and Kimura, H., "Robust control H^∞ output feedback control of decoupled automobile active suspension systems," Proceedings of the 32nd Conference on Decision and Control, Dec. 1993.
- [70] S. H. Chen, J. H. Chou and C. H. Chao "Stability Robustness of the LQG active suspensions with disturbance/noise uncertainties and time-varying parametrical partubations," Int. J. of Vehicle Design, vol. 16, nos 4/5, 1995.
- [71] L. R. Ray, "Robust linear-optimal control laws for active suspension systems," ASME Journal of Dynami Systems, Measure, and Control, vol. 114, Dec. 1992.
- [72] P. Michelberger, L. Palkovics, and J. Bokor, "Robust design of active suspension system," Int. J. of Vehicle Design, vol. 14, nos 2/3, 1993.
- [73] A. G. Ulsoy, D. Hrovat, and T. Tseng, "Stability Robustness of LQ and LQG active suspensions," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 116/123, Mar. 1994..
- [74] R. P. Jones, A. S. Cherry and S. D. Farrall, "Application of Intelligent control in automotive vehicles," IEE International Conference on Control, March 1994.
- [75] A. S. Cherry, and R. P. Jones, "Fuzzy logic control of an automotive suspension system," IEE Proc.-Control Theory Appl., vol. 142, no. 2, March 1995.
- [76] R. S. Sharp, and D. Pan, "On th design of an active roll control system for a luxuly car," Proc. Instn Mech. Engrs, part D, vol. 207, no. D3, 1993.
- [77] Nagiri. S. Doi, S. Shoh-no, S. and N. Hiraiwa, "Improvement of ride comfort by preview vehicle-suspension system," SAE 920277.
- [78] H. Kim, and Y. S. Yoon, "Neuro controlled active suspension with preview for ride comfort," SAE 931969.
- [79] M. W. Soltis, "1987 Thunderbird turbo coupe programmed ride control(PRC) suspension," SAE 870540.
- [80] Y. Aoyama, K. Kawabata, S. Hasegawa, Y. Kobari, M. Sato and tsuruta, "Development of the full active suspension by nissan," SAE 901747.
- [81] Shoji Onagake, Hideo Inoue, Shinsuke Sato and Massaki Tabata, "Development of feedforward control algorithms for active suspension," SAE 920270.
- [82] H. Kawakami, H. Sato, M. Tabata, H. Inoue and Itimaru, H., "Development of integrated system be-

- tween active control suspension," Active 4WA, TRC and ABS", SAE 920271.
- [83] S. M. Hwang and Y. Park, "Active roll moment distribution based on predictive control," Int. J. of Vehicle Design, vol. 16, no. 1, 1995.
- [84] D. E. Williams and W. M. Haddad, "Nonlinear control of roll moment distribution to influence vehicle yaw characteristics," IEEE Trans. on Control System Technology, vol. 3, No. 1, 1995.
- [85] de C. D. Benedito and S. J. Eckert, "Control of an active suspension system subject to random component failures," Trans. of ASME, Dyn. Syst., Meas. and Contr., vol. 112, no. 1, pp. 94-99, 1990.
- [86] R. Huisman, "A controller and observer for active suspension with preview," Doctoral thesis, Dept. of Mechanical Engineering, Windhoven University of Technology, The Netherlands, 1994.
- [87] van der Knaap, A. A. M., Venhovens, P.J.Th., and Pacejka, H.B., "Evaluation and practical implementation of a low power attitude and vibration control system," Proceeding of AVEC'94, pp. 318-324, 1994.
- [88] K. Yi, T.I. Oh and M.W. Suh, "A robust semi-active suspension control law to improve ride quality," Proceeding of AVEC'94, pp. 195-199, 1994.
- [89] D. E. Ivers and L. Miller, "Semi-active suspension technology : an evolutionary view," 1992.
- [90] B. Acker, W. Darenberg and H. Gall, "Active Suspension for passenger cars", 1992.
- [91] H. Shiga and S. Mizutani, "Car electronics," ALCA Inc., Nippondenso co., LTD., 1988.

저 자 소 개



이 경 수

1985년 서울대학교 기계공학과 학사 학위 받음.

1987년 서울대학교 기계설계학과 석사 학위 받음.

1992년 U.C. Berkeley 기계공학과 박사 학위 받음.

1992년 2월 - 1999년 2월 U.C. Berkeley

I.T.S.(Institute of Transportation Study)연구원

1993년 3월 - 1995년 2월 한양대학교 자동차공학과 전임강사

1995년 3월 - 현재 한양대학교 기계·자동차공학과 조교수

연구분야 : 제어이론, 동역학시스템, 차량동역학 및 제어, 시스템 규명, 비선형시스템 제어

연락처 : TEL 02) 290-0455(연구실), 02) 281-7194(실험실) / FAX 02) 294-7255