

동력전달계와 제동계를 고려한 차량의 운동 특성에 관한 연구

배 상 우* · 이 치 범* · 윤 중 락* · 이 장 무** · 탁 태 오***

A Study on the Vehicle Dynamic Characteristics Considering Powertrain and Brake Systems

Sangwoo Bae*, Chibum Lee*, Jung Rak Yun*, Jang Moo Lee** and Tae Oh Tak***

Key Words: powertrain system(동력 전달계), brake system(제동계), vehicle dynamics(차량 동역학), full vehicle model(전차량 모델), simulation(시뮬레이션).

Abstract

In this paper, the equations of motion about vehicle, powertrain and brake system were derived. The vehicle has eight degrees of freedom with nonlinear tire model and the powertrain has two degrees of freedom containing engine, torque converter and four speed automatic transmission. The brake system has two states about front and rear brake line pressures. The transient tire model with first order time lag is also subjoined for low speed or stop-and-go simulation. The modeling was derived considering two points - the fidelity and the simplicity. The simulation using this model is similar with real vehicle dynamic behavior and the model is made as simple as possible for fast simulation. It is validated that the derived vehicle model can be applicable to the real time simulation.

1. 서 론

차량 동역학 해석에 사용되는 차량 모델에는 크게 조종 안정성(handling and stability) 해석에 사용되는 모델과 승차감(ride comfort) 해석에 사용되는 모델이 있다. 조종 안정성 해석에 사용되는 차량 모델은 차량의 운동 자유도에 따라 여러 가지 자유도의 차량 모델이 존재한다. 차량 동역학 연구에서는 그 목적에 따라서 필요한 자유도를 적절히 선택하여 이용하게 된다.

기존의 차량의 모델링에 관한 연구로는 3차원 차량 모델링에 의한 다양한 연구가 이루어지고 있으며, 특히 이를 활용한 미국 Bendix사와 미시

간 대학(University of Michigan)의 IDSFC⁽¹⁾, 미국 STI사의 VDANL⁽²⁾, 영국 Leeds 대학의 VDAS⁽³⁾ 등의 전용 프로그램이 만들어져서 많은 분야에서 활용되고 있다. 이러한 모델들은 대부분 브레이크 및 동력 전달계의 모델링은 없이 현가계 및 조향계의 모델링으로 이루어져 있다. 이러한 차량 모델은 대부분 차량의 횡방향 운동에 관심이 있기 때문에 동력 전달계에 대한 고려없이 휠에 작용하는 토크만을 고려한다. 따라서, 실제 동력 전달계와 제동계를 포함한 차량 모델의 개발은 미미하다. 본 연구에서는 동력 전달계와 제동계를 포함한 차량에 대하여 운동 방정식을 유도하였다.

차체의 모델은 횡방향 및 종방향 운동을 모사할 수 있는 최소 자유도 모델인 8 자유도 비선형 차량 모델을 기초로 하여 개발하였다. 이 모델은 종방향 및 횡방향 하중 전이를 고려하므로 가/감속시 및 선회시 차량의 거동을 제대로 모사할 수

* 서울대학교 대학원 기계항공공학부
** 서울대학교 기계항공공학부
*** 강원대학교 기계공학과

있다. 동력 전달계는 엔진의 토크 특성 및 자동 변속기의 변속 패턴을 고려할 수 있도록 2 자유도로 모델링하였다. 제동계는 전/후륜의 제동 유압 방정식을 고려하여 2 개의 상태 방정식을 갖는 모델을 구성하였다.

실차 실험과 범용 동역학 해석 프로그램인 ADAMS⁽⁴⁾를 통하여 모델링을 검증하였으며, 여러 가지 상황에 따른 차량 해석을 수행하여 차량 모델의 유용성을 제시하였다.

2. 차량 모델의 구성

차량 모델을 차량의 차체, 동력 전달계와 제동 계로 나누어 모델링하였다. 차체는 차량의 상질량(sprung mass)과 하질량(unsprung mass)의 자유도를 의미한다. 동력 전달계는 엔진에서부터 변속기를 거쳐 바퀴까지 동력을 전달하는 시스템을 말하며, 제동계는 브레이크 페달에서부터 유압 장치를 거쳐 바퀴에서 제동 토크를 발생시키기 위한 시스템을 의미한다.

2.1 차체 모델링

8 자유도 모델은 상질량의 종방향 속도(u), 횡방향 속도(v), 롤 각속도(p), 요우각속도(r)의 4 자유도와 하질량에서의 4개의 휠의 스핀 자유도(ω_i)를 갖는다. 8 자유도 모델의 상질량에 대한 운동 방정식은 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M & \Gamma_1 & M_s e_s \\ 0 & \Gamma_1 & I_{zz} & I_{xzs} \\ 0 & M_s e_s & I_{xzs} & I_{xss} + M_s e_s^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{r} \\ \dot{p} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Mvr + \sum F_{xi} - 0.5C_d \rho A v^2 \\ -Mr + \sum F_{yi} \\ -\Gamma_1 ur + a_s(F_{y1} + F_{y2}) - b_s(F_{y3} + F_{y4}) + \sum M_{zi} \\ M_s e_s (g \sin \phi - ur) - K_\phi \phi - C_\phi \dot{p} \end{pmatrix} \quad (1)$$

여기서, 파라미터의 정의나 자세한 운동방정식은 참고문헌⁽⁵⁾에 기술되어 있다. 타이어에 작용하는 힘과 정렬 모멘트는 매직 포뮬러(Magic Formula)⁽⁶⁾ 모델을 이용한다. 이 모델에서는 타이어의 구동력, 횡력, 정렬 모멘트가 수직 하중, 슬립각, 캠버각, 슬립비의 비선형 함수로 고려된다.

$$\begin{aligned} F_{Ci} &= f(a_i, \gamma_i, s_i, F_{zi}) \\ F_{Si} &= f(a_i, \gamma_i, s_i, F_{zi}) \\ M_{zi} &= f(a_i, \gamma_i, s_i, F_{zi}) \end{aligned} \quad (2)$$

휠 회전 동역학 방정식은 구동륜의 경우 차동

기어에 의한 영향을 고려하여 좌/우륜의 회전 동역학을 동시에 고려한다. 전륜 구동 차량을 기본으로 하여 전륜에 대하여는 아래 식과 같다.

$$\begin{aligned} I_{WHF} \dot{\omega}_1 + I_{WHF} \dot{\omega}_2 &= -R_1 F_{C1} + \tau_1 \\ I_{WHF} \dot{\omega}_1 + I_{WHF} \dot{\omega}_2 &= -R_2 F_{C2} + \tau_2 \end{aligned} \quad (3)$$

중동륜의 경우 독립적으로 회전하므로 각각 따로 유도하면 아래 식과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} I_{wR} \dot{\omega}_3 &= -R_3 F_{C3} + \tau_3 \\ I_{wR} \dot{\omega}_4 &= -R_4 F_{C4} + \tau_4 \end{aligned} \quad (4)$$

위 식에서 차륜에 전달되는 토크는 아래 식과 같다.

$$\tau_i = \begin{cases} \frac{\xi_F}{2} T_D - T_{Bi} & i=1,2 \\ -T_{Bi} & i=3,4 \end{cases} \quad (5)$$

2.2 동력 전달계 모델링

엔진의 크랭크축과 토크 컨버터의 펌프축은 하나의 집중 질량으로 가정하면 다음과 같은 지배 방정식이 적용된다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - T_P \quad (6)$$

여기서, 첨자 E 는 엔진축을, P 는 토크 컨버터의 펌프축을 의미한다. 엔진에서 생성되는 토크 T_E 는 Fig. 1에서와 같이 엔진맵을 이용하여 룩업 테이블(look-up table) 형태로 2차원으로 보간하여 계산한다⁽⁷⁾. 펌프축의 토크는 다음 식과 같이 표현된다.

$$T_P = C \omega_E^2 \quad (7)$$

여기서, C 는 용량 계수(capacity factor)로서 펌프축과 터빈축의 회전수비의 함수로 실험에 의해 구한다.

토크 컨버터의 터빈축과 변속기의 입력축 또한 하나의 집중 질량으로 가정하면 아래 식과 같은 지배 방정식이 적용된다.

$$I_T \dot{\omega}_T = T_T - T_{in} \quad (8)$$

여기서, 첨자 T 는 터빈축을, 첨자 in 은 변속기의 입력축을 의미한다. 터빈축의 토크는 펌프축의 토크와 토크비의 곱으로서 식(9)와 같이 구해지며, 토크비 t_r 도 회전수비의 함수로서 실험에 의하여 구한다.

$$T_T = t_r T_P \quad (9)$$

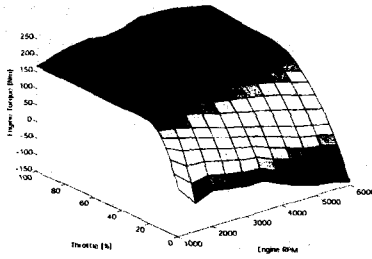


Fig. 1 Engine map.

토크 컨버터의 록업 클러치는 유체 마찰에 의한 손실을 줄이기 위해 펌프축과 터빈축을 직결시키는 것으로서 주로 기어가 3단과 4단에서 작동한다. 이 록업 클러치가 작동할 경우 엔진축, 토크 컨버터의 펌프축과 터빈축이 하나의 집중 질량이 되어 동일한 회전수를 갖게 되므로 식(6)과 식(8) 대신에 다음 식을 이용하여 계산한다.

$$(I_E + I_T)\dot{\omega}_E = T_E - T_{in} \quad (10)$$

$$\dot{\omega}_T = \dot{\omega}_E \quad (11)$$

변속기의 출력축에서부터 차동 기어까지의 드라이브축에 대해서는 다음 식과 같다.

$$I_D\dot{\omega}_D = \xi_T T_{in} - T_D \quad (12)$$

여기서, 기어비 ξ_T 는 Fig. 2와 같은 변속맵에 따라 상단 변속과 하단 변속을 구분하여 계산한다.

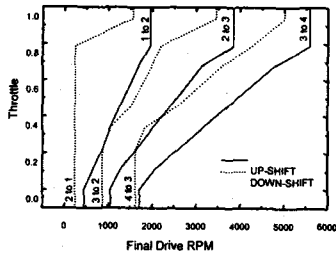
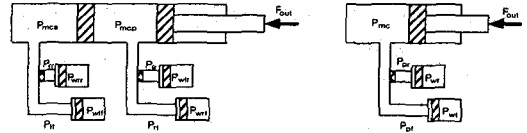


Fig. 2 Shift map of automatic transmission.

2.3 제동계 모델링

시뮬레이션의 입력은 진공 배력기에서 발생하는 힘을 마스터 실린더에 들어가는 입력으로 주고, 휠 실린더까지의 구성 요소에 대하여 유압 방정식을 유도한다. 일반적으로 마스터 실린더는 주실린더와 부실린더로 구성되며, Fig. 3(a)에서와 같은 4개의 상태 변수로 모델링이 가능하다⁽⁸⁾.

하지만 차량의 모델링에서는 유압 경로의 이상이 발생하지 않는다는 가정을 하여 양 실린더에서 발생하는 유압을 동일하게 취급하여 Fig. 3(b)에서와 같이 2개의 상태 변수 모델로 구성이 가능하다. 본 연구에서는 신속한 계산을 위하여 2개의 상태 변수 모델을 이용한다.



(a) 4 state model

(b) 2 state model

Fig. 3 Modeling of brake system.

마스터 실린더에서 발생하는 유압은 아래 식과 같다.

$$P_{mc} = \frac{F_{out} - F_{CSO} - F_{CF}}{A_{mc}} \quad (13)$$

여기서, F_{out} 은 진공 배력기에서 마스터 실린더로 가해지는 입력이고, F_{CSO} 는 실린더 내의 복원 스프링의 예하중을 의미하고, F_{CF} 는 피스톤에 걸리는 마찰력을 의미하고, A_{mc} 는 마스터 실린더의 피스톤의 단면적을 의미한다.

차량의 급제동시 종방향 하중 전이에 의해 후륜이 먼저 미끄러지는 것을 방지하기 위해 제동압을 전륜으로 전가하게 된다. 비례 밸브는 아래 식과 같이 모델링 된다⁽⁸⁾.

$$P_{PF} = P_{mc}$$

$$P_{PR} = \begin{cases} P_{mc} & P_{mc} \leq P_k \\ P_k + \frac{A_u}{A_d}(P_{mc} - P_k) & P_{mc} > P_k \end{cases} \quad (14)$$

여기서, A_u 는 비례 밸브의 입력 측 단면적이고, A_d 는 출력 측 단면적이다.

유압 관로에서 비압축성 유체로 가정하면 휠 실린더로 들어오는 유량은 베르누이(Bernoulli) 방정식에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{V} = \text{sign}(P_p - P_w) C_d \sqrt{|P_p - P_w|} \quad (15)$$

여기서, P_w 은 제동 실린더가 패드를 미는 압력으로서 실린더 내부로 유입되는 유량의 비선형 함수로서 실험적으로 구해진다. 브레이크 패드에

의해 발생하는 토크는 실험에 의해 일반적으로 선형임이 증명되어 있으므로⁽⁹⁾, 다음과 같은 선형 관계식으로 근사화한다.

$$T_B = \begin{cases} K_B(P_W - P_{P_0}) & P_W \geq P_{P_0} \\ 0 & P_W < P_{P_0} \end{cases} \quad (16)$$

2.4 저속 해석을 위한 타이어 모델링

차량 거리제어 시스템에 사용되는 차량 모델은 차량의 전방 속도가 0에 가까워지면 타이어의 힘 발생 메카니즘의 기구학적 관계식인 슬립각과 슬립비가 수치적으로 발산하여 실제 차량의 운동을 모사할 수 없을 뿐만 아니라 해석을 할 수가 없다. 이러한 수치적인 문제를 해결하기 위해서 분모의 값이 일정한 값 이하일 때는 분모의 값을 고정하는 임시 알고리즘(ad-hoc algorithm)을 이용하기도 한다⁽¹⁰⁾. 하지만 이러한 임시 알고리즘은 차량이 주행하다가 정지할 때까지는 실제 차량의 거동과 비슷한 결과를 보여주지만 다시 출발하는 정지 후 출발(stop and go) 시뮬레이션 시에는 실제 차량의 거동과는 상당한 차이를 보여준다. 따라서, 정지 후 출발 해석을 하기 위해서는 정지 후 주행 시에도 제대로 된 결과를 보여주는 모델이 필요하다⁽¹⁰⁾.

타이어의 과도 현상을 모델링하기 위해서 타이어의 횡방향과 종방향 변형 ξ_{xi} , ξ_{yi} 에 대한 1차 지연을 아래 식과 같이 고려한다⁽⁶⁾.

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_{xi} + \frac{|R_i \omega_i|}{\sigma_x} \xi_{xi} &= R_i \omega_i - u_{Ti} \\ \dot{\xi}_{yi} + \frac{|R_i \omega_i|}{\sigma_y} \xi_{yi} &= v_{Ti} \end{aligned} \quad (17)$$

여기서, σ_x , σ_y 는 이완 길이(relaxation length)이며 이는 수직 하중과 캠버각의 함수로 주어진다. 이론적인 타이어 변형 슬립은 아래 식과 같다.

$$\zeta_{xi} = \frac{\xi_{xi}}{\sigma_x}, \quad \zeta_{yi} = \frac{\xi_{yi}}{\sigma_y} \quad (18)$$

그리고, 실제적인 슬립각과 슬립비는 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} s'_i &= \frac{\zeta_{xi}}{\text{sign}(R_i \omega_i) - \zeta_{xi}} \\ \alpha'_i &= \tan^{-1} \frac{\zeta_{yi}}{|\text{sign}(R_i \omega_i) - \zeta_{xi}|} \end{aligned} \quad (19)$$

기존의 기구학적 관계식 대신에 위에서 구한 슬립각과 슬립비를 사용한다.

3. 모델링 검증

3.1 횡방향 조향 반응 비교

차량의 과도 상태에서 횡방향 조향 동특성을 살펴보기 위해 스텝 조향 입력(J-turn steer input)과 펄스 조향 입력(pulse steer input) 실험을 수행하였다. 시속 80 km에서 스텝 조향 입력에 대한 실험 결과와 ADAMS에 의한 해석과 본 연구에서 수립한 차량 모델에 의한 해석 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 실험에서의 조향 입력각을 시뮬레이션의 입력으로 이용하였으며, ADAMS의 조향 입력은 전륜 조향각이 일치하도록 렉의 선형 변위로 입력하였다. 대체적으로 유사한 결과를 보여준다. Fig. 5는 시속 80 km에서 80도의 펄스를 0.5 초 동안 가한 결과를 비교한 그림이다. 요우 각속도의 위상 특성을 살펴보면 시뮬레이션 결과가 실험과 동일한 2차 시스템의 특성을 보이는데 이는 타이어의 1차 지연 요소를 고려하였기 때문에 가능하다.

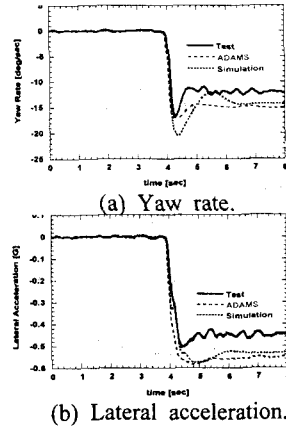
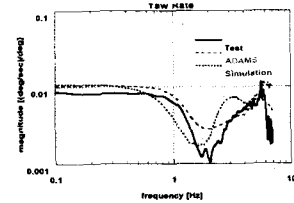


Fig. 4 J-turn steer maneuver.



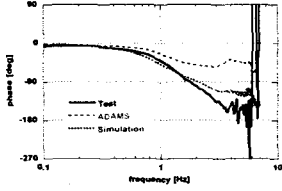


Fig. 5 Yaw rate response of pulse steer maneuver.

3.2 종방향 조향 반응 비교

차량의 가속 성능과 변속 시점을 테스트하기 위해 완전 스로틀 가속 실험에 대해 비교하도록 한다. Fig. 6은 실험과 해석에서의 스로틀 입력, 차량의 속도 및 엔진의 회전수를 보여준다. 대체적으로 전 구간에서 있어서 변속시점 및 엔진 회전수와 차량의 속도가 유사한 양상을 보인다.

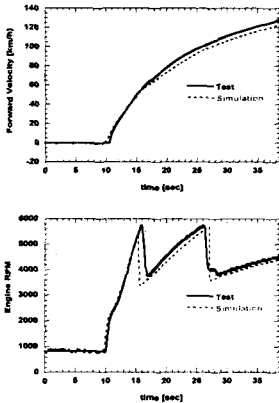


Fig. 6 Wide open throttle acceleration.

4. 시뮬레이션

4.1 정지 후 출발 해석

조향 입력이 없는 직진 주행 시 감속과 정지, 그리고 출발과 가속을 해석한 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 시속 100 km 로 주행을 하는 차량에 대하여 4 초 동안에 급감속을 하여 정지시키고, 5 초간 정지 후 80 %의 스로틀 입력을 가하여 급가속을 한다. 해석 결과를 살펴보면 정지 후 출발 시에 10 초 안에 시속 100 km로 가속되는 것을 알 수 있는데 해석 대상 차량의 실제 가속 성능이 9.5 초이고⁽¹¹⁾, Fig. 1에서 보는 바와 같이 엔진 토크 특성이 높은 스로틀 구간에서 평탄한 특성을 보이므로 해석 결과가 실제 차량과 비교

해 정확한 것을 알 수 있다. 엔진 회전수는 초기에 2400 rpm 에서 감속시 800 rpm 으로 줄었다가 급가속시 5700 rpm 에서 기어가 변속이 되며 변속 순간에 3500 rpm 으로 변하는 것을 알 수 있다. 이는 실제 차량의 가속 경향과 유사한 것으로서 개발된 차량 모델이 실제 차량의 거동과 비슷한 것을 알 수 있다. 또한 속도 그래프와 엔진 회전수 그래프를 비교하면 기어 변속 시 차량의 가속도가 변하는 것을 알 수 있다.

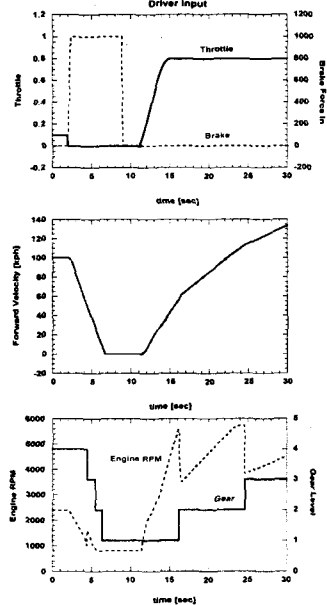


Fig. 7 Stop-and-go simulation.

4.2 90 도 곡선로 주행 해석

고속 주행 중 90도 곡선로를 따라 회전하는 운전자의 행동을 모사하여 곡선 진입 이전에 브레이크 페달을 밟아 속도를 줄이고, 곡선에 들어간 후 빠져 나오기 전에 다시 가속하여 초기 속도를 회복하는 감속 진입 가속 진출(slow-in fast-out)과정을 해석하여 그 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 초기에 시속 100 km 로 진행하는 차량에 대하여 곡선로 진입 시 시속 75 km 로 감속을 한 후 다시 시속 100 km 로 가속하면서 곡선로를 빠져나온다. 이 과정에서 엔진 회전수는 2000 ~ 2500 rpm 에서 변하는 것을 알 수 있다. 종방향 및 횡방향 가속도가 각각 0.5g와 0.6g까지 변하는 것을 알 수 있다. 따라서 개발된 차량 모델은 급감속/급가속 해석은 물론, 급회전 해석 시에도 사용할

수 있음을 알 수 있다.

된 차량 모델을 이용할 수 있다.

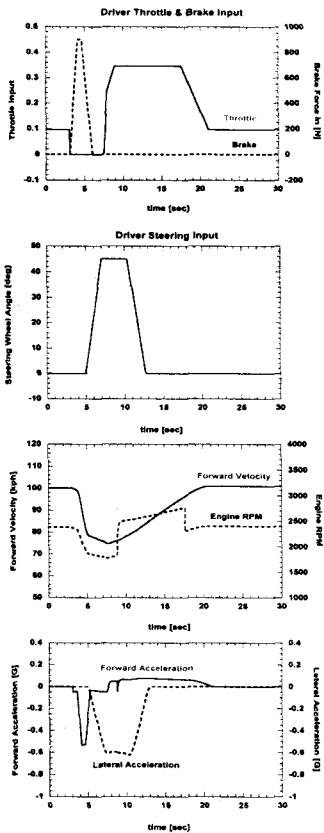


Fig. 8 Slow-in fast-out turning simulation.

5. 결론

본 연구에서는 동력 전달계와 제동계를 포함한 차량 모델을 개발하였다. 전체적인 차량 모델은 24 개의 상태 변수로 구성된다. 차량 모델은 간단한 실험에 의해 검증을 하였으며, 여러 가지 주행 조건에 대하여 타당한 해석 결과를 얻을 수 있었다. 차량 파라미터의 정확도가 차량 모델의 해석에 큰 영향을 미치게 되나 허용되는 범위 안에서는 차량의 파라미터가 부정확하여도 차량의 거동 특성은 실제 차량과 유사한 경향을 보임을 확인하였다. 개발된 차량 모델은 실시간 시뮬레이션을 고려하여 개발하였으므로, 차량 연구에 있어 가상의 실험 대상으로 이용가능하고, 제어 알고리즘의 설계 및 제어기의 검증을 위한 하드웨어 포함 시뮬레이션이 가능하다. 또한, 상하 운동이 없는 운전 시뮬레이터에 본 연구에서 개발

후기

본 연구는 산업자원부의 G7 차세대자동차 안전도 기술개발사업의 지원에 의해 수행되었음.

참고문헌

- (1) Jindra, F., *Mathematical model of four-wheeled vehicle for hybrid computer vehicle handling program*. DOT-HS-801-800, Ultrasystem Inc., The Dynamic Science Division, 1976.
- (2) Allen, R. W., *et al.*, *Analytical modeling of driver response in crash avoidance maneuvering, Vol. I: Technical background*. DOT-HS-807-270, System Technology Inc., 1988.
- (3) Crolla, D.A., *et al.*, A systematic approach to vehicle design using VDAS (Vehicle Dynamics Analysis Software). *SAE paper 940230*, 1994.
- (4) *Using ADAMS/Solver*. The Mechanical Dynamics Inc., 1998.
- (5) 이치범, 동력 전달계와 제동계를 고려한 차량의 동적 거동 해석. 서울대학교 공학석사 학위논문, 2000.
- (6) *MF-Tyre user's manual, Ver. 5.0*. TNO, 1996.
- (7) Hedrick, J.K., *et al.*, *Longitudinal control development for IVHS fully automated and semi-automated system: Phase III*. UCB-ITS-PRR-97-20, Univ. of California, Berkeley, 1997.
- (8) Hedrick, J.K., *et al.*, *Brake system modeling, control and integrated brake/throttle switching: Phase I*. UCB-ITS-PRR-97-21, Univ. of California, Berkeley, 1997.
- (9) Kahn, Y., *et al.*, Modeling, experimentation and simulation of a brake apply system. *J. Dyn. Syst. Meas. Cont., Trans. of ASME*, Vol.116, 1994.
- (10) Bernard, J.E., *et al.*, Tire modeling for low-speed and high-speed calculations. *SAE paper 950311*, 1995.
- (11) *Car and driver*. Vol.44, No.10, April 1999.