

## 하이브리드 제어 기법에 의한 승용 차량의 롤 제어

김 효 준\*

강원대학교 기계공학과

## Roll Motion Control of a Passenger Vehicle Using Hybrid Control

Hyojun Kim\*

Department of Mechanical Engineering, Kangwon National University, Gangwon 245-711, Korea

(Received 13 September 2010 / Accepted 17 March 2011)

**Abstract** : This paper presents an active roll motion control of a passenger vehicle. The roll controller is designed in the framework of  $H_\infty$  control scheme based on the 3 DOF vehicle model taking into consideration parameter variations, which affect the roll dynamics, and unmodeled high frequency dynamics for robustness and performance. In order to investigate the feasibility of the active roll control system in a car, its performance is evaluated by simulation in a full vehicle model with nonlinear tire characteristics under various operating conditions. Finally, in order to enhance the performance in a transient region taking into account the limited bandwidth of the actuating module, a hybrid control strategy is presented.

**Key words** : Passenger vehicle(승용차량), Roll motion(롤운동), Active roll control(능동롤제어),  $H_\infty$  control( $H_\infty$  제어), Hybrid control(하이브리드제어)

## 1. 서 론

차량의 종방향/횡방향 운동 특성과 관련된 설계 변수들은 조종성능뿐 아니라 전복(rollover)과 같은 동적 안정성(dynamic stability)에도 영향을 주게 되어 자동차의 설계에 있어서는 차량 성능과 안정성을 고려한 절충이 필요하게 된다.

차량에 조향 조작을 가하는 경우에는, 횡방향 하중이동(lateral load transfer)으로 인하여 선회 외륜 측으로 하중이 이동하는 불평형 모우먼트 상태가 발생하며, 극단적 조작(extreme operation)에서 차량의 기하학적 제한 및 현가계 특성 등에 따라 롤 안정성을 상실하는 현상이 발생할 수 있다. 롤의 안정성 문제는 자동차뿐 아니라 차폭에 비하여 무게중심의 위치가 높게 위치하며 곡선 구간에서의 고속화를

지향하는 철도 차량 부문에서도 고려되어 이를 능동적으로 개선하기 위한 연구 결과가 발표되고 있다.<sup>1,2)</sup>

자동차의 롤 운동 특성을 개선하기 위해서 수동 제어의 개념으로 롤 안정바(stabilizer bar)를 이용하여 롤 강성을 증가시키는 방안이 적용되지만 승차감에 영향을 주게되므로 절충이 요구된다.<sup>3)</sup> 또한 그동안 활발히 연구되어온 능동형 현가계<sup>4,5)</sup>의 경우는 제어 성능 면에서 많은 장점을 가지며 롤 운동 개선에도 유리하지만 소요비용, 큰 소모 동력 등으로 인하여 고성능 군용 차량 등에 제한적으로 적용되고 있다. 이러한 능동형 현가 시스템에 대한 대안으로, 노면 외란에 대한 진동 제어용으로 가변형 댐퍼를 이용한 반능동형(semi-active) 현가계와 더불어 option으로 롤 제어시스템(ARC : Active Roll Control System)를 채용한 현가 시스템이 제시되고 있다.<sup>6)</sup>

\*Corresponding author, E-mail: hjkimm@kangwon.ac.kr

이들 중에서 차량의 롤 운동 특성을 개선하기 위한 능동 롤 제어의 방식으로는, 차체에 발생하는 롤 응답에 대응되는 롤 모우멘트를 제어하도록 Lin<sup>7)</sup>은 롤 안정바와 서보 밸브/ 유압 실린더로 구성된 시스템을, Ross-martin<sup>8)</sup>, Darling<sup>9)</sup>은 회전형/반회전형(semi-rotary) 유압 작동기(torsional actuator)를 이용하였으며, Kim<sup>10)</sup>은 전동식 작동시스템(electrically actuated system) 모듈을 적용한 연구 결과를 발표하였다.

차량의 롤 운동 제어에 있어서는 실제 차량이 가변적인 조건(적재하중, 주행속도 등) 하에서 운행되므로 이때 발생하는 차량 파라미터의 변동과 이로 인한 시스템 동특성 변화를 고려한 제어 시스템의 설계가 요구된다.

본 연구에서는, 승용 차량을 대상으로 운전자의 조향 외란으로 발생하는 차량의 동역학적 운동 특성을 나타낼 수 있는 3자유도 차량 모델을 기반으로, 실제 차량에서 발생할 수 있는 승차 조건에 따른 차체 질량/관성모우멘트와 같은 준정적 변동 파라미터, 주행 조건에 의한 변동 파라미터, 모델링되지 않은 고주파 모드 등을 포함하는 실제 차량과의 모델링 오차를 고려하여  $H_\infty$  제어기법을 적용하여 능동 롤 제어를 설계하였다. 실차 적용성을 고찰하기 위하여, 비선형 타이어 특성을 갖는 전차량 모델에 적용하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 제한된 대역폭(limited bandwidth)을 가지는 작동 시스템의 동특성에 의한 제어 성능 영향을 개선하기 위하여 하이브리드 제어 기법을 적용하였다.

## 2. 차량 모델

제어기 설계에 있어서 제어 대상 모델이 복잡하면 제어기 차수의 증가 등 제어시스템의 구현에 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는, 운전자의 선회 조향 입력에 대하여 횡방향, 요(yaw), 롤 운동을 고려한 3자유도 차량 모델<sup>11)</sup>을 적용하여 제어를 설계하였다.

차체는 변형이 없는 강체로  $V$ 의 속도로 주행할 때, 조향계에 의한 전륜의 타이어 조향각  $\delta_f$ 의 외란으로 인한 차량의 횡운동, 요운동 그리고 등가의 롤

강성(롤안정바 강성 제외)과 롤감쇠로 지지되는 차체의 롤운동에 대한 운동방정식은 다음과 같이 각각 정리하여 나타낼 수 있다.

$$M(\dot{v} + Vr) + M_s h_s \dot{p} = 2K_f(\delta_f + \alpha_f \phi - \beta - \frac{l_f}{V}r) + 2K_r(\alpha_r \phi - \beta + \frac{l_r}{V}r) \quad (1)$$

$$I_z \dot{r} = 2K_f(\delta_f + \alpha_f \phi - \beta - \frac{l_f}{V}r) l_f - 2K_r(\alpha_r \phi - \beta + \frac{l_r}{V}r) l_r \quad (2)$$

$$I_x \dot{p} + M_s h_s (\dot{v} + Vr) = -K_\phi \phi - C_\phi p \quad (3)$$

- 여기서,  $K_\phi$  : Roll stiffness
- $h_s$  : Height from roll center to CG
- $C_\phi$  : Roll damping
- $M$  : Vehicle total mass
- $M_s$  : Vehicle sprung mass

상기 운동방정식으로부터 상태 벡터  $x_p$ 를 횡속도, 요각속도, 롤각, 롤각속도로 선정하고, 타이어 조향각  $\delta_f$ 를 외란 입력으로 하며 롤 운동을 제어하기 위한 능동 롤 모우멘트  $M_u$ 를 제어입력으로 하는 상태방정식과 차체에 부착된 센서를 통해 롤각을 측정할 때 출력식은 다음의 식 (4)-(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$E \dot{x}_p = A_o x_p + B_o M_u + L_o \delta_f \quad (4)$$

$$y = C_p x_p + D_p M_u \quad (5)$$

여기서,  $x_p = [v \ r \ \phi \ p]^T$

$$E = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & M_s h_s \\ 0 & I_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ M_s h_s & 0 & 0 & I_x \end{bmatrix}$$

$$B_o = [0 \ 0 \ 0 \ 1]^T,$$

$$L_o = [K_f \ K_f l_f \ 0 \ 0]^T,$$

$$C_p = [0 \ 0 \ 1 \ 0], \ D_p = [0],$$

$$A_o = \begin{bmatrix} -\frac{(K_f+K_r)}{V} & \left(-MV - \frac{K_f l_f}{V} + \frac{K_r l_r}{V}\right) & (K_f \alpha_f + K_r \alpha_r) & 0 \\ -\frac{(K_f l_f - K_r l_r)}{V} & -\frac{(K_f l_f^2 + K_r l_r^2)}{V} & (K_f \alpha_f l_f - K_r \alpha_r l_r) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -M_s h_s V & -K_\phi & -C_\phi \end{bmatrix}$$

### 3. 제어기 설계

전술한 차량 모델을 기반으로, 조향외란에 의한 롤 운동 제어를 위해 실제 차량과의 모델링 오차에 대해서 강건한 제어 성능을 얻을 수 있도록 출력귀환  $H_\infty$  제어 기법을 적용하였다.

가중함수를 포함하는 일반화된 플랜트에 대한 상태 방정식과 각각의 행렬은 다음과 같이 정리하여 나타낼 수 있다.<sup>10)</sup>

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}_1 \mathbf{w} + \mathbf{B}_2 u \quad (6)$$

$$\mathbf{z} = \mathbf{C}_1 \mathbf{X} + \mathbf{D}_{11} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{12} u \quad (7)$$

$$y = \mathbf{C}_2 \mathbf{X} + \mathbf{D}_{21} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{22} u \quad (8)$$

여기서,

$$\mathbf{X} = [\mathbf{x}_a^T \quad \mathbf{x}_s^T \quad \mathbf{x}_p^T]^T$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} A_a & 0 & 0 \\ 0 & A_s & B_s C_p \\ 0 & 0 & A_p \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ L_p \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} B_a \\ B_s D_p \\ B_p \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} C_a & 0 & 0 \\ 0 & C_s & D_s C_p \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{D}_{11} = [0], \quad \mathbf{D}_{12} = \begin{bmatrix} D_a \\ D_s D_p \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_2 = [0 \quad 0 \quad C_p], \quad \mathbf{D}_{21} = [0 \quad N_w],$$

$$\mathbf{D}_{22} = [D_p]$$

혼합감도 문제를 적용한 제어기 설계 과정으로, 외란-출력 간의 전달함수  $M(s)$ 에 대하여 다음을 만족하도록 한다.

$$\|W_s(s)M(s)\|_\infty < 1 \quad (9)$$

여기서,  $M(s) = (I + P_u(s)K(s))^{-1}P_w(s)$

$$P_u(s) = C_p(sI - A_p)^{-1}B_p$$

$$P_w(s) = C_p(sI - A_p)^{-1}L_p$$

$$A_p = E^{-1}A_o, \quad B_p = E^{-1}B_o, \quad L_p = E^{-1}L_o$$

또한, 파라미터 변동 등으로 인한 실제 차량과 모델간의 차이를 덧셈형 모델링 오차  $\Delta_a(s)$ 로 고려하여, 전달함수  $N(s)$ 에 대하여 강건 안정성을 만족하도록 한다.

$$\|W_a(s)N(s)\|_\infty < 1 \quad (10)$$

여기서,  $N(s) = K(s)(I + P_u(s)K(s))^{-1}P_w(s)$

$$\sigma_{\max}\{\Delta_a(j\omega)\} \leq |W_a(j\omega)|$$

설계된 제어기는 차체에 부착된 센서를 통해 롤 각  $\phi$ 를 측정하여 롤 운동을 제어할 능동 롤 모우먼트  $M_d$ 를 출력하도록 다음의 식 (11), (12)와 같은 상태방정식 형태로 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}_K = A_K x_K + B_K \phi \quad (11)$$

$$M_d = C_K x_K + D_K \phi \quad (12)$$

여기서,  $K(s) = C_K(sI - A_K)^{-1}B_K + D_K$

## 4. 시뮬레이션

### 4.1 전차량 시뮬레이션

차량의 요/ 종/ 횡방향 운동과 강체로 고려된 차체의 수직, 롤, 피치 운동, 차륜의 수직 운동 및 비선형 타이어 모델을 포함하는 10자유도 전차량 모델<sup>11)</sup>에 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 일반적으로 선회 운동시 전/후륜에서 발생하는 슬립각에 의해 조종 특성이 결정되게 되는데, 이를 고려하여 롤 모우

멘트의 전/후륜 배분(roll moment distribution)을 가변적으로 적용하는 제어 방식을 고려할 수 있으나, 타이어 슬립각을 측정/추정해야 하는 등 실차 적용에 어려움이 있다. 또한 요 평면(yaw-plane)상에서의 조종안정성은 제동력을 이용한 요 모우먼트 제어를 적용하는 것이 더욱 효과적이므로, 본 논문에서는 능동 롤 모우먼트의 전/후륜 배분 제어는 고려하지 않았다. 시뮬레이션에 적용한 차량은 제원  $t_f = 1.51m$ ,  $t_r = 1.48m$ ,  $l_f = 1.13m$ ,  $l_r = 1.44m$ ,  $h_s = 0.24m$ 와 전, 후륜 현가 강성 및 감쇠  $k_f = 10947 N/m$ ,  $k_r = 14559 N/m$ ,  $c_f = 526 Nsec/m$ ,  $c_r = 925 Nsec/m$  그리고 차체질량  $1011 kg$ , 롤 관성모우먼트  $440 kgm^2$ , 요우관성모우먼트  $2400 kgm^2$ 의 파라미터를 갖는다.

전술한 가중함수  $W_a(s)$ ,  $W_s(s)$ 의 형상과 크기는 제어 성능에 큰 영향을 주게 되므로 이의 적절한 선정이 요구되는데, 본 논문에서는 차량 가변조건(적재/승차 조건, 주행속도), 타이어 특성을 포함한 전차량 모델에의 제어 성능, 실제 차량에서 모델링되지 않은 고차모드 등을 고려하여 시뮬레이션을 통해 강건안정성을 만족하도록  $W_a(s)$ 를 식 (13)와 같이 선정하였다. 또한 외란 제거 성능을 결정하는  $W_s(s)$ 는 주파수 대역폭이 지나치게 넓으면 제어효과가 저하되므로 시뮬레이션을 통해 식 (14)와 같이 선정하여 제어기에 적용하였고, 이를 Fig. 1에 도시하였다.

$$W_a(s) = \frac{0.00031(s^2 + 2s + 1)}{s^2 + 1.3s + 36} \quad (13)$$

$$W_s(s) = \frac{745000(s + 1)}{s^4 + 38.4s^3 + 1828.5s^2 + 19814s + 331776} \quad (14)$$

Fig. 2에 전방 위험물 회피 모드에서 발생하는 롤 운동에 대한 제어 결과를 나타내었다. 차량 거동과 관련된 대표적인 조향 모드로, 급작스런 조향 핸들 조작(일반적 노면에서 0.8초 단주기를 갖는 정현파 입력)에 대하여 각각의 운전자 외란 입력 크기와 주행속도 조건을 적용하였다.

차량속도 100km/h, 조향입력조건 I에서의 제어입력을 Fig. 2(c)에 나타내었다. 이는 실제 상황에서는 발생 빈도가 적은 매우 가혹한 조건에 대한 결과로 이때 요구되는 제어입력은 차량 적용시 작동 모듈

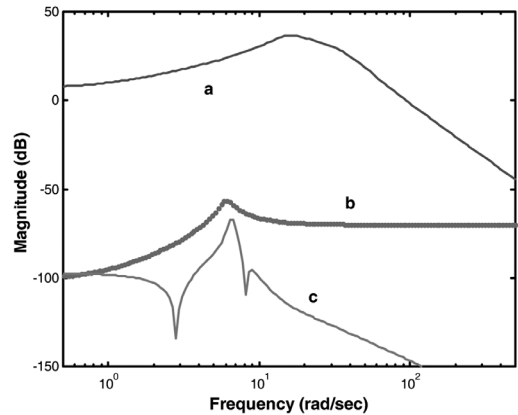


Fig. 1 Weighting functions and modeling error (a:  $W_s(s)$ , b:  $W_a(s)$ , c: modeling error)

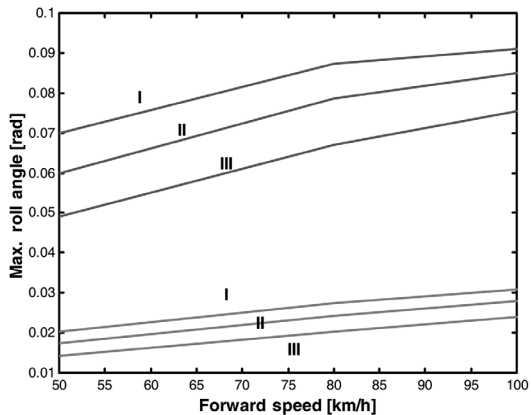
을 통해 작용할 수 있다.<sup>10)</sup> Fig. 2(a)와 2(b)에 각각의 조건에서 발생하는 롤 운동의 각도와 각속도의 크기를 비제어시와 비교하여 도시하였는데, 결과에서 처럼 롤 제어를 통해 그 응답의 크기를 감소시킬 수 있음을 알 수 있다.

### 4.2 하이브리드 제어

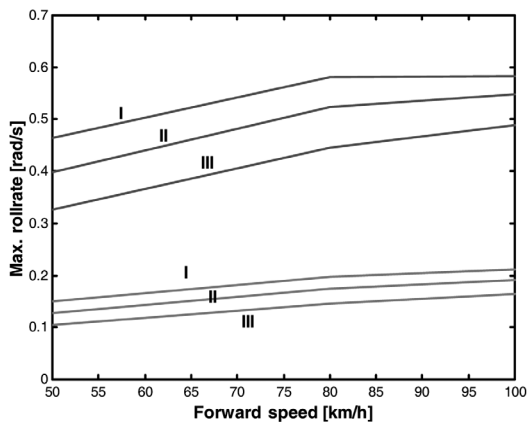
설계된 롤 제어 시스템을 실차에 적용하는 경우에는, 작동 시스템 모듈의 동적 특성의 영향을 고려해야 한다. Daring<sup>8)</sup>은 롤 안정바와 작동기로 구성된 롤 제어용 모듈의 대역폭이 2 Hz 이상 요구되는 것으로 고찰하였다. 이러한 모듈의 동특성은 제어 성능에도 영향을 주게되므로 대역폭이 넓을수록 유리하지만, 응답성이 빠른 메카니즘/ 장치의 구현 비용을 고려해야 한다. 또한 모듈의 응답성을 개선하기 위해 롤 제어 로직에 다중제어기<sup>12)</sup>를 추가로 적용할 수 있지만 제어시스템이 복잡해지는 단점이 있다. 본 논문에서는 이에 대한 대안으로, 상용화되어 실차 적용이 증가하는 반능동형 가변 댐퍼 장착 차량을 기반으로, 과도응답 성능을 향상 시키도록 하이브리드 제어 기법을 적용하였다.

일반적으로 노면 진동 제어에 적용하는 가변 댐퍼의 감쇠계수는 다음과 같이 결정된다.

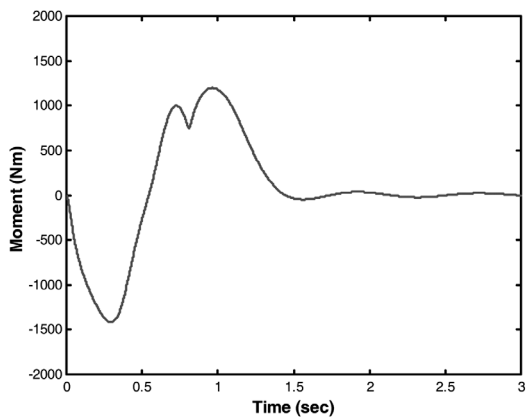
$$C_d = \begin{cases} \frac{f_d}{(x_s - x_u)} & [f_d(\dot{x}_s - \dot{x}_u) > 0] \\ C_{min} & [f_d(\dot{x}_s - \dot{x}_u) \leq 0] \end{cases} \quad (15)$$



(a) Roll angle



(b) Rollrate



(c) Roll moment

Fig. 2 Comparison of roll responses in variations of forward speed and steering input (top: uncontrolled, bottom: controlled; steering wheel input I: 110, II: 85, III: 60 deg)

여기서  $C_d > C_{max}$  인 경우  $C_d = C_{max}$  이며,  $C_d$  는 감쇠계수,  $C_{max}$  와  $C_{min}$  는 최대, 최소 감쇠계수,  $f_d$  는 요구되는 제어력,  $(\dot{x}_s - \dot{x}_u)$  는 현가속도를 나타낸다.

이러한 가변 댐퍼를 이용하여 운전자의 조향 조작에 대한 롤 제어에 대응되는 감쇠력은 다음의 관계로 나타낼 수 있다.<sup>11)</sup>

$$M_d = \sum_{j=1}^2 M_j \quad (16)$$

$$M_i = F_{li} \frac{t_i}{2} - F_{ri} \frac{t_i}{2} \quad (i=1,2) \quad (17)$$

여기서,  $M_d$ 는 요구되는 롤제어 모우먼트,  $M_j$ 는 롤 모우먼트 성분,  $j$ 는 전/후륜을 나타내는 첨자,  $F_{li}$ 와  $F_{ri}$ 는 좌/우 제어력,  $t_i$ 는 트랙폭,  $i$ 는 좌/우를 나타내는 첨자이다.

Fig. 3에 이러한 하이브리드 제어 기법의 구조를 나타내었으며, 3.3 Hz의 대역폭을 갖는 작동 모듈 (전동식 선형 작동기와 연결된 롤 안정바를 통해 롤 모우먼트를 발생)<sup>10)</sup>과 횡가속도를 이용한 차량의 롤 운동 제어에서 과도 응답의 개선에 효과적인 연구결과를 나타내었다.<sup>11)</sup> 본 논문에서는, 이러한 결과를 토대로 작동 모듈의 대역폭을 고려한 하이브리드 기법을 설계된 제어기에 적용하여 결과를 고찰하였다.

Fig. 4는 차선 변경 조작 조건에서 롤 거동과 관련된 응답 특성을 나타내는데, 이때 요구되는 제어 입력을 Fig. 5에 나타내었으며, 이는 Fig. 3의 하이브리드 제어 방식을 통해 구현된다. 본 조향 조작 조건은

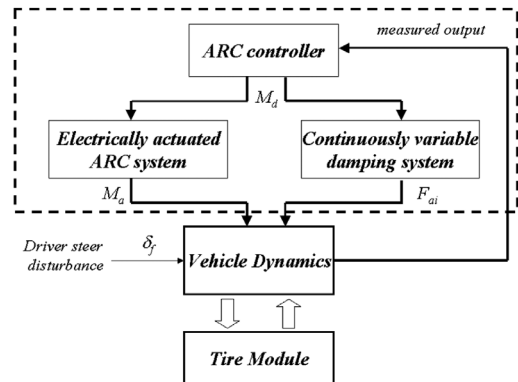


Fig. 3 Schematic diagram of hybrid control

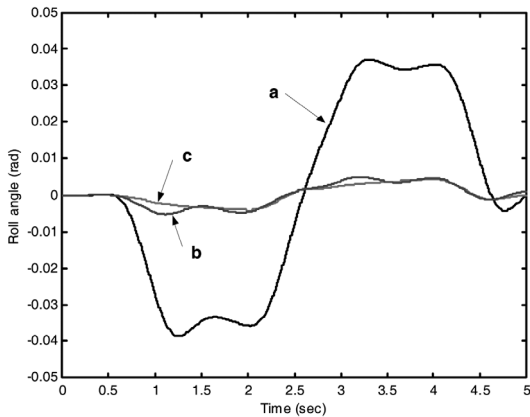


Fig. 4 Comparison of roll responses in lane change maneuver (a: uncontrolled, b: ARC only, c: hybrid control)

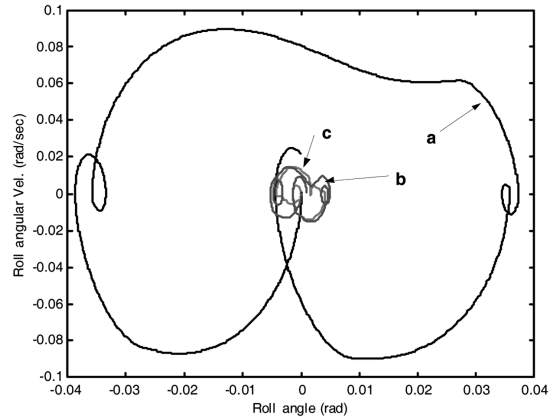


Fig. 6 Comparison of roll mode phase portraits (a: uncontrolled, b: ARC only, c: hybrid control)

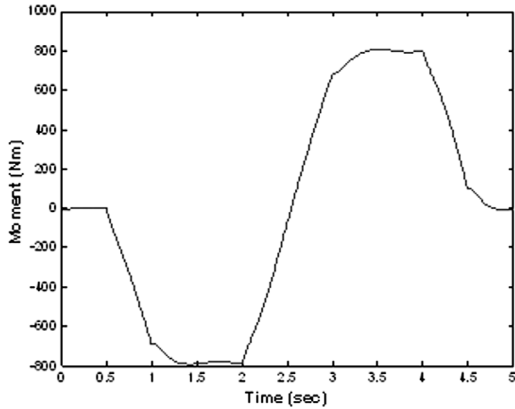


Fig. 5 Roll moment in lane change maneuver

통상적으로 발생할 수 있는 작동 조건으로 이에 요구되는 제어입력은 Fig. 2(c)에 비해서는 관대한 수준임을 알 수 있다.

이러한 운전자 조향 조작 조건에서 롤 각도의 응답 특성을 비제어시, 롤 제어만 적용, 하이브리드 기법 적용 시에 대하여 각각 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 결과에서처럼, 롤 제어만 수행한 경우에 비하여 하이브리드 기법을 적용하는 경우 과도 응답 특성이 개선됨을 알 수 있으며, 이후의 안정화된 응답에서는 추가적인 변화가 나타나지 않음을 알 수 있다. 이는 반 능동형 가변 댐퍼의 작동 특성에 기인하는 것으로 능동적인 제어력의 발생이 불가능하기 때문에 정상상태 응답 크기에는 영향을 주지 못하기 때문이다.

이러한 특성을 Fig. 6에 도시한 롤 모드 평면도를 통하여 확인할 수 있다. 이러한 결과들로부터 하이브리드 기법의 적용을 통해서 추가적인 다중제어로직/고가의 고응답 작동 모듈의 적용없이 보다 완만한(smooth) 응답 특성으로의 개선에 효과적임을 알 수 있다. 향후 실차 적용 연구 단계에서는 대상 차량의 조향/조종 특성과 설계의도를 고려하여 전/후륜의 롤 모우먼트 분배 비율의 선정, 조작 조건에 따른 프로그램화된 차등 비율의 적용 및 차량 고유 선회 특성 변화 등에 대한 연구가 병행되어야 할 것으로 사료된다.

## 5. 결론

본 연구에서는 승용 차량을 대상으로 운전자의 조향 조작으로 인한 롤 운동을 개선하기 위하여 능동 롤 제어를 수행하였으며, 적재/승차 조건, 주행 속도 등 차량의 가변 조건과 타이어 특성을 고려하여 설계된 제어를 비선형 타이어 특성을 포함한 전차량 모델에 적용하여 제어 효과를 확인하였다. 제어 시스템을 실제 차량에 구현 시 검토되어야 하는 작동 모듈의 대역폭 영향을 고려하여, 노면 진동 제어를 위해 상용화된 가변 댐퍼와의 하이브리드 제어 기법을 적용함으로써 롤 운동의 과도 응답 특성을 개선시킬 수 있음을 확인하여 추가적으로 요구될 수 있는 다중제어로직/고응답 모듈의 대안으로 제시하였다.

## References

- 1) H. Yoshida, Y. Wang and M. Nagai, "Study on Vibration and Tilting Control of Railway Vehicles during Curved Sections," Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference, Vol.2, pp.957-962, 1999.
- 2) H. Li and R. M. Goodall, "Linear and Non-linear Skyhook Damping Control Laws for Active Railway Suspensions," Control Engineering Practice, Vol.7, No.7, pp.843-850, 1999.
- 3) D. Bastow and G. Howard, Car Suspension and Handling, 3rd Edn., Society of Automotive Engineers, INC., 1993.
- 4) T. Yoshimura, K. Nakaminami, M. Kurimoto and J. Hino, "Active Suspension of Passenger Cars Using Linear and Fuzzy-logic Controls," Control Engineering Practice, Vol.7, No.1, pp.41-47, 1999.
- 5) D. Hrovat, "Applications of Optimal Control to Advanced Automotive Suspension Design," Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Trans. of the ASME, Vol.121, pp.328-342, 1993.
- 6) D. Karnopp and G. Hess, "Electronically Controllable Vehicle Suspensions," Vehicle System Dynamics, Vol.21, pp.65-71, 1991.
- 7) R. C. Lin and D. Cebon, "Optimal Roll Control of a Single-unit Lorry," Journal of Automobile Engineering, IMechE, Vol.210, pp.45-55, 1996.
- 8) J. Darling and T. J. Ross-Martin, "A Theoretical Investigation of a Prototype Active Roll Control System," Journal of Automobile Engineering, IMechE, Vol.211, pp.3-12, 1997.
- 9) J. Darling, R. E. Dorey and T. J. Ross-Martin, "A Low Cost Active Anti-roll Suspension for Passenger Cars," Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Trans. of the ASME, Vol.114, pp.599-605, 1992.
- 10) H. J. Kim, H. S. Yang and Y. P. Park, "Robust Roll Control of a Vehicle: Experimental Study using a Hardware-in-the-loop Set-up," Journal of Automobile Engineering, IMechE, Vol.216, pp.1-9, 2002.
- 11) H. J. Kim and C. R. Lee, "Hybrid Roll Control using Electric ARC System Considering Limited Bandwidth of Actuating Module," Int. J. Automotive Technology, Vol.3, No.3, pp.123-128, 2002.
- 12) G. Priyandoko, M. Mailah and H. Jamaluddin, "Vehicle Active Suspension System Using Skyhook Adaptive Neuro Active Force Control," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.23, pp.855-868, 2009.