

브레이크 저더 개선을 위한 시스템 모드분석 및 민감도해석

황인진¹⁾ · 박경진²⁾

현대자동차¹⁾ · 한양대학교 기계정보경영학부²⁾

System Mode and Sensitivity Analysis for Brake Judder Reduction

In-Jin Hwang^{*1)} · Gyung-Jin Park²⁾

¹⁾Hyundai Motor Company & Kia Motor Corporation, Jangduk-dong, Whasung-si, Gyeonggi 445-855, Korea

²⁾Division of Mechanical and Information Management Engineering, Hanyang University, Gyeonggi 425-791, Korea

(Received 7 June 2005 / Accepted 9 August 2005)

Abstract : The brake judder is a phenomenon that the steering wheel is abnormally vibrating when the car is braked at a high speed. It is classified by the cold and the hot judder. The former is generated due to the initial uneven disk surface and the latter is resulted from the uneven heat spots on disc surface by repeatedly braking. There are two ways to reduce the judder. One is to control vibration by modification of the disk shapes and pad ingredients. The other is to improve modal characteristics of the suspension system. The latter approach is used in this research. In this paper, the real vehicle test and computer simulation are considered to systematically understand the judder phenomenon of the vehicle. The Macpherson strut suspension is employed. Especially, the judder sensitivity is calculated based on design sensitivity analysis. A bush stiffness was reworked and braking test was done to verify the sensitivity result. The judder reduction by the mode control was verified.

Key words : Brake judder(브레이크 저더), Cold judder(냉간저더), Hot judder(열간저더), Brake torque variation(BTV, 브레이크 토크 변동), Disk thickness variation(DTV, 디스크 두께 변동), Longitudinal mode(전후모드), Steer mode(회전모드), Judder sensitivity(저더 민감도), Transfer system(전달계), Kingpin offset(킹핀오프셋)

1. 서론

고속 주행중 제동을 할 때 디스크와 마찰재 사이에 발생하는 마찰계수 차이 때문에 디스크에 토크 변동(brake torque variation)이 발생하고 이 토크변동이 타이어를 가진하게 된다. 그리고 토크변동은 디스크의 두께변동(disk thickness variation)이 클수록 크게 발생한다. 이때 타이어에 발생한 진동은 전달계통인 현가계와 조향계를 통해 핸들 떨림으로 나타나는데 이것을 일반적으로 브레이크 저더(brake

judder)라 한다. 그리고 종종 차체를 경유한 차체진동이나 브레이크 페달을 통한 페달진동으로 나타나기도 한다.¹⁾ 그 전달 경로는 Fig. 1과 같다.

브레이크 저더는 보통 80 ~ 140kph사이에서 크게 나타난다. 그리고 이 속도는 10 ~ 20hz 사이의 저주파수 대역에 해당한다.^{2,3)}

브레이크 저더는 크게 냉간저더(cold judder)와 열간저더(hot judder)로 구분된다. 냉간저더는 초기 디스크의 가공불량, 제조 및 조립공차 그리고 제동시 발생하는 마찰열에 의한 디스크의 영구 변형등이 원인이 된다. 이런 요인들이 디스크 표면을 불균일하게 만들어 제동시 토크변동을 크게 만든다. 그리

*To whom correspondence should be addressed.
injin68@hyundai-motor.com

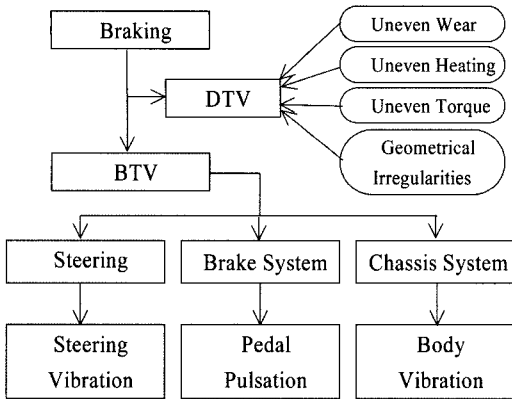


Fig. 1 Transfer path of the brake judder

고 이로 인해 진동이 유발되게 한다. 냉간저더는 차륜의 1차 회전 주파수성분에 의해 나타나며 핸들이나 차체, 그리고 브레이크 페달진동을 통해 운전자에게 전달된다.^{4,6)} 열간저더는 제동시 브레이크 디스크와 마찰재 사이에 발생한 마찰열에 의해 디스크 표면에 열점(heat spot)이 발생하고 이 열로 인해 디스크가 일시적으로 뒤틀리면서 진동이 발생하는 것을 말한다.⁷⁻⁹⁾

브레이크 저더를 개선하는 방법은 크게 두 가지로 구분된다. 첫 번째는 디스크의 형상이나 마찰재의 성분등을 최적화해서 가진이 발생하지 않도록 하는 방법이다. 두 번째는 가진의 크기에 상관없이 진동이 현가계를 통해 핸들이나 차체로 전달되는 과정에서 진동이 절연되도록 하는 방법이다.

1990년대 이전에는 가진원을 개선하는 방법에 대하여 연구가 이뤄졌다. 그리고 1990년대 이후에는 점차 전달계인 현가계의 특성을 개선하여 진동을 절연시키는 방법이 연구되었다. 이를 위한 방법으로 차량동역학, 유한요소법, 그리고 실험계획법등을 이용한 시스템 모드 및 민감도해석 등이 이루어졌다.¹⁰⁻¹³⁾

본 연구에서는 맥퍼슨 타입의 현가계가 장착된 차량에서 발생하는 저더의 원인을 차량의 모드특성을 이용하여 확인하고자 한다. 그리고 저더에 민감한 설계인자를 해석적으로 파악하여 개선하고 설계 방향을 제시하는 것을 목적으로 한다. 이를 위해 먼저, 실차 제동시험을 통해 저더 현상을 파악하였다. 그리고 시스템적으로 저더 현상을 분석하기 위해 4

포스터(4 poster)를 이용한 상하 가진시험과 마그네틱 가진기(magnetic exciter)를 이용한 전후 가진시험을 수행하였다. 가진시험을 토대로 차량의 모드특성을 파악하고 저더에 영향을 주는 주요 모드들을 확인 하였다. 그리고 저더 개선 및 설계가이드 확보를 위해 유한요소모델을 이용한 설계민감도해석을 수행하였다.¹⁴⁾ 마지막으로 민감도해석을 토대로 타 성능에 영향을 주지 않으면서 설계 변경이 가능한 개선안에 대한 확인시험을 수행하여 개선정도를 확인하였다.

2. 저더 원인 및 현상 분석

브레이크 저더는 크게 냉간저더와 열간저더로 구분되지만 실제 차량에서는 두 현상이 혼합되어 나타나게 된다. 양산 초기 차량에 장착된 디스크는 두께변동이 $5\mu\text{m}$ 이하로 제작되기 때문에 저더가 쉽게 발생하지 않는다. 하지만 디스크를 조립하는 과정에서 발생하는 공차나 반복되는 제동에 의한 디스크의 국부적인 열변형등은 디스크 표면의 불 균일을 증대시킨다. 이렇게 디스크 변형이 지속적으로 진행된다면 두께변동이 적정수준 이상으로 증가하여 제동에 의한 토크 변동 커지게 되고 저더가 발생하게 된다. 따라서 최근에는 내구가 진전됨에 따라 디스크가 변형되어 제동시 가진이 심해지더라도 전달계통에서 절연을 시켜줄 수 있는 방법으로 댐핑제어방법은 유압 부시(hydraulic bush)나 댐퍼(damper)를 이용하는 댐핑제어방법과 구조적으로 저더 발생 메카니즘을 제어하는 모드제어방법등이 사용되고 있다.

본 연구에서는 모드제어방법을 이용하기 위해 실차시험과 해석을 통한 원인분석 및 시스템 특성 분석을 수행하였다. 그리고 민감도해석을 수행하였다.

2.1 실차 제동시험

저더는 일반적으로 140kph 이상으로 고속주행을 하다가 급제동을 하게 될 때 속도가 감소하면서 현가계의 모드와 공진이 발생하는 특정속도구간에서 발생하게 된다. 따라서 본 연구에서는 저더 현상을 재현하기 위해 두께변동이 $15\mu\text{m}$ 인 디스크를 장착하고 160kph에서 급제동을 하였다. 이때 핸들 상단

에 장착된 가속도의 좌우방향 가속도를 계측하였다. 이와 같은 제동시험을 5회 반복하여 수행하였다. 제동조건은 Table 1과 같다.

Table 1 Test condition for the brake judder

Test speed	160kph -> 80kph
Disk DTV	15 μ m
Braking velocity	0.35g
Frequency range	21.5hz -> 10.5hz
Test number	5
Data acquisition method	Peak Hole

Fig. 2와 Fig. 3은 제동시험에 의해 핸들에 발생한 가속도를 분석한 결과를 나타낸다. 여기서 x축은 주파수(hz), y축은 제동시간(sec), 그리고 z축은 가속도의 크기(m/s^2)를 나타낸다.

Fig. 2는 차량이 회전할 때 타이어의 동반경에 의해 나타나는 1차 회전주파수인 10 ~ 21hz사이에서 핸들의 횡가속도성분이 저더에 지배적인 역할을 하고 있음을 보여준다. 그리고 Fig. 3은 약 10 ~ 17hz구간에서 핸들의 상하 진동이 다소 존재함을 보여준다. 그리고 30hz 대역에서 핸들의 상하방향진동이 크게 나타나는데 이것은 차량의 1차 회전주파수의 2배에 해당하는 2차 회전주파수성분으로 15hz대역에 영향을 준다.

제동시험을 통해 15hz 대역에서 핸들의 좌우 방향 진동이 저더의 주 원인임을 확인할 수 있었다. 그

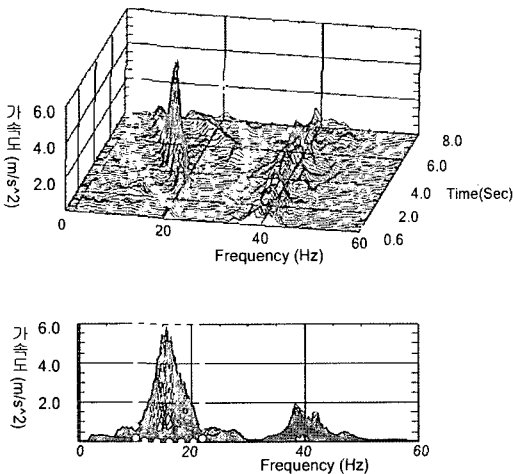


Fig. 2 The lateral acceleration at the steering wheel top

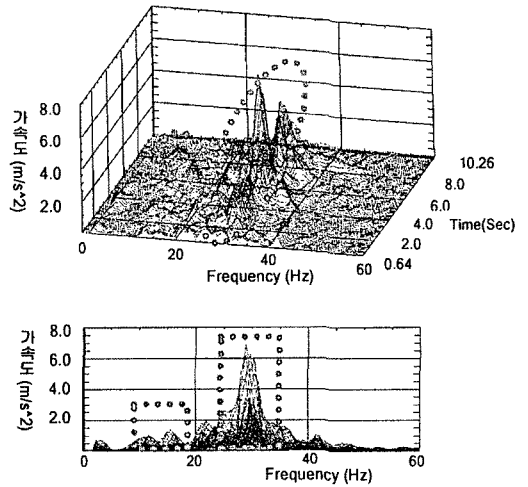


Fig. 3 The vertical acceleration at the steering wheel top

리고 30hz 대역의 상하진동은 부분적으로 15hz대역에 영향을 준다.

2.2 4포스터를 이용한 상하가진 시험

실차 제동시험을 통해 파악된 저더의 원인을 규명하기 위해 맥퍼슨 타입의 현가계가 장착된 차량의 모드특성시험을 수행하였다. 본 차량의 모드특성을 파악하기 위해서는 모드특성이 잘 반영될 수 있도록 각 방향으로 충분히 가진 해 주어야 한다. 따라서 먼저 상하방향 가진을 위해 4포스터를 이용한 상하가진시험을 수행하였다.

4포스터 상하 가진시험을 위해 Fig. 4와 같이 Saginomiya에서 제작한 로드시뮬레이터를 이용하였다. 가진 조건은 0.7mm변위 및 100mm/s 정속조건에서 사인파형으로 좌,우 바퀴를 동상과 역상으로 각각 가진하였다. 그리고 제동상태를 구현하기 위하여 브레이크는 제동상태에서 시험하였다. 그리고 응답은 차량의 모드 형상을 파악할 수 있도록 차체 좌우에 각각 5개씩 모두 10개의 가속도계를 장착하였다. 엔진에는 3개를 그리고 현가계에는 10개의 가속도계를 장착하였다. 각각의 가속도계는 3축의 응답을 측정한다. 따라서 총 69개의 채널을 사용하여 모드시험을 수행하였다. 4포스터 가진시험 결과 본 차량의 시스템모드는 Table 2와 같다.

4포스터 상하 가진시험은 현가계의 상하동상 및 역상 모드 그리고 엔진의 롤, 피치모드와 같은 상하

가진	Part	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25				
B r a k i n g 시	0.7	P/T & Tire	9.28				11.64				15.53				17.34				21.38							
			Roll				Steer				Pitch				Longitudinal											
	CV	P/T & Tire	8.49				11.04				12.81				15.53				18.16				21.02			
			Roll				Steer				Pitch				Longitudinal											
	Susp													17.24				19.8				19.75				
														Hop/Tramp												

Table 2 The mode map of the test vehicle

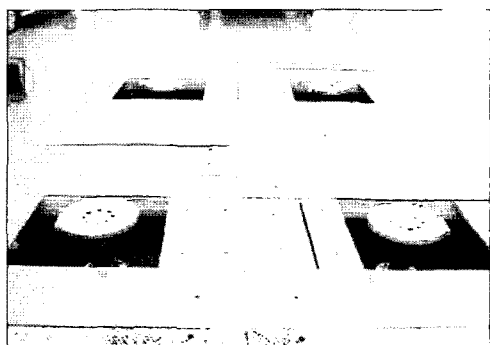


Fig. 4 The picture of the 4 poster road simulator

방향과 관련된 모드를 잘 표현해 준다. 그리고 본 시험을 통해 현가계의 전후모드가 21hz대역에 존재하는 것을 확인 할 수 있었다.

2.3 마그네틱 가진기를 이용한 전후 및 좌우 가진시험

4포스터와 같은 상하가진을 통해서서는 상하 관련 모드는 잘 나타나지만 전후 및 회전모드는 분명하지 않다. 따라서 현가계의 전후 및 회전 모드를 확인하기 위하여 마그네틱 가진기를 이용하여 타이어를 전후 및 좌우로 가진하는 시험을 수행하였다.

가진시 차량조건은 구동상태와 제동상태에서 각각 수행하였다. 전후 및 좌우가진에 대한 시스템의 특성곡선은 Fig. 5와 같다. 그리고 본 시험에 의한 차량의 시스템모드는 Table 3과 같다.

전후 및 좌우 가진시 차량상태에 관계없이 21hz 근처에 주된 모드가 나타나고 있다. 이것은 4포스터 가진시 나타난 전후모드와 동일한 모드다. 그리고 15hz에 현가장치의 회전모드가 나타나고 있다. 각각의 모드형상은 Fig. 6과 같다.

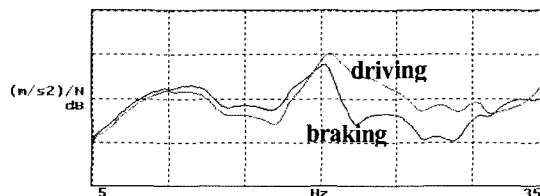
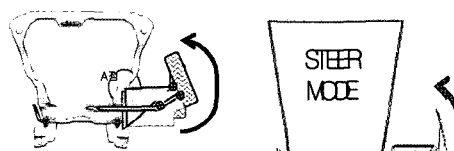


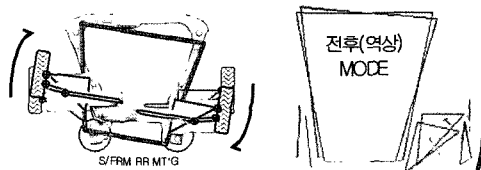
Fig. 5 The response at the steering wheel top by an exciter

Table 3 The modal chart of the test vehicle by an exciter

Mode shape	전후가진	좌우가진
Steer	14.4 hz	14.3 hz
Longitudinal (In phase)	20.7 hz	20.9 hz
Longitudinal (Out of phase)	22.9 hz	-
Engine pitch	17.3 hz	17.7 hz



(a) The steer mode shape of the system (14.3hz)



(b) The longitudinal mode shape of the system (20.7hz)

Fig. 6 The steer and longitudinal mode shapes

전후 및 좌우 가진시험과 4포스터 가진시험을 통해 저더에 직접적으로 영향을 주는 모드가 현가계의 전후 및 회전모드인 것을 확인할 수 있다. 그리고

본 시험을 통해 실제 제동시 발생하는 공진 주파수(15hz)와 가진시험시 나타나는 공진 주파수(21hz)가 다르다는 것을 확인 하였다. 이것은 시스템에 주어지는 가진력에 따라 시스템 특성이 비선형적으로 변하기 때문이다.

2.4 저더 발생 현상 및 원인 분석

이상의 시험을 토대로 제동시 발생하는 저더는 Fig. 7과 같이 제동이 진행됨에 따라 차량이 여러 시스템모드를 지나면서 공진에 의해 발생한다. 저더에 대한 각 모드의 기여도는 일반적으로 현가계의 전후 및 회전모드가 다른 모드들에 비해 큰 기여도를 갖는다.

제동에 의해 타이어에 발생한 진동은 시스템모드와 중첩되면서 Fig. 8과 같이 로어암, 타이로드, 그리고 조향 시스템 및 컬럼을 통해 운전자에게 진동이 전달된다. 따라서 전달 과정에서 진동이 효과적으로 절연될 수 있도록 시스템의 특성을 개선하는 것이 필요하다.

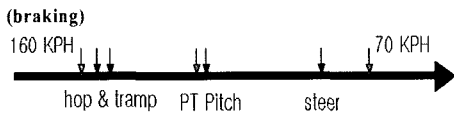


Fig. 7 The relationship between braking speed and modes

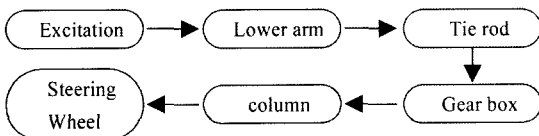
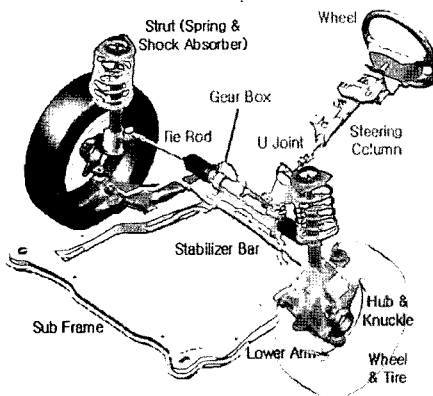


Fig. 8 Transfer path of the judder and system configuration

3. 민감도해석 및 개선안 도출

주파수응답해석 및 민감도 해석을 위해 전륜 현가장치시스템을 Fig. 9와 같이 간략화 된 유한요소 모델로 구성하였다. 제동에 의한 저더는 전륜 현가계에서 주로 발생하기 때문에 전륜 현가장치와 조향 시스템으로 모델을 국한 시켰다. 또한 저더는 현가계의 전후모드 및 회전 모드와 같은 시스템의 강제모드에 영향을 받기 때문에 집중질량을 이용한 강제모델과 빔요소를 사용하여 모델링하였다. 타이어는 스프링과 댐퍼의 리지드링(rigid ring)모델을 사용하였다.

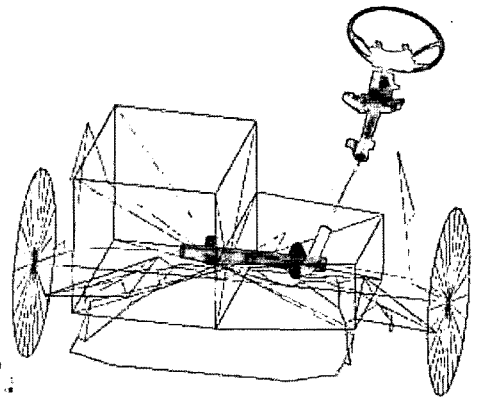


Fig. 9 FE model for judder of the macpherson strut system

모드해석은 주요 관심 구간인 30hz 이하의 모드를 중심으로 확인하였다. 그 결과는 Table 4와 같이 전후 및 상하 가진시험 결과와 잘 일치한다. 그리고 주요모드인 현가장치의 전후모드의 형상은 Fig. 10과 같이 타이어를 포함한 현가장치 시스템이 전후 방향으로 움직이는 것을 말한다. 전후모드는 좌우 타이어가 같은 방향으로 움직이는 모드와 반대 방향으로 움직이는 모드가 연속적으로 나타난다.

제동시 핸들에서의 가속도를 묘사하기 위하여 타이어 중심을 전후방향을 가진 하고 핸들의 좌우방향 가속도를 응답으로 한 주파수 응답특성 해석을 수행하였다. 해석은 0.2hz간격으로 60hz까지 수행하였고 그 결과는 Fig. 11과 같다. 주파수 응답 해석결과 저더 발생구간인 10hz에서 25hz사이의 시스템 공진모드는 15hz대역의 회전모드와 21hz대역의 전후모드가 주요하게 작용하고 있음을 확인할 수 있다.

Table 4 Comparison of modal frequency between test and analysis

Mode Shape	Test	Analysis
Steer	14.4	15.3
Longitudinal (In phase)	20.7	21.0
Longitudinal(Out of phase)	22.9	22.0

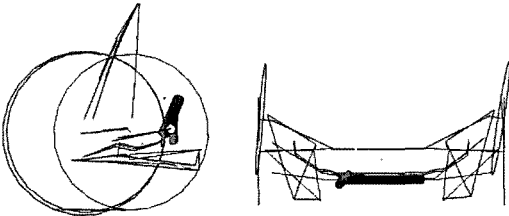


Fig. 10 The longitudinal mode shape by simulation(21hz)

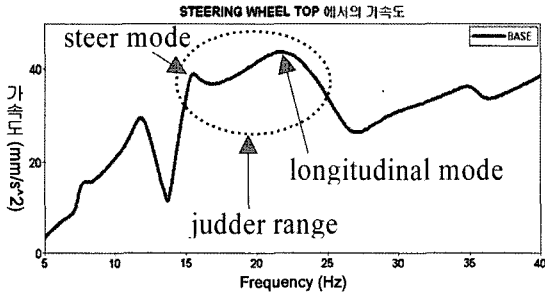


Fig. 11 The lateral acceleration at the steering wheel top

3.1 민감도 해석

현가계의 전후모드 및 회전모드가 저더에 영향을 주는 주요모드인 것을 시험과 해석을 통해 확인하였다. 본 연구에서는 맥퍼슨 타입의 현가계를 장착한 차량에서 저더에 영향을 주는 인자들을 확인하기 위하여 저더민감도를 수행하였다. 저더 구간에서 핸들에 발생하는 가속도의 RMS(root mean square)값을 목적함수로 하였다. 그리고 현가계의 기하형상(geometry)과 강성을 설계변수로 사용하였다. 기하형상에 대한 설계변수는 Fig. 12와 같다.

민감도 해석은 유한 차분법을 이용하여 수행하였고 식 (1)과 같이 설계변수의 변화량에 대한 응답변화의 기울기로 표현된다.

$$\psi = \frac{y_{i+\Delta x} - y_i}{\Delta x} \quad (1)$$

$$y_i = \sqrt{\sum_{f=6}^{20} a_f^2}, f = 6 \dots 20\text{hz} \quad (2)$$

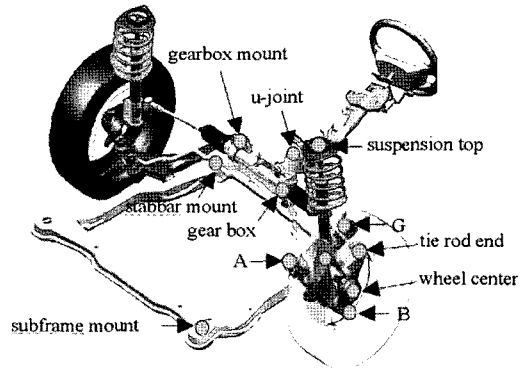


Fig. 12 The position of the geometry design variables

여기서 ψ 는 민감도, y_i 는 핸들 상단 가속도의 RMS, a_f 는 특정 주파수에서의 가속도, 그리고 Δx 는 기하형상 각 방향의 변화량을 나타낸다.

민감도 결과는 설계변수를 증가시켰을 때 양의 값을 가지면 목적함수의 응답이 커짐을 나타내고, 음의 값을 가지면 응답이 감소함을 나타낸다. 따라서 본 연구에서는 음의 민감도를 갖는 설계변수를 취하였다.

3.1.1 기하형상 민감도

기하형상 민감도를 수행하기 위하여 각 위치의 x와 z는 양의 방향으로, 그리고 y는 차량 중심에서 밖으로 이동시켰다. 각각의 경우에 대하여 수행한 주파수응답해석을 토대로 기하형상에 대한 민감도를 계산하였다.

먼저 Fig. 13에 도식적으로 표현한 로어암 민감도는 A점은 차량 전방으로 그리고 G점은 후방으로 이동시켜 A점과 G점사이의 간격을 충분히 확보하여 외부에서 가해지는 하중에 잘 저항하도록 한다. 이것은 현가계의 전후모드를 상승시키는 효과를 갖기 때문에 저더의 발생 주파수를 상용구간 밖으로 이동시킬 수 있다. 또한 B점은 차량 중심에서 밖으로 이동시켜 현가계의 회전축인 킹핀 축(kingpin axis)과 휠 센타와의 수직간 거리를 나타내는 휠 센타 오프셋(wheel center offset)이 줄어들도록 유도한다. 또한 킹핀축이 지면과 만나는 점과 타이어 접지면과의 거리를 나타내는 킹핀오프셋(kingpin offset)이 줄어들어 외란에 비교적 둔감하도록 만든다. 하지만 맥퍼슨 현가계의 특성상 B점을 밖으로 이동시키는 것이 쉽지 않기 때문에 더블 볼 조인트(double ball joint)

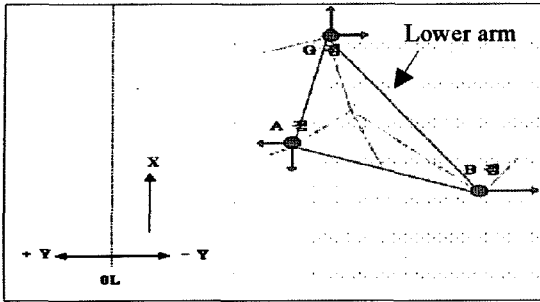


Fig. 13 The judder sensitivity of the lower arm points

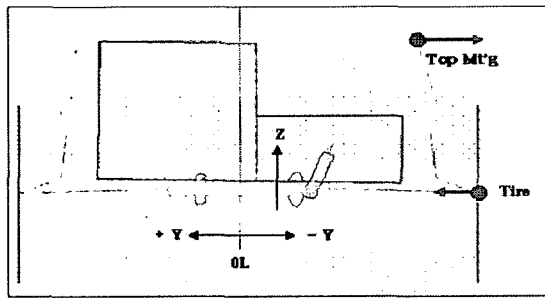


Fig. 14 The judder sensitivity of the tire and strut points

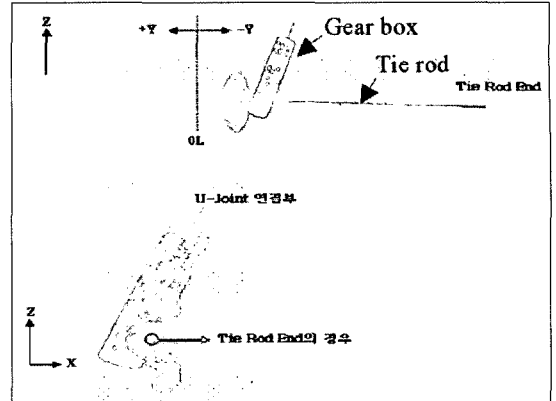
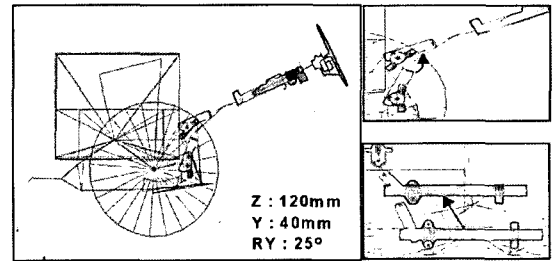
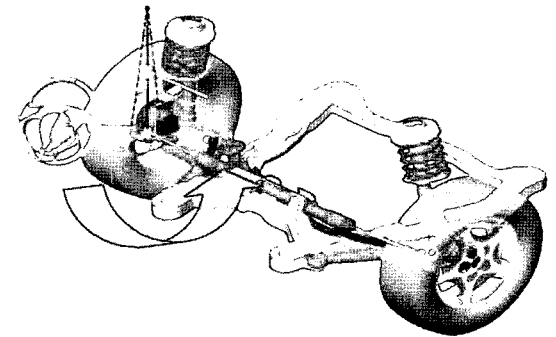


Fig. 15 The judder sensitivity of the tie rod end point



(a) The judder sensitivity of the gearbox position



(b) Kinematic motion according to the position of gear box
Fig. 16 The judder sensitivity and kinematic motion due to the position of gear box

을 사용하는 멀티링크 구조의 현가계도입이 필요하다.

둘째, 현가계의 차체 마운트 위치와 타이어 휠 센타의 위치는 Fig. 14에 나타낸 것과 같이 기존 시스템에 비해 차체마운트 위치는 밖으로, 그리고 휠 센타는 안쪽에 위치하는 것이 저더에 좋은 민감도를 갖게 한다. 이것은 로어암의 B점과 같이 킹핀옵셋 및 휠 센타 옵셋이 줄어드는 방향으로 가기 때문이다.

셋째, 타이로드를 너클에 붙어 타이어와 일체로 움직이기 때문에 타이어가 회전을 하거나 전후로 움직이게 되면 그 이동 거리만큼 기구학적으로 기어박스의 랙을 좌우로 이동시켜 핸들을 회전시키게 된다. 특히 랙의 이송은 현가계의 전후모드가 좌우역상으로 움직일 때 크게 나타난다. 따라서 Fig. 15와 같이 타이로드의 끝단부를 기어박스 중심으로 후방 이동하는 것이 저더에 좋은 민감도를 갖게 한다.

마지막으로 기어박스의 위치를 Fig. 16(a)와 같이 위로 이동하여 차체에 마운트하게 되면 Fig. 16(b)와 같이 타이어의 전후방향 거동에 대하여 타이로드의 궤적이 줄어들어 외란에 둔감한 구조를 갖도록 해주기 때문에 저더에 좋은 영향을 미친다. 차체 상단

에 마운트 할 경우에는 차체 마운트 강성이 충분히 확보될 수 있도록 충분한 고려가 필요하다.

이러한 기하형상 민감도는 현가계의 전후모드, 킹핀 및 휠 센타 옵셋, 그리고 타이로드의 궤적과 관련된 인자에 민감한 반응을 보이고 있음을 알 수 있다. 그리고 이 인자들은 차량의 승차감 및 핸들링 특성에도 영향을 주는 인자들이기 때문에 이들의 특성을 동시에 고려하여 설계가 수행 되어야 한다.

3.1.2 부시 강성민감도

부시 강성민감도는 Table 5에 나타난 부시 강성들을 설계변수로 사용하였다. 부시 강성을 20% 증가시켰을 때 핸들의 횡방향 가속도를 목적함수로 하여 식 (1)과 같이 저더민감도를 계산하였다. 그리고 해석구간은 저더가 발생하는 구간을 포함하는 7Hz~30Hz범위에서 민감도 해석을 수행하였다.

Table 5 Design variables for the judder sensitivity

Parts	Design variables
Lower arm	A bush
	G bush
Tire	Tire stiffness
Power train	Body mount bush
	Engine & T/M mount bush
Subframe	Mount bush
Gear box	Mount bush
Suspension	Insulator
Stab bar	Mount bush

총 30개의 설계변수에 대하여 민감도해석을 수행한 결과 로어암의 A, G점 부시, 타이어 그리고 서브프레임의 마운트 부시가 저더에 영향을 주는 인자들로 나타났다. Table 6은 30개의 설계 변수중 민감도가 크게 나타난 9개의 변수에 대한 민감도 값을 보여준다. 예를 들어 로어암 A부시 전후방향 강성은 올리고 횡방향 강성은 낮추는 것이 좋다는 것의 의미한다.

타이어의 전후방향 강성을 증대 시키는 것은 현가계의 전후모드를 상승시키기 때문에 저더 발생 주파수 대역을 이동시킬 수 있다. 그리고 타이어 상하 강성증대는 주파수 이동없이 현가계의 전후 및 회전모드의 크기를 억제하는 효과를 준다.

로어암은 Fig. 6 (b)에서 나타난 것과 같이 현가계가 전후로 움직일 때 A점이 회전축이 되어 G점이 좌우로 회전하게 된다. 이때 A점 부시의 전후강성이 약하게 되면 A부시에 전후방향 움직임이 발생하여 타이어의 회전을 증대시킨다. 따라서 A 부시의 강성을 높게 설정하는 것이 로어암의 회전에 의한 변위를 줄이는데 도움이 된다. A 부시의 전후강성 변화에 대한 주파수응답해석 결과는 Fig. 17과 같다.

로어암 G 부시는 횡방향 강성에 민감하다. G부시

Table 6 The result of the judder sensitivity analysis

Parts	Design variables	Mode	Sensitivity(γ)
Lower arm	A bush stiffness	x up	47.95
		y down	8.26
	G bush stiffness	x up	24.29
		y down	37.58
		z down	9.91
		z down	9.91
Tire	Tire stiffness	x up	147.02
		z up	82.6
Subframe	Mount bush	x up	5.57
		z up	39.41
		z up	39.41

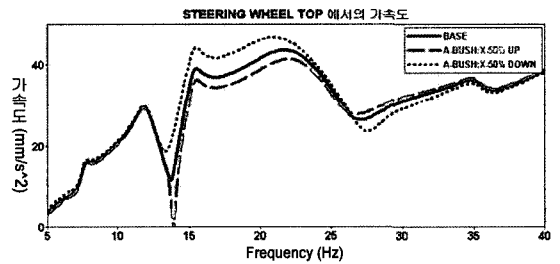


Fig. 17 The judder response change by the A bush x stiffness

의 횡방향 강성을 낮추면 현가계의 전후강성이 낮아진다. 따라서 Fig. 18과 같이 전체적인 현가계의 전후모드는 떨어지고 동시에 가속도 크기도 떨어진다. 하지만 전후모드가 상용구간 대역으로 내려오고 현가계 회전모드의 가속도 크기는 반대로 증가하게 된다. 이와 반대로 로어암 G부시의 강성을 높게 설정하면 회전모드는 감소하고 전후모드는 상승하는 경향을 나타낸다. 즉, 로어암의 G부시 강성은 설계 방향에 따라 시스템모드 및 저더 발생 주파수 대역에 민감한 영향을 준다.

이처럼 모드를 어떻게 배치하고 어떤 모드를 중요하게 관리할 것인지에 대한 설계자의 관점에 따라 부시의 강성은 다르게 설정되어야 한다. 또한 G 부시는 저더 뿐만 아니라 승차감에도 많은 영향을 주는 인자이기 때문에 시스템을 고려한 적절한 강성설계가 필요하다.

서브프레임의 경우 민감도 측면에서는 마운트 강성을 높이는 것이 좋은 경향성을 보인다. 이는 기어 박스가 마운트 되는 프레임이 차체에 강하게 연결될수록 서브프레임의 강성이 높아져 정적변형이 줄어들어 저더민감도를 줄이는 역할을 하기 때문이

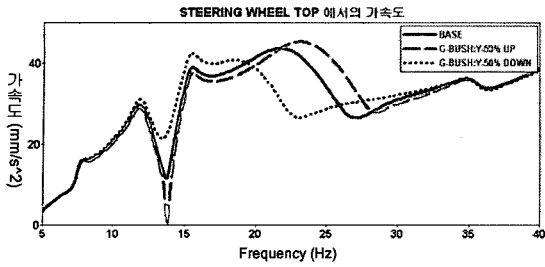
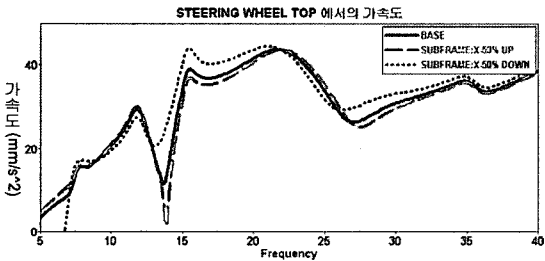
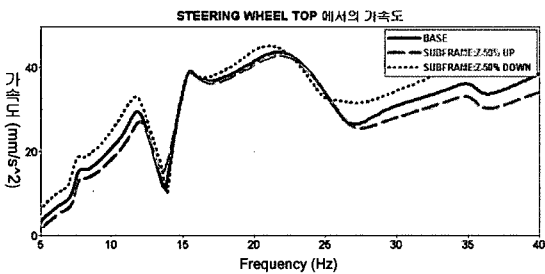


Fig. 18 The judder response change by the G bush y stiffness

다. 반면 서브프레임의 강성은 G 부시와 마찬가지로 승차감과 직접적으로 연관되어있기 때문에 2가지 성능을 고려한 최적안을 찾는 것이 필요하다. 하지만 본 연구에서는 Fig. 19에서와 같이 서브프레임의 강성이 해석적으로 개선 정도가 크지 않아 실차에서 그 효과가 크게 나타나지는 않을 것으로 판단된다.



(a) The judder response change by the subframe y stiffness



(b) The judder response change by the subframe z stiffness

Fig. 19 The judder response change by the subframe bush

4. 설계 개선안 도출

이상의 맥퍼슨 타입의 현가계가 장착된 차량에 대한 저더 민감도를 수행한 결과를 정리하면 Table 7과 같다. 이중 승차감과 같은 다른 성능에 영향을 주지 않으면서 설계변경이 용이한 안을 설정하여

Table 7 Design guides for the brake judder

Design variables			Design guides
Gear box	Gear box	z	Mount to the body
	Tie rod end	y	To gear box center
Suspension	Strut top	y	To outside
Lower Arm	A bush	x	Stiff
		y	Soft
	A position	x	To front direction
	G bush	y	Soft
		z	Soft
		G position	x
Subframe	B position	y	To outside
		Subframe	x
		z	Stiff
		Tire	Stiffness
		z	Stiff
	Position	y	To inside

개선 정도를 확인하고자 한다. 본 연구에서는 타 성능에 영향을 주지 않으면서 저더를 개선할 수 있는 로어암 A점의 전후강성을 평가대상으로 선정하여 영향도 파악을 수행하였다.

4.1 실차 확인 시험

현 시스템의 A점 부시 강성은 경도가 HS56로 비교적 낮게 설정되어 있다. 따라서 경도를 키워가면서 개선 정도를 확인하였다. 본 시험에 사용된 부시 종류 및 강성은 Table 8과 같다. 여기서 type2의 새로운 형상은 부시의 내부 형상을 개선하여 기존 경도에서도 높은 강성이 나오도록 한 사양이다. 그리고 펠로우볼(pillow ball)은 전후방향을 강체결합 시킨 것으로 A부시의 강성을 최대한 증가시켰을 때의 영향도를 확인하고자 평가하였다.

Table 8 Chart of the case study

Type	Initial	Type 1	Type 2	Type 3
Hardness (HS)	HS 56	HS 70	HS 56 & new design	Pillow ball
Axial stiffness (Kgf/mm)	112	272.6	140	fix
Lateral stiffness (Kgf/mm)	1070	4659	3312	fix

시험조건은 저더를 인위적으로 발생시키기 위하여 디스크의 두께변동을 $15\mu\text{m}$ 으로 가공하여 장착하였다. 그리고 제동시험은 160kph에서 80kph까지 0.4g로 총 5회를 반복 제동하여 핸들 상단에서의 좌우방향 가속도 크기를 비교하였다.

A점 부시의 전후강성변화에 대한 제동시험결과는 Fig. 20~Fig. 23와 같다. 이때의 결과는 5회 제동 중 가속도 레벨이 급격하게 증가하는 3회 제동시의 응답을 보여주고 있다.

Fig. 20에서 표시한 영역이 제동시 발생하는 저더의 주성분인 1차 가속도 성분이다. 이 주파수는 제

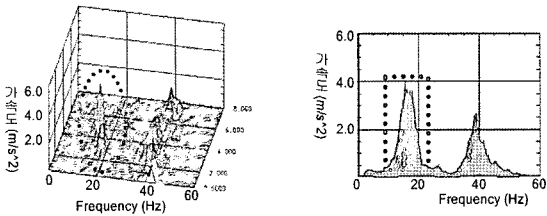


Fig. 20 The lateral acceleration of the initial specification

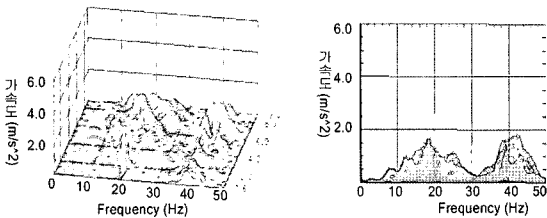


Fig. 21 The lateral acceleration for type 1

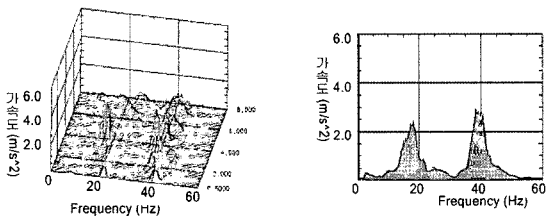


Fig. 22 The lateral acceleration for type 2

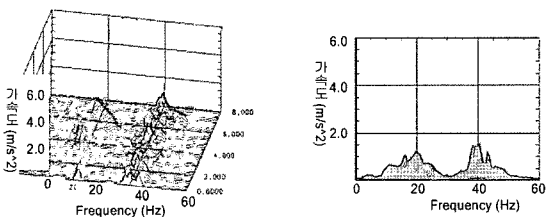


Fig. 23 The lateral acceleration for type 3

동이 이루어지는 20hz 부근에서부터 진동이 발생하여 15hz대역 즉 110kph부근에서 가장 크게 발생하였다가 속도가 감소할수록 진동이 감소하는 것을 보여준다. 그리고 전후방향의 강성이 증가할수록 Table 9와 같이 진동 크기가 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 특히, 필로우 볼을 사용한 경우 약 70%의 개선효과가 나타남을 확인할 수 있었다.

Table 9 The response reduction ratio due to the stiffness variation of the lower arm A bush

Type	Initial	Type 1	Type 2	Type 3
Stiffness (Kgf/mm)	112	272.6	150	fix
Acceleration (m/s ²)	4	1.7	2.5	1.2
Reduction ratio (%)	-	-58%	-38%	-70%

이것은 Fig. 24와 같이 해석에서 부시 강성을 50% 증대시켰을 때는 약 29%(3dB) 그리고 강성을 100% 증대시켰을 때 약 44%(5dB)정도 개선되는 것과 비슷한 결과를 보이고 있음을 확인할 수 있다.

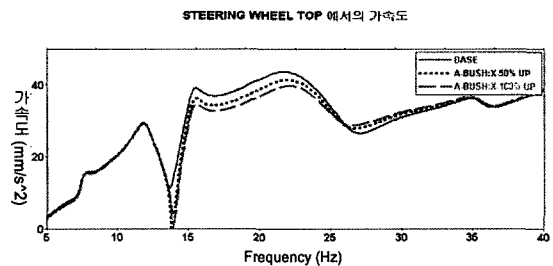


Fig. 24 The response change due to the A bush modification

4.2 시험을 통한 저더의 종류 확인

본 시험을 통해 Fig. 25과 같이 제동 횟수가 증가할수록 진동크기가 증가하다가 3회제동시 진동이 급격히 커짐을 알 수 있다. Fig. 26은 1차 제동부터 5차 제동까지 각 제동시 발생한 최대 가속도 크기를 나타낸 것으로 초기 사양은 3회 제동 시부터 진동크기가 커짐을 알 수 있다. 따라서 본 연구차량에서 발생하는 저더는 그 원인이 열간저더에서 기인한 것임을 알 수 있다. 그리고 전후방향 강성이 고정된 필로우볼의 경우에는 제동횟수에 관계없이 저더에 둔감한 시스템이 됨을 알 수 있다.

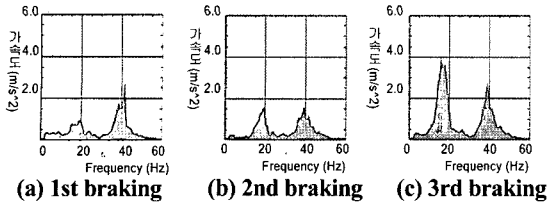


Fig. 25 Acceleration levels versus braking numbers

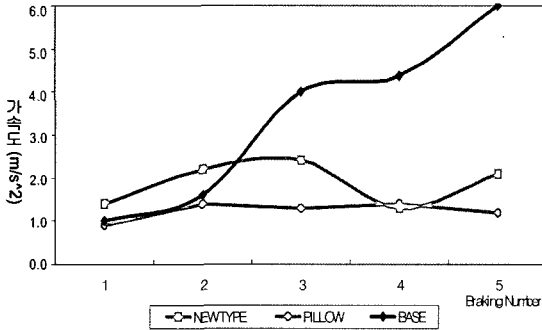


Fig. 26 Comparison of acceleration level of the each test

5. 결론

맥퍼슨 타입의 현가계가 장착된 차량에서 발생하는 저더 현상을 시험과 해석을 통해 확인하였고 그 원인을 시스템적으로 접근하였다. 이를 위해 4포스터와 마그네틱 가진기를 이용한 가진시험, 그리고 실차 주행진동 측정 등을 통하여 시스템의 모드특성을 규명하였다. 실차시험 및 시스템모드를 통해 현가계의 전후모드와 회전모드가 저더의 주요 발생 모드임을 확인 하였다.

저더에 영향을 주는 설계인자들을 파악하기 위하여 유한요소모델을 이용한 민감도해석을 수행하였다. 설계변수는 현가계의 기구학적 연결위치와 부시의 각 방향강성을 사용하였고 핸들의 횡가속도 RMS를 목적함수로 사용하였다. 민감도해석 결과 로어암의 A 부시 강성, A점과 G점 사이의 거리, 그리고 기어박스 마운트 위치등이 현가계의 전후모드와 회전모드에 영향을 주는 주된 인자로 확인되었다. 그리고 킹핀 및 휠센타 옵셋과 관련된 인자인 로어암의 볼 조인트 위치와 현가계 스트럿 마운트 위치 그리고 타이어 휠 센타등이 민감하게 나타났다.

민감도결과를 확인하기 위해 핸들링이나 승차감과 같은 다른 성능에 영향을 주지 않으면서 실제 차량에서 변경이 가능한 로어암 A부시의 전후강성을

증대시킨 개선품에 대하여 확인시험을 수행 하였다. 시험을 통해 A부시의 전후강성이 증가할수록 저더에 둔감한 시스템이 된다는 것을 알 수 있었다.

본 연구를 통해 맥퍼슨 타입의 현가계가 장착된 차량의 모드특성을 파악하고 이것을 효율적으로 제어하는 것이 저더를 개선하는 효과적인 방법임을 확인 할 수 있었다. 그리고 시스템모드를 효율적으로 제어하기 위해서는 부시 강성뿐만 아니라 현가계의 기하형상 또한 최적화가 되어야 한다. 따라서 차량의 개발 초기단계에 핸들링 성능 및 승차감을 고려한 시스템 최적화가 이루어 져야 한다.

References

- 1) T. W. Kang and S. G. Lim, "Test and Diagnostics Methods for Judder Vibration of the Brake System," Journal of KSNVE, Vol.9, No.3, pp.613-620, 1999.
- 2) W. Stringham, P. Jank, J. Pfeifer and A. Wang, "Brake Rughness-disc Brake Torque Variation, Disc Distortion and Vehicle Response," SAE 930803, 1993.
- 3) A. de. Vries and M. Wagner, "The Brake Judder Phenomenon," SAE 920554, 1992.
- 4) K. Wolfgang, S. Frank and M. Horst, "Vibration and Hum of Disc Brake under Load," SAE 850079, 1985.
- 5) A. M. Lang and H. Smales, "An Approach to the Solution of Disc Brake Vibration Problems," IMechE C37/83,1983.
- 6) G. Stefan and G. E. Hans, "Excitation and Transfer Mechanism of Brake Judder," SAE 931880, 1993.
- 7) K. A. Mohamed, "Brake Judder Analysis : Case Studies," SAE 972027, 1997.
- 8) K. Lee and B. D. Palph, "Condition of Frictional Contact in disk Brake and Their Effect on Brake Judder," SAE 980598, 1998.
- 9) S. Gassmann and H. G. Engel, "Excitations and Transfer Mechanism of Brake Judder," SAE 931880, 1993.
- 10) S. W. Youn and M. C. Han, "Study on Brake Judder Caused by Disc Runout and Disc Thickness Variation," Transactions of KSAE,

Vol.7, No.2, pp.378-386, 1999.

- 11) M. G. Kim, H. I. Jeong and W. S. Yoo, "Sensitivity Analysis of Chassis System to Improve Shimmy and Brake Judder Vibration on Steering Wheel," SAE 960734, 1996.
- 12) K. S. Lee, K. H. Suh, J. Y. Kuk and I. B. Chyun, "Analytical Study in Brake Judder Reduction of Medium Bus," Transactions of KSAE, Vol.9, No.4, pp.148-156, 2001.
- 13) H. G. Engel, V. Hassiotis and R. Tiemann, "System Approach to Brake Judder," SAE 945041, 1994.
- 14) B. S. Kim, G. S. Ryu, I. J. Hwang and H. Y. Kim, "Vehicle Comfort Analysis under Braking Condition," Fall Conference Proceedings, Vol.II, KSAE, pp.459-465, 2002.