

무게중심이 높은 차량의 롤 강성계수 증대를 위한 스티어링 제어기법의 응용에 관한 연구

A Study on the Application of the Steering Control to Increase Roll Stiffness for the Relatively Tall Vehicles

소상균* · 변기식**

Sang-Gyun So and Gi-Sik Byun

요 약

무게중심이 높은 차량은 코너링 시에 전복되는 위험을 방지하기 위해 서스펜션 롤 강성이 매우 커야 한다. 어떤 경우에는 효과적인 롤 강성이 주로 타이어 컴플라이언스에 의해 결정되는데, 그러한 경우에는 히브(heave) 진동의 감쇠를 위해 사용되는 속업쇼바는 롤 진동을 억제하는 데에는 별다른 효과가 없다. 따라서, 차량의 측면에 돌풍이 불거나 차량이 불규칙한 도로면을 통과하게 될 경우 차량이 좌우로 심하게 흔들리게 된다.

본 연구에서는 무게중심이 높은 차량의 안정성을 향상시키기 위해서 롤 모드 상에서 댐핑을 증가시킬 수 있는 제어기법이 제안되었다. 롤 운동의 댐핑을 제공하기 위해 요구되는 궤환신호로 앞 또는 뒤 또는 앞 뒤 바퀴의 조향각이 사용되었다. 그 이유는 그 신호들이 롤 운동과 매우 밀접하게 관련이 있기 때문이다. 제안된 제어기법은 중고속에서 매우 효과적이고 속업쇼바와는 달리 외적 입력에 대해 외란 모멘트를 생성하지 않고 롤 모드를 안정화시키는 것이 가능하다. 이론적으로 제시된 제어기법에 대한 타당성을 컴퓨터 시뮬레이션으로 확인하였다.

ABSTRACT

For the high center of gravity vehicles the roll stiffness of their suspensions is arranged to be very high because such vehicles are in some danger of tipping over in cornering. In some cases, the effective roll stiffness is determined significantly by the compliance of the tires because of the very stiff anti-roll members incorporated in the suspension. In such cases, it is clear that the shock absorbers which may be effective in damping heave oscillations have little effect on roll oscillations. Therefore, wind gusts and roadway unevenness may cause large swaying oscillations.

In this paper, to improve the stability for the high center of gravity vehicles a control scheme to augment the damping of the roll mode is proposed. As the feedback signals needed to provide damping of the roll motion, the front or rear steer angles or both are chosen because they are very related to roll motion. The scheme is effective from moderate to high speeds and stabilizes the roll mode without introducing disturbance moments from roadway unevenness as shock absorbers do. The validity on the proposed method is verified through the computer simulation.

Key Words : Steering Control, Roll Stiffness, Characteristic Equation, Roll Rate Feedback

1. 서 론

무게중심이 차량의 크기에 비해 상대적으로 높은 위치에 놓여 있는 차량의 경우 급회전할 때나 또는 측면에서 부는 바람과 같은 힘에 대해 차량이 전복될 가능성이 상

대적으로 높게 된다.^[1] 그러므로, 그러한 차량의 경우에는 서스펜션의 롤 강성(roll stiffness)을 매우 크게 설정하는 것이 요구된다. 그러나, 롤 운동을 억제하기 위해 설치된 안티롤 부재들(anti-roll members)의 롤 강성이 매우 크기 때문에 효과적인 롤 강성은 타이어의 컴플라이언스

(compliance)에 의해 주로 결정되는 경우가 많다. 그러한 경우에 히브(heave) 운동을 감쇠하는데 효과적인 속업쇼바는 롤을 억제하는 데에는 그다지 효과를 나타내지 못한다.^[2] 따라서 돌풍이나 불규칙한 도로면과 같은 외란들이 심한 진동을 야기시킬 수 있고, 이로 인해 승객들은 불편함을 느끼게 되며, 심하면 위험한 상황에 처하게 된다.

최근에 전자적으로 조향 시스템을 제어하는 많은 기법들이 연구되고 있다. 전륜 또는 후륜조향 시스템들이 일례인데 그것들은 주로 차량을 안정화시키거나 또는 횡방향 응답성을 향상시킬 목적으로 연구가 진행되었다. 이러한 연구들은 결국 요 변화율(yaw rate)과 횡가속도와 같은 변수들을 계속하여 피드백하는 제어기법으로 귀착되는데 이때에는 전륜조향과 후륜조향을 조합한 형태가 사용된다.^[3-5]

본 연구에서 다루게 되는 차량의 경우에는 차륜을 조향할 때 발생하는 횡력이 롤 운동에 중요한 영향을 미친다. 이러한 점을 감안하여 전륜 또는 후륜 조향을 롤 운동과 연계시킴으로써 롤 강성을 증가시키는 기법에 관한 연구를 수행하였다. 롤 운동에서 발생하는 신호를 케환신호로 사용하여 전륜 또는 후륜 조향을 자동적으로 제어하는 방법을 채택하였다.

먼저, 시스템에 관한 동적 모델링 식을 유도한 후에 개루프시스템(open loop system)에 대하여 차량동력학을 기초로 한 이론적인 해석을 통하여 롤 운동과 조향과의 연계 가능성을 고찰하고, 폐루프시스템(closed loop system)을 구축하고 제어기법을 통하여 롤 강성을 증대시킬 수 있도록 하였다. 이러한 방법에 의해 얻어진 댐핑은 차량의 증속과 고속구간에서 효과가 있으며, 도로면으로부터 불규칙하게 들어오는 입력에 대해 외란 모멘트를 발생시키지 않고 롤 운동을 안정화시킬 수 있으므로 속업쇼바에 의해 얻어진 것보다 외란에 의한 진동입력에 대해 더 바람직하다는 것을 알 수 있다.

11. 시스템 모델링

롤 방향의 댐핑을 증진시키는 개념을 소개하기 위해 시스템 모델로는 선형화된 동적 모델을 사용하였으며, 여기에서는 횡 방향의 운동을 포함하는 자전거 모델(bicycle model)에 롤 자유도를 포함시켜 완성하였다. 그림1은 고려되는 모델에 대한 개략도를 보여주고 있다. x, y, z 는 차량의 무게 중심점에 설정된 상대 좌표계를 나타내고, U, V, W 는 대응하는 좌표축 방향으로의 차량속도를 나타내고, p, q, r 은 각속도를 나타낸다. 또한, 차량에 작용하는 좌표축 방향으로의 외력 성분은 X, Y, Z 이고 모멘트 성분은 L, M, N 이다.

해석을 단순화하기 위하여 다음과 같은 중요한 가정들(assumptions)을 설정하였다.

- 1) 히브(heave)와 피치(pitch) 운동은 무시한다.

$$= q \cong 0$$

- 2) x, y, z 가 주축(principal axes)이다.

$$I_{xy} = I_{yz} = I_{zx} = 0$$

- 3) 차량은 일정한 속도로 진행한다.

$$U = \text{constant}$$

- 4) 롤각은 작다. $p \cong \theta$

위의 가정 하에서 Newton의 제2법칙을 적용하면 다음의 운동방정식들을 쓸 수 있다.

$$m \left(\frac{dV}{dt} + rU \right) = Y \tag{1}$$

$$I_{xx} \frac{dp}{dt} \cong I_{xx} \frac{d^2\theta}{dt^2} = L \tag{2}$$

$$I_{zz} \frac{dr}{dt} = N \tag{3}$$

여기서, I_{xx} 와 I_{zz} 은 각각 x 축과 z 축에 관한 관성 모멘트들이다. 또한, 힘과 모멘트 항들이 그림1에 나타난 힘들로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$Y = Y_f + Y_r \tag{4}$$

$$L = -c \frac{d\theta}{dt} - k\theta - h(Y_f + Y_r) \tag{5}$$

$$N = a Y_f - b Y_r \tag{6}$$

여기서, Y_f 와 Y_r 은 각각 앞뒤 타이어에 작용하는 횡방향 힘, k 와 c 는 각각 롤방향의 비틀림 스프링 상수와 댐핑 계수이고, a, b, h 는 그림에서 표시하는 차량의 형상을 나타내는 길이이다.

한편, 선형화한 타이어력과 슬립각 사이의 관계들로부터 다음 식을 쓸 수 있다.

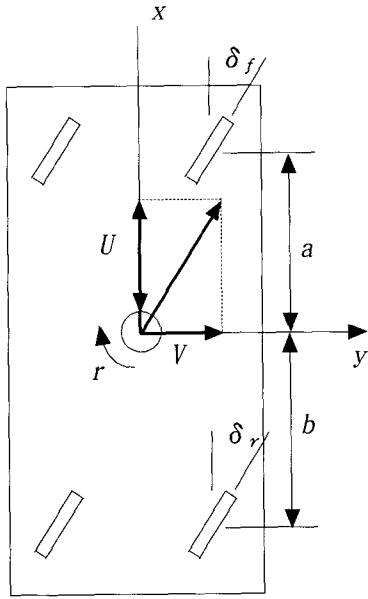
$$Y_f = -C_f \alpha_f \quad Y_r = -C_r \alpha_r \tag{7}$$

여기서, C_f 와 C_r 는 앞 뒤 타이어 코너링 계수들 α_f 와 α_r 은 앞 뒤 타이어 슬립 각들이고, 앞 뒤 바퀴의 조향 각들(δ_f, δ_r)과는 다음과 같은 관계식이 성립된다.

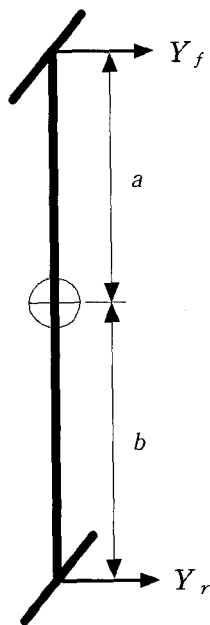
$$\alpha_f = \frac{V + ar - h\dot{\theta}}{U} - \delta_f \tag{8}$$

$$\alpha_r = \frac{V - br - h\dot{\theta}}{U} - \delta_r \tag{9}$$

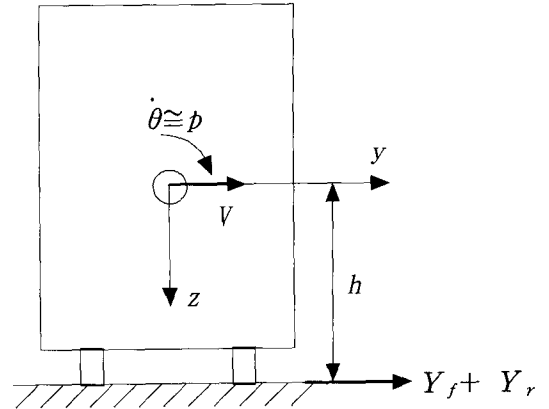
식(1)~(9)를 결합하면 $V, \dot{\theta}, \theta, r$ 에 관한 미분방정식이 다음과 같이 구해진다. 라플라스 변환하여 정리하면 다음과 같다.



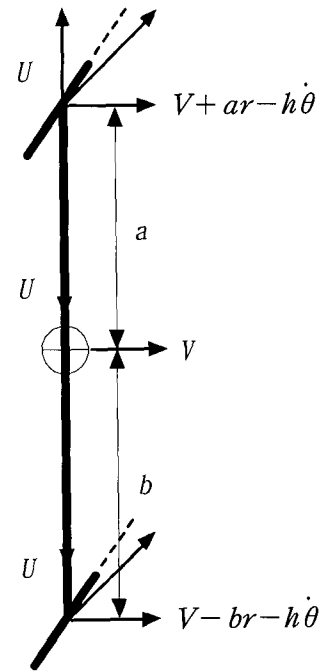
(a) 평면도
(a) Top View



(b) 힘의 선도
(b) Forces



(c) 후면도
(c) Rear View



(d) 속도 선도
(d) Velocities

그림 1. 차량 변수들

Fig. 1 Vehicle Parameters and Variables

$$\frac{d\bar{X}}{dt} = \bar{A} \bar{X} + \bar{B} \bar{\delta} + \bar{B}_3 \quad (10)$$

여기서, B_3 는 차량의 측면에 가해지는 외란의 힘이고,

$$\bar{B}_3 = [B_3/m \ 0 \ 0 \ 0]', \quad \bar{X} = [V \ p \ \theta \ r]'$$

$$\bar{\delta} = [\delta_f \ \delta_r]', \quad p = -\frac{d\theta}{dt}$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} -\frac{C_f+C_r}{mU} & \frac{hC_f+hC_r}{mU} & 0 & -\frac{aC_f-bC_r}{mU} \\ \frac{hC_f+hC_r}{I_{xx}U} & -\frac{c}{I_{xx}} - \frac{h^2C_f+h^2C_r}{I_{xx}U} & -\frac{k}{I_{xx}} & \frac{ahC_f-bhC_r}{I_{xx}U} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{aC_f-bC_r}{I_{zz}U} & \frac{ahC_f-bhC_r}{I_{zz}U} & 0 & -\frac{a^2C_f+b^2C_r}{I_{zz}U} \end{bmatrix}$$

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} \frac{C_f}{m} & \frac{C_r}{m} \\ -\frac{hC_f}{I_{xx}} & -\frac{hC_r}{I_{xx}} \\ 0 & 0 \\ \frac{aC_f}{I_{zz}} & -\frac{bC_r}{I_{zz}} \end{bmatrix} \text{이다.}$$

식(10)을 라플라스 변환하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} ms + \frac{C_f+C_r}{U} & -\frac{h(C_f+C_r)s}{U} & mU + \frac{(aC_f-bC_r)}{U} \\ -\frac{h(C_f+C_r)}{U} & I_{xx}s^2 + \left[c + \frac{h^2(C_f+C_r)}{U} \right]s + k & -\frac{h(aC_f-bC_r)}{U} \\ \frac{aC_f-bC_r}{U} & -\frac{h(aC_f-bC_r)s}{U} & I_{zz}s^2 + \frac{(a^2C_f+b^2C_r)}{U} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ \theta \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{C_f}{aC_f} & \frac{C_r}{-bC_r} \\ -\frac{hC_f}{aC_f} & -\frac{hC_r}{-bC_r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (11)$$

식(11)은 개루프 시스템에 대한 입출력 관계식을 나타낸다. 식의 좌변에 있는 행렬(3×3)의 고유값들 또는 특성방정식으로부터 시스템에 관한 많은 특성들을 알 수 있는데 행렬이 문자들로 구성되어 있기 때문에 특성방정식을 구하기가 매우 복잡하다. 그러나, 만약 차량의 속도가 매우 빠르다면 ($U \rightarrow \infty$), U 를 분모로 갖는 많은 항들이 매우 작기 때문에 영으로 간주될 수 있다. 롤 운동 댐핑의 문제에 있어서는 차속이 저속과 고속의 경우가 중요하므로 양 극한($U \rightarrow \infty$, $U \rightarrow 0$)의 경우에 대해 살펴보고자 한다. 개루프와 폐루프 시스템의 근사적인 경향을 이해하기 위해 서 단순화한 모델(simplified model)을 먼저 고려한다.

III. 단순화한 모델

식(11)에 대한 두 종류의 단순화한 모델을 고려하고자 한다. 모델의 첫 번째는 롤을 무시한 경우($\theta \approx 0$)이고, 이때 식(11)은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} ms + \frac{C_f+C_r}{U} & mU + \frac{(aC_f-bC_r)}{U} \\ \frac{aC_f-bC_r}{U} & I_{zz}s^2 + \frac{(a^2C_f+b^2C_r)}{U} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_f & C_r \\ aC_f & -bC_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (11-1)$$

위 식에서 특성방정식은 다음과 같이 된다.

$$mI_{zz}s^2 + \frac{[m(a^2C_f+b^2C_r) + I_{zz}(C_f+C_r)]}{U}s - m(aC_f-bC_r) + \frac{(a^2+b^2)C_fC_r}{U^2} = 0. \quad (12)$$

고속의 경우에는 식(12)은 다음과 같다.

$$m[I_{zz}s^2 - (aC_f-bC_r)] = 0. \quad (13)$$

이것이 자동차의 방향 안정성을 설명하기 위해 자주 사용되는 자전거 모델(bicycle model)이다. 만약 $(aC_f-bC_r) < 0$ 이면 비록 차량이 고속으로 주행하고 있다 할지라도 그 차량은 안정하며 이를 "understeer"라 부른다. 만약 $(aC_f-bC_r) > 0$ 이면 저속으로 주행하고 있을 때에는 안정하다 할지라도 차량의 속도가 점차 빨라짐에 따라 불안정하게 되기 시작하는 임계 속도가 존재하게 된다. 그러한 상태를 "oversteer"라 부른다.^[6-7]

두 번째 단순화 모델은 요 운동을 무시한 경우($r=0$)이다. 이때 식(11)은 다음과 같이 단순화될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} ms + \frac{C_f+C_r}{U} & -\frac{h(C_f+C_r)s}{U} \\ -\frac{h(C_f+C_r)}{U} & I_{xx}s^2 + \left[c + \frac{h^2(C_f+C_r)}{U} \right]s + k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_f & C_r \\ -hC_f & -hC_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (14)$$

특성방정식은 다음과 같다.

$$mI_{xx}s^3 + \left[mc + (I_{xx} + mh^2) \frac{(C_f+C_r)}{U} \right]s^2 + \left[mk + c \frac{(C_f+C_r)}{U} \right]s + \frac{(C_f+C_r)}{U}k = 0. \quad (15)$$

양 극한($U \rightarrow \infty$, $U \rightarrow 0$)의 경우에 대해 역시 관심이 있다. 만약 $U \rightarrow 0$ 이면, 식(15)으로부터 다음과 같이 된다.

$$(C_f+C_r)[(I_{xx}+mh^2)s^2 + cs + k] = 0. \quad (16)$$

식(16)은 지표면에 있는 한 축에 관한 롤 진동을 설명해 준다. 관성모멘트는 평행축 정리를 사용하면 $I_{xx} + mh^2$ 이 된다. 속도가 정확히 영인 경우에는 조향으로부터 어떠한 댐핑 효과도 얻어낼 수 없다. 아울러 식(16)으로부터 저속

에서 c 가 너무 작으면 롤 댐핑이 불충분하다는 사실을 알 수 있다. 그러나 적당한 속도영역에서는 스티어링을 통하여 댐핑을 증진시키는 것이 가능하다. 한편, $U \rightarrow \infty$ 이면 식(15)는 다음과 같다.

$$ms(I_{xx}s^2 + cs + k) = 0. \quad (17)$$

식(17)은 무게중심을 통과하는 가상의 축에 관한 진동에 대해 롤 진동을 명확히 설명해 주고 있다. 개루프의 경우에 댐핑계수 c 만이 고속에서 나타난다. 비록 능동적으로 조향이 되는 바퀴들은 고속에서 댐핑을 증가시킬 수 있다 할지라도 식(15)에서 볼 수 있는 타이어들에 의한 추가적인 댐핑항은 고속에서는 효과가 없다. 그림2는 심한 바람과 같은 외란이 차량의 축 방향으로 작용하였을 경우, 저속 주행시와 고속 주행시의 롤 응답성에 관한 결과들을 보여주고 있는데 식(16)과 식(17)에서 고속의 경우가 저속에 비해 댐핑이 훨씬 큼을 알 수 있다.

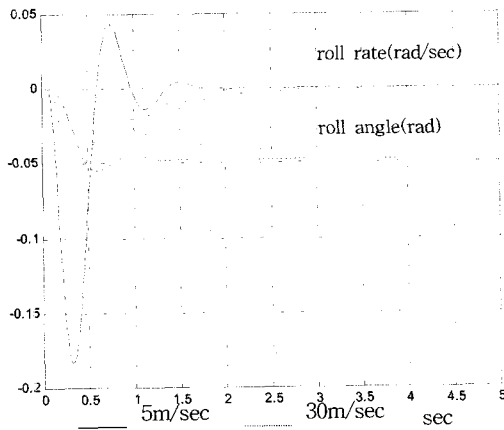


그림 2. 차속에 대한 롤 응답성
Fig. 2 Roll Responses for Vehicle Speeds

IV. 완전모델(Full Model)

식(12)의 고찰을 통하여 얻어진 개념을 사용하여 $U \rightarrow \infty$ 인 경우에 대한 특성방정식을 유도하기 위해 식(11)을 다시 고려해 보자. U 를 분모로 갖는 많은 항들이 무시될 수 있다. 그러나, U 를 분모로 갖는 항 중에서 특성방정식을 유도하는 동안 행렬의 행렬식(determinant) 전개에 있어서 mU 가 곱해지는 항의 경우에는 곱한 결과가 m 이 되므로 그대로 유지해야만 한다. 이러한 개념을 가지고 식(11)에 있는 행렬(3×3)은 다음과 같이 간단히 할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} ms & 0 & mU \\ 0 & I_{xx} s^2 + cs + k & 0 \\ (a C_f - b C_r)/U & 0 & I_{zz} s \end{bmatrix} \quad (11-2)$$

따라서, 대응하는 특성방정식은 다음과 같다.

$$m [I_{xx} s^2 - (a C_f - b C_r)] [I_{xx} s^2 + cs + k] = 0. \quad (18)$$

식(18)은 횡 방향 운동의 고속에 대한 근사식 식(13)과

롤 모드의 고속에 대한 식(17)이 결합된 식이다. 그러므로, 앞에서 분석한 두 특정한 경우들이 고속에서의 완전 모델에 포함된다는 사실을 알 수 있다. 중간 속도 영역에서는 두 특정한 경우들이 독립적이지 않고 완전모델 방정식에서처럼 완전히 커플(couple)되어 나타난다.

V. 롤률 제어기법

롤 변화를 롤률(roll rate feedback)의 개념을 도입하기 위해 요(yaw)를 무시한 단순화 모델인 식(14)을 먼저 고려해 보자. 식(14)의 우변을 보면 δ_f 과 δ_r 중에서 어느 것이든 제어변수로 사용될 수 있다는 사실을 알 수 있다. 그러므로, 다음과 같이 가정해 보자.

$$\delta_f = g\theta, \quad \delta_r = 0 \quad (19)$$

여기서, g 는 제어 이득값이다. 식(19)을 라플라스 변환하여 식(14)에 적용하면, 페루프 시스템 행렬이 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{bmatrix} ms + \frac{C_f + C_r}{U} & -[h \frac{(C_f + C_r)}{U} + g C_f] s \\ -h \frac{(C_f + C_r)}{U} & I_{xx} s^2 + [c + \frac{h^2 (C_f + C_r)}{U} + hg C_f] s + k \end{bmatrix}$$

따라서, 특성방정식은 다음과 같다.

$$m I_{xx} s^3 + [m(c + hg C_f) + (I_{xx} + m h^2) \frac{(C_f + C_r)}{U}] s^2 + [mk + c \frac{(C_f + C_r)}{U}] s + \frac{(C_f + C_r)}{U} k = 0 \quad (20)$$

식(20)에 대해 $U \rightarrow 0$ 으로 근사시키면 정확히 식(16)과 일치하게 된다. 즉, 매우 느린 속도에서는 별다른 효과를 기대할 수 없다.

그러나, 고속에서는 식(20)은 식(17)에 근접하는 것이 아니라 다음의 식에 근접하게 된다.

$$ms [I_{xx} s^2 + (c + hg C_f) s + k]. \quad (21)$$

즉, 고속 영역에서 식(19)의 간단한 롤률 제어로부터 롤 댐핑항의 값을 증가시키는 효과를 얻을 수 있다는 사실을 알 수 있다.

이러한 사실에 근거하여 보다 일반적인 경우에 대해 살펴보기 위해 식(11)의 완전 모델 방정식을 사용하여 제어 신호를 다음과 같이 고려해 보기로 하자.

$$\delta_f = g_f \theta, \quad \delta_r = g_r \theta. \quad (22)$$

앞에서와 같은 방법으로 계산하여 보면 식(11)의 페루프 시스템 행렬의 두 번째 열만 다음과 같이 바뀌고 나머지 열들은 동일하다.

$$\begin{bmatrix} -\frac{(C_f+C_r)}{U}hs-(g_f C_f+g_r C_r)s \\ I_{xx}s^2+\left[c+\frac{h^2(C_f+C_r)}{U}\right]s+(g_f C_f+g_r C_r)hs \\ -\frac{(aC_f-bC_r)}{U}hs-(a g_f C_f-b g_r C_r)s \end{bmatrix} \quad (23)$$

비록 식(23)과 일치하는 특성방정식이 너무 복잡하여서 해석적으로 구하기는 어렵다 할지라도 $U \rightarrow \infty$ 에 대한 특성방정식은 근사적으로 다음의 행렬식을 전개함으로써 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} ms & -(g_f C_f+g_r C_r)s & mU \\ -\frac{h(C_f+C_r)}{U} & I_{xx}s^2+[c+h(g_f C_f+g_r C_r)]s+k & 0 \\ \frac{aC_f-bC_r}{U} & -(a g_f C_f-b g_r C_r)s & I_{zz}s \end{bmatrix}$$

따라서, $U \rightarrow \infty$ 인 경우의 특성방정식은 다음과 같다.

$$m[I_{zz}s^2-(aC_f-bC_r)] [I_{xx}s^2+(c+h(g_f C_f+g_r C_r))s+k] + mh(C_f+C_r)(a g_f C_f-b g_r C_r)s=0. \quad (24)$$

위의 결과는 식(24)의 마지막 항을 영으로 만들면 이해하기가 용이하다. 다시 말해,

$$g_r = \left(\frac{aC_f}{bC_r}\right) g_f \quad (25)$$

이 경우에는 식(24)의 페루프 상태의 근사식이 식(18)의 개루프 상태의 특성방정식과 거의 같으나, 롤 댐핑이 다음과 같이 증가하게 된다.

$$h(g_f C_f+g_r C_r) = h g_f C_f \frac{a+b}{b}. \quad (26)$$

식(24)의 마지막 항이 영이 되는 조건은 명백히 롤 변화를 케환이 결코 요 모멘트를 발생시켜서는 안된다는 것을 요구하게 된다.

식(11)과 식(22)을 사용하여 블록선도를 그려보면 그림3과 같다. 여기서, B_1, B_2, C_1, C_2 은 식(11)의 \bar{B} 와 식(22)으로부터 얻어지는 행렬이고, g_f 과 g_r 은 식(22)으로 표현된 제어 이득값들이고, B_3 은 식(11)에 주어진 바와 같이 차량의 측면에 작용하는 외란 입력을 나타낸다.

앞에서 논의한 롤 변화를 케환을 이용한 제어기법의 타당성을 확인하기 위해 그림3을 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한 결과는 다음과 같다.

그림4는 $U=1m/s$ 의 저속에 대한 시뮬레이션 결과들을 보여주고 있다. 실선은 롤 케환 제어기가 포함되지 않은 개루프 시스템의 롤 응답성을 나타내고, 점선은 롤 케환 제어기가 포함된 페루프 시스템의 롤 응답성을 나타내고 있다. 앞에서 언급한 바와 같이 롤 케환 제어기법이 중속이나 고속에서는 효과가 있다할지라도 저속에서는 제어의 효과가 그다지 크지 않음을 알 수 있다. 여기에서 사용한 입력값으로는 차량의 측면에 부는 바람 등을 나타내는 힘을 고려하였는데 차량의 무게중심점에 집중하중 1000N

이 작용하는 것으로 간주하였다.

그림5는 고속(25m/sec)의 경우에 있어서 롤 변화율 케환제어를 포함한 것과 포함하지 않은 것에 대한 비교 결과이다. 저속에서는 그림4에서 보는 바와 같이 제어의 효과가 경미하였으나 고속에서는 댐핑에 있어서 많은 효과가 있음을 알 수 있는데 이것은 식(21)과 식(24)에서 이미 설명한 바를 입증해 주는 결과이다.

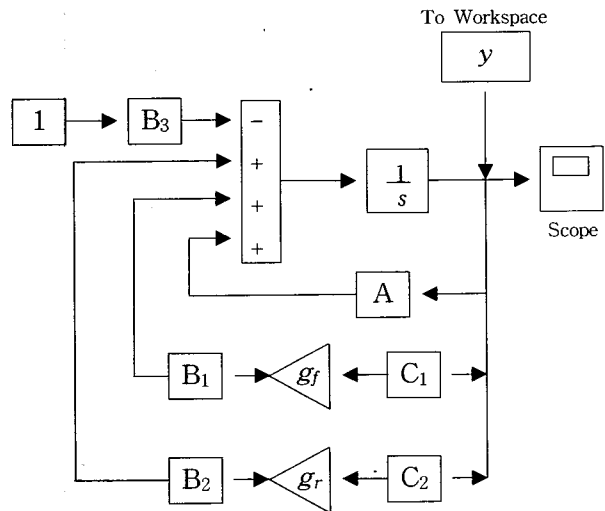


그림 3. 시스템 블록선도
Fig. 3 System Block Diagram

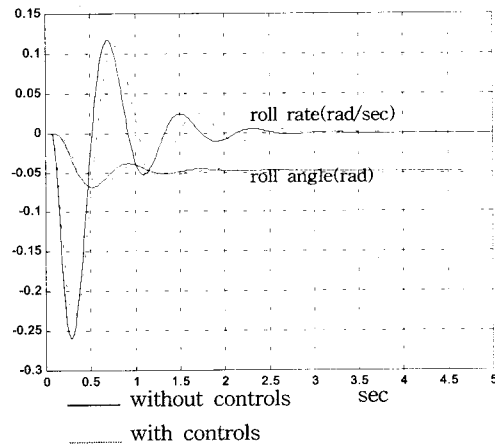


그림 4. 저속에 대한 롤 응답성
Fig. 4 Roll Responses of w/o Controls for Low Speed (5m/sec)

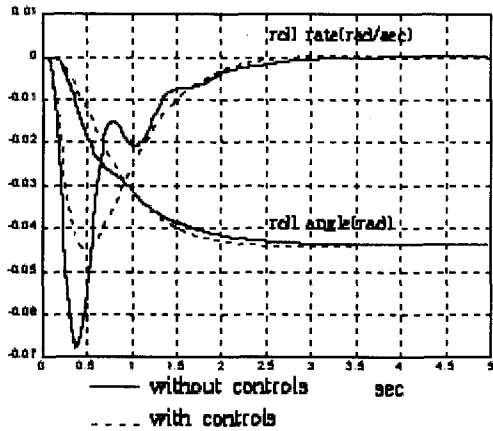


그림 5. 고속에 대한 롤 응답성
Fig. 5 Roll Responses of w/o Controls for High Speed (25m/sec)

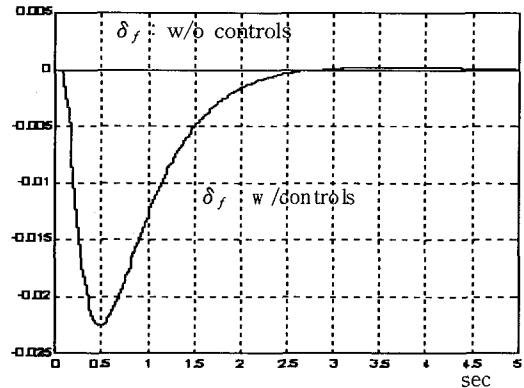


그림 7. 조향각 응답성
Fig. 7 Steered Angle Responses

그림6은 고속(25m/sec)에서 식(19)에서처럼 δ_f 만을 케환한 경우와 식(22)에서처럼 δ_f 와 δ_r 를 동시에 케환한 경우에 대한 차이를 보여주고 있는데 두 신호를 모두 제어한 경우가 롤 응답성 면에서 더 우수함을 알 수 있다. 돌풍과 같은 외란에 대해 심하게 요동하는 차량의 경우 롤 외란을 추가로 받게되므로 차체가 완전한 직선 경로를 따라 이동하지 않는다. 그러나, 그림7은 롤 케환제어를 사용하는 경우 롤 운동을 억제하기 위해 제어가 자동적으로 차륜들을 정상적인 궤도로부터 미세하게 이동시킨다는 사실을 보여주고 있는데, 이로 인해 차체가 보다 직선적인 경로로 이동하는 것이 가능케 된다.

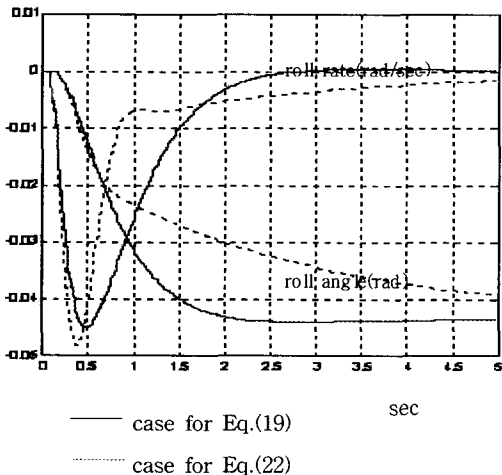


그림 6. 고속시 제어기에 의한 롤 응답성
Fig. 6 Roll Responses with Controls for High Speed (25m/sec) [Eq.(19) vs. Eq.(22)]

VI. 결론

차량의 전·후륜 조향과 간단한 롤 변화율 케환을 사용함으로써 요 모멘트를 발생시키지 않고 롤 운동을 감쇠시키는 것이 가능함을 보여주고 있다. 그러나, 차량 대부분의 경우에 조향 입력에 대한 요 응답성은 롤 응답성 보다 더 느리게 나타난다. 그러므로, 요 운동을 무시한 식(21)의 모델이 필연적으로 성립함을 알 수 있고 전륜 조향이나 후륜 조향 어느 쪽이든 동등하게 사용될 수 있다.

본 연구에서는 타이어 동력학을 고려하지 않은 정상상태의 힘과 슬립 각 사이의 관계식을 사용하였다. 타이어 동력학은 저속에서는 중요한 영향을 미칠 수 있다. 그러나, 속도가 증가함에 따라 타이어 동력학 시정수는 감소하게 된다. 그러므로 고속 영역에 대해 고려한 근사식들이 매우 타당하다고 할 수 있다.

마지막으로, 본 연구에서 사용한 댐핑 향상기법은 오직 바디 롤 변화율에만 관련되는 효과적인 롤 댐핑 토크를 발생시킨다. 대조적으로 서스펜션 댐핑 토크는 바디 롤 변화율과 차축의 롤 변화율 사이의 차에 관련된다. 결국 제안된 댐핑 향상기법은 감지된 차체 움직임에만 반응하므로 도로의 롤 자극 입력으로부터 차체의 보다 나은 진동 절연을 얻어낼 수 있는 하나의 방법이 된다.

돌풍과 같은 외란에 대해 차체가 심하게 요동하는 경우에도 차륜들을 정상적인 궤도로부터 미세하게 이동시킴으로써 차체의 진동을 억제해주는 부수적인 효과도 있다.

접수일자 : 2003. 3. 04 수정완료 : 2003. 4. 21

이 논문은 2001년도 국립 한밭대학교 교내 학술연구비 지원으로 수행되었음.

참고 문헌

- (1) So, Sang-Gyun, "Development of Dual Mode Automatic Tilt Control Systems for Ultra-Narrow Commuter Vehicles," Ph.D Dissertation, University of California at Davis, 1996.
- (2) Li, Y., Meiry, J., and Roeseler, W., "An Active Roll Mode Suspension System for Ground Vehicles," Transactions of the ASME, pp.167~174, 1968.
- (3) Whitehead, J. C., "Four Wheel Steering: Maneuverability and High Speed Stabilization," SAE Paper 880642, 1988.
- (4) Sano, S., "Handling Characteristics of Steer Angle Dependent Four Wheel Steering System," SAE Paper 885034, 1988.
- (5) Nalecz, A. G. and Bindemann, A. C., "Investigation into the Stability of Four Wheel Steering Vehicles," International Journal of Vehicle Design, vol. 9, no. 2, 1988.
- (6) Ellis, J. R., "Vehicle Dynamics," London Business Books Ltd., London, 1969.
- (7) Gillespie, T. D., "Fundamentals of Vehicle Dynamics," Society of Automotive Engineers, Inc. 1992.



소 상 균(Sang Gyun So)

正會員

1982년 전북대학교 기계공학 학사

1992년 미국 Oregon State University

기계공학 석사

1996년 미국 Univ. of California,

Davis, 기계공학 박사

1998 - 현재 국립한밭대학교 제어계측공학과 부교수

관심분야: 차량동역학 및 제어, 선형 및 비선형 시스템



변 기 식(Gi Sig Byun)

正會員

1981년 중앙대학교 전기공학과 학사

1983년 중앙대학교 전기공학과 석사

1990년 미국 Wichita State University

전기공학과 박사

1990 - 현재 국립 부경대학교 공과대학

전기 제어계측공학부 교수

관심분야: 디지털제어, 선형 및 비선형 시스템
