

〈논 문〉 SAE NO. 97370116

롤 운동을 고려한 차량의 정상상태 선회주행에 관한 연구

A Study on the Steady-State Cornering of a Vehicle Considering Roll Motion

이 장 무*, 윤 중 략**, 강 주 석**, 배 상 우***, 탁 태 오****
 J. M. Lee, J. R. Yun, J. S. Kang, S. W. Bae, T. O. Tak

ABSTRACT

In this study, the steady state cornering behavior of a vehicle is investigated by using a numerical model that has parameters associated with roll motion. The nonlinear characteristics of tire cornering forces and aligning torques are presented in analytical forms using the magic formula. The sets of nonlinear algebraic equations that govern the cornering motion are solved by the Newton-Raphson iteration method. The vehicle design parameters are measured by SPMD(Suspension Parameter Measuring Device), and its results are verified by carrying out a skid pad test. The design parameters that are most affecting the steady state cornering behavior are classified into four factors, and the contributions of the factors to understeer gradient are then calculated.

주요기술용어 : Steady State Cornering(정상상태 선회), Nonlinear Tire Model(비선형 타이어 모델), Understeer Gradient Contribution(언더스티어 구배 기여도)

기 호 설 명

α_i : tire slip angles of wheel i	γ_i : ground cambers of wheel i
β : sideslip angle	δ_i : total steer angles of wheel i
β_i : angles of direction of movements of wheel i	$\delta_{\sigma i}$: deflection steer angles of wheel i
γ_{0i} : initial ground cambers of wheel i	$\delta_{\phi i}$: roll steer angles of wheel i
	δ_{0i} : initial toe angles of wheel i
	δ_{Hi} : steer angles of wheel i caused by hand wheel steer
	ϕ_i : roll angle
	Γ_i : roll camber coefficients of wheel i
	a : distance between front axle and the C. G of total weight
	a_y : lateral acceleration

*정회원, 서울대학교 기계설계학과

**정회원, 서울대학교 대학원 기계설계학과

***서울대학교 대학원 기계설계학과

****정회원, 강원대학교 기계공학과

a_s : distance between front axle and the C.G of sprung weight
 b : distance between rear axle and the C. G of total weight
 b_s : distance between rear axle and the C. G of sprung weight
 h_i : front roll center height
 h_r : rear roll center height
 h_s : height of the C.G of sprung weight from roll axis
 r : index of wheels
 i : wheelbase
 t_f : front tread
 t_r : rear tread
 u : forward speed
 v : lateral speed
 z_s : height of the C.G of sprung weight from ground
 z_{ui} : height of the C.G of front unsprung weight from ground
 z_{ur} : height of the C.G of rear unsprung weight from ground
 A : aligning torques exerted on wheel i
 A_m : maximum aligning torques of wheel i
 A_{si} : saturated aligning torques of wheel i
 C_a : cornering stiffnesses=coefficients of lateral forces vs. tire slip angles of wheel i
 C_r : camber stiffnesses=coefficients of lateral forces vs. ground cambers of wheel i
 $E_{\phi i}$: roll steer coefficients of wheel i
 $E_{\phi i}$: coefficients of deflection steer of wheel i caused by aligning torques
 $E_{\psi i}$: coefficients of deflection steer of wheel i caused by lateral forces
 F_i : lateral forces exerted on wheel i
 F_{mi} : maximum lateral forces of wheel i
 F_{si} : saturated lateral forces of wheel i
 G_i : steering ratios of wheel i
 HWA : hand wheel(steering wheel) angle

K_{ϕ_f} : front roll stiffness
 K_{ϕ_r} : rear roll stiffness
 N_{a_i} : coefficients of aligning torques vs. tire slip angles of wheel i
 N_{r_i} : coefficients of aligning torques vs. ground cambers of wheel i
 N_i : vertical forces exerted on wheel i
 W : total weight
 W_s : sprung weight
 W_{ur} : front unsprung weight
 W_{ur} : rear unsprung weight

1. 서 론

자동차의 현가장치에 의해 결정되는 승차감과 조종안정성이라는 두 가지 동특성은 상충되는 면이 있으므로 차량의 용도에 따라 이를 절충시키는 설계가 필요하다. 이러한 과정은 현가장치의 구성에 의해 정해지는 차량 설계 파라미터를 결정하는 과정이라 할 수 있다. 이 과정에서 조종 성능의 예측은 조향입력자에 의한 차량의 동적 거동을 해석적으로 유도한 조향관계식을 통하여 행하여지고 있다. 이때 조향관계식은 정상상태를 고려하여 미분방정식보다는 대수방정식 형태로 나타난다. 그러나, 조종 성능을 예측하기 위한 선회주행 해석 모델은 대부분 복잡한 해석을 피하기 위하여 롤 운동을 생략하고 있으며, 하중 전이와 타이어의 비선형성을 포함하지 않고 있다. 이로 인하여 선회주행의 정확한 예측은 할 수 없다. 그러므로, 본 연구에서는 롤 운동과 관련된 파라미터와 타이어의 비선형성 등이 포함된 조향관계식을 대수적인 관계식으로 유도하였다.

이와 관련된 기존의 연구를 살펴보면 Bundorf 등¹⁾은 정상상태 선회주행시의 언더스티어 특성을 자전거 모델(Bicycle Model)을 이용하여 해석하였으며 언더스티어 량을 설계파라미터의 선형적인 합으로 정량화하였다. Hogg 등²⁾은 차량의 개발 단계에서 핸들링 특성을 정량화하는 데에 차량의 동역학 모델이 기여할 수 있다는 점과 함께 타이어의 거동과 노면 상태의 제한 등의 한계점을 지적하였고, 초기 구상 단계에서 개발 경

험과 해석 도구의 역할이 중요함을 밝혔다. Willumeit 등³⁾은 Single Track Model과 Two Track Model의 해석과 비교를 통하여 복잡한 다자유도계(Multibody System)의 모델보다는 간단한 수학적 모델과 함께 정확도 높은 타이어 모델을 사용하는 것이 개발 초기 단계의 해석에서 더 유용함을 검증하였다. Sakai 등⁴⁾은 차량의 요우감쇠력을 증가하기 위해서는 후륜의 롤 중심 높이를 높이는 것이 효과적임을 보였다. 한편, Bakker 등⁵⁾⁶⁾은 차량의 정상상태 또는 과도상태의 해석에서 효과적으로 쓰일 수 있는 정확한 타이어 모델을 제안하였다.

본 연구에서는 차량의 설계 파라미터와 롤 운동에 의한 영향을 고려할 수 있는 모델을 설정하고 이를 이용하여 차량의 정상상태 선회주행을 해석하였다. 타이어의 비선형 특성을 고려하기 위하여 Bakker 등이 제시한 Delft Tire 모델(Magic Formula)을 응용하여 타이어에 작용하는 횡력과 정렬토크를 타이어 슬립각과 수직하중의 식으로 나타내었다. 이로 인해 나타나는 대수적인 비선형식으로 표현되는 조향관계식의 해는 Newton-Rapson 방법에 의하여 구하였다. 차량의 설계 파라미터의 영향을 계산하기 위하여 파라미터들을 4가지의 선회주행 요소로 구분하였고, 각각의 선회주행 요소들이 정상상태 선회주행 성능에 미치는 기여도를 계산하였다. 이를 통하여 설계파라미터의 영향을 정량화하고, 차량 성능 개선의 근거를 마련하고자 하였다.

2. 롤 운동을 고려한 정상상태 선회주행의 해석

Fig.1은 일정한 속도 V 로 정상상태 선회하는 차량을 나타낸다. 사이드슬립각 β 가 작다고 가정하면 전방속도 u 와, 횡방향 속도 v 에 대하여 사이드슬립각 β 는 다음 식과 같이 된다.

$$\beta = \frac{v}{u} \quad (1)$$

마찬가지로 Fig.1에서 차륜의 진행 방향의 각 β

는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\beta_1 = \frac{v + ar}{u - \frac{tr}{2}} \quad (2)$$

$$\beta_2 = \frac{v + ar}{u + \frac{tr}{2}} \quad (3)$$

$$\beta_3 = \frac{v - br}{u - \frac{tr}{2}} \quad (4)$$

$$\beta_4 = \frac{v - br}{u + \frac{tr}{2}} \quad (5)$$

이때 β 는 차륜의 실제 조향각 δ_i 에서 타이어 슬립각 α 를 뺀 값과 같다.

$$\beta_i = \delta_i - \alpha_i \quad (6)$$

횡방향 힘과 정렬토크에 의한 영향을 고려하면

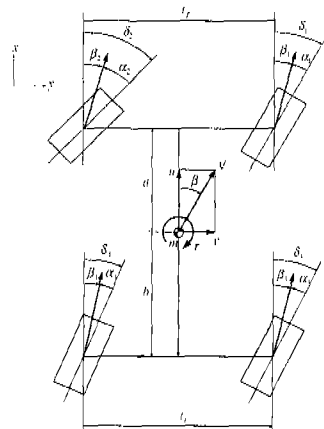


Fig.1 Vehicle Model under Steady-State Cornering

조향각 δ_i 는 스티어링휠에 의한 조향입력각 δ_{Hi} 와 변형조향 δ_{di} 를 조향 $\delta\phi$ 과 초기조향각 δ_{0i} 의 합과 같다.

$$\delta_i = \delta_{0i} + \delta_{Hi} + \delta_{di} + \delta\phi \quad (7)$$

이 식에서 조향각의 성분들은 각각 다음 식과 같다.

$$\delta_{Hi} = \frac{HWA}{G_i} \quad (8)$$

$$\delta_{di} = E_{ii}F_i + E_s \quad (9)$$

$$\delta\phi = E\phi \quad (10)$$

식(8)에서 HWA 는 스티어링휠의 각변위이며, G_i 는 조향비이다. 식(9)에서 F 는 타이어에 작용하는 횡방향 힘을 나타내며 A 는 타이어에 작용하는 정렬토크를 나타내는데, 식과 같이 변형조향은 횡방향 힘 F 와 정렬토크 A 에 대하여 선형으로 가정할 수 있다. 식(10)에서 ϕ 는 물각을 나타낸다.

정상상태 선회주행시 차량에 작용하는 힘과 모멘트는 Fig.2와 같다.

Fig.2에서 다음과 같은 정상상태 선회주행시의 힘과 모멘트의 평형식을 얻을 수 있다.

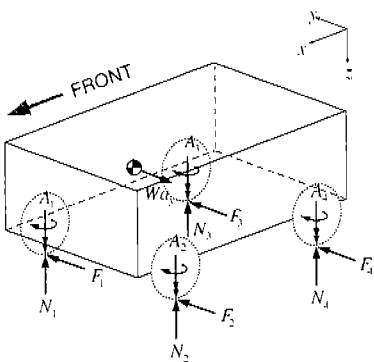


Fig.2 Forces and Moments on the Cornering Vehicle

$$\sum F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = \quad (11)$$

$$\sum M = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + a(F_1 + F_2) - b(F_3 + F_4) \quad (12)$$

여기서, 타이어에 작용하는 횡방향 힘 F 와 정렬토크 A 는 다음 식과 같이 수직하중, 슬립각, 캠버각의 함수로 표현된다.

$$F_i = F_i(N_i, \alpha_i, \gamma_i) \quad (13)$$

$$A_i = A_i(N_i, \alpha_i, \gamma_i) \quad (14)$$

선회주행시의 하중전이에 의해 각각의 타이어에 작용하는 수직하중 N_i 는

$$N_1 = \frac{1}{2} \left[\frac{W_s b_s}{l} + W_{wf} \right] - \Delta W_r \quad (15)$$

$$N_2 = \frac{1}{2} \left[\frac{W_s b_s}{l} + W_{wf} \right] - \Delta W_r \quad (16)$$

$$N_3 = \frac{1}{2} \left[\frac{W_s b_s}{l} + W_{wf} \right] - \Delta W_r \quad (17)$$

$$N_4 = \frac{1}{2} \left[\frac{W_s b_s}{l} + W_{wf} \right] - \Delta W_r \quad (18)$$

와 같다.

Fig.3은 차량의 측면에서 본 물 중심과 물 축에 관한 개략도이다. 이로부터 횡방향 하중전이 ΔW_r , ΔW_s 는 다음 식과 같이 계산된다.⁷⁾

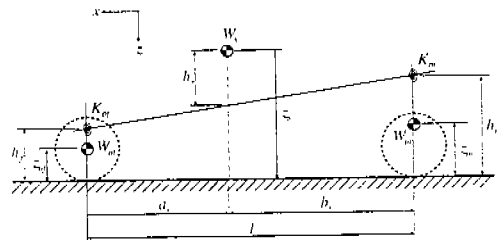


Fig.3 Roll Model of a Vehicle

$$\Delta W_i = \frac{a_y}{t_i} \left[W_s \left(\frac{h_s K_{\phi_i}}{K_{\phi_i} + K_{\phi_r} - W_s h_s} + \frac{b_s}{l} h_i \right) + W_{ul} \right] \quad (19)$$

$$\Delta W_r = \frac{a_y}{t_r} \left[W_s \left(\frac{h_s K_{\phi_r}}{K_{\phi_i} + K_{\phi_r} - W_s h_s} + \frac{b_s}{l} h_r \right) + W_{ul} \right] \quad (20)$$

또한, Fig.3으로부터 롤 각 ϕ 는 일반적으로 다음 식과 같이 계산한다.

$$\phi = \frac{W_s h_s a_y}{K_{\phi_i} + K_{\phi_r} - W_s} \quad (21)$$

롤 각이 계산되면 식(10)의 롤 조향각 δ_ϕ 를 계산할 수 있으며, 롤 캠버 γ 는 다음 식과 같다.

$$\gamma_i = \gamma_{0i} + \Gamma_i \phi \quad (22)$$

일반적으로 타이어에 작용하는 힘과 모멘트는 다음 식과 같이 타이어슬립각 α 와 캠버각 γ 에 관한 선형 함수로 간략화하여 나타내는 경우가 많다.

$$F_i = C_{\alpha i} \alpha_i + C_{\gamma i} \gamma_i \quad (23)$$

$$A_i = N_{\alpha i} \alpha_i + N_{\gamma i} \gamma_i \quad (24)$$

타이어의 비선형적인 특성이 나타나지 않는 저속 주행의 경우는 위 식으로도 차량 거동을 충분히 설명할 수 있다. 그러나, 고속 선회주행시는 타이어의 힘과 모멘트의 비선형성이 크게 나타나므로 이를 간단하고도 정확하게 대수적으로 나타낼 수 있는 식이 필요하다. 이를 위하여 본 연구에서는 Magic Formula를 이용한 다음 식을 사용하였다.⁵⁾⁶⁾

$$F_i = F_{s_i} \sin \left[C_i^F \arctan \left\{ (1 - E_i^F) B_i^F a_i + E_i^F \arctan (B_i^F a_i) \right\} \right] + C_{\gamma i} \gamma_i \quad (25)$$

$$A_i = A_{s_i} \sin \left[C_i^A \arctan \left\{ (1 - E_i^A) B_i^A a_i + E_i^A \arctan (B_i^A a_i) \right\} \right] + N_{\gamma i} \gamma_i \quad (26)$$

이 식은 복잡한 보간법을 사용하지 않고 대수

적인 방법에 의하여 타이어의 횡방향 힘과 정렬 토크를 수직하중과 타이어 슬립각, 캠버각의 함수로 나타낼 수 있는 장점이 있다. Fig.4는 이 타이어 모델의 개념을 나타내고 있다. 그림에서 α_0^F 는 횡방향 힘이 최고점에 다다를 때의 타이어 슬립각이며, F_m 는 최대 횡방향 힘, F_s 는 포화시의 횡방향 힘을 나타낸다. C_s 는 일반적으로 선회 강성이라 부르며 타이어 슬립각이 0일 때의 기울기를 나타낸다. 이들 4개의 파라미터들만을 수직하중의 함수로 계산해 주면 비교적 간단한 방법으로 타이어의 비선형적 특성을 잘 표현할 수 있는 곡선을 얻을 수 있다. 여기서, 캠버각의 영향은 슬립각에 비하여 선형적인 특성이 강하므로 식 (23), (24)에서의 선형 가정을 그대로 사용하였고, 다만 C_{γ} , N_{γ} 가 수직하중의 함수로 나타나는 것만을 고려해 주었다.

식 (25), (26)에서의 계수들을 계산하는 과정은 다음과 같다.

$$C_i^F = 2 \left[1 - \frac{1}{\pi} \arcsin \left(\frac{F_{s_i}}{F_{m_i}} \right) \right] \quad (27)$$

$$C_i^A = 2 \left[1 - \frac{1}{\pi} \arcsin \left(\frac{A_{s_i}}{A_{m_i}} \right) \right] \quad (28)$$

$$B_i^F = \frac{C_{\alpha i}}{C_i^F F_n} \quad (29)$$

$$B_i^A = \frac{N_{\alpha i}}{C_i^A A_n} \quad (30)$$

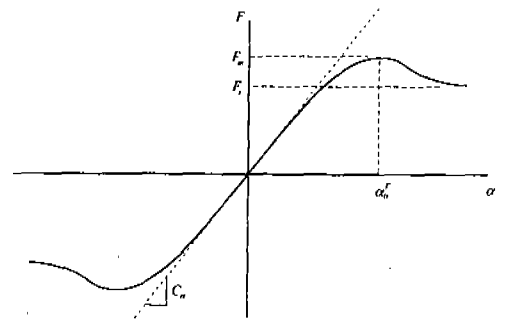


Fig.4 Magic Formula Model

$$E_1^F = \frac{B_1^F \alpha_{01}^F - \tan(\pi/2C_1^F)}{B_1^F \alpha_{01}^F - \arctan(B_1^F \alpha)} \quad (31)$$

$$E_1^A = \frac{B_1^A \alpha_{01}^A - \tan(\pi/2C_1^A)}{B_1^A \alpha_{01}^A - \arctan(B_1^A \alpha)} \quad (32)$$

식 (11)~(14)에서와 같이 횡방향 하중 전이에 의하여 좌우륜의 수직 하중은 다른 값을 갖게 되는데, 식 (25)~(32)에서의 계수들을 모두 수직 하중의 함수로 나타냄으로써 횡방향 하중 전이의 영향을 고려할 수 있다. 본 논문에서는 선회강성 C_a , 정렬토크와 슬립각의 계수 N_{a1} , 횡방향 힘과 캠버각의 계수 C_r , 정렬토크와 캠버각의 계수 N_{r1} , 최대 횡방향 힘 F_{mi} , 포화시의 횡방향 힘 F_{si} , 최대 정렬토크 A_{mi} , 포화시의 정렬토크 A_{si} , 최대 횡방향 힘에서의 슬립각 α_{01}^F , 최대 정렬토크에서의 슬립각 α_{01}^A 를 각각 수직하중에 대한 다항함수(Polynomial)로 가정하였다.

$$C_{a1} = k_1 N_i + k_2 N_i^2 \quad (33)$$

$$C_{r1} = k_3 N_i + k_4 N_i^2 \quad (34)$$

$$N_{a1} = k_5 N_i + k_6 N_i^2 \quad (35)$$

$$N_{r1} = k_7 N_i + k_8 N_i^2 \quad (36)$$

$$F_{mi} = k_9 N_i + k_{10} N_i^2 \quad (37)$$

$$F_{si} = k_{11} N_i + k_{12} N_i^2 \quad (38)$$

$$A_{mi} = k_{13} N_i + k_{14} N_i^2 \quad (39)$$

$$A_{si} = k_{15} N_i + k_{16} N_i^2 \quad (40)$$

$$\alpha_{01}^F = k_{17} + k_{18} N_i + k_{19} N_i^2 + k_{20} N_i^3 \quad (41)$$

$$\alpha_{01}^A = k_{21} + k_{22} N_i + k_{23} N_i^2 + k_{24} N_i^3 \quad (42)$$

$k_1 \sim k_{24}$ 는 실제의 타이어로부터 실험으로 측정된 데이터에서 추출한다. 식 (25)~(42)에 의하여 본 논문에서 사용한 타이어의 횡방향 힘과 정렬토크 데이터를 슬립각, 캠버각, 수직하중의 함수로 계산하였다. Fig.5 와 Fig.6은 각각 캠버각 0일 때의 횡방향 힘과 정렬토크의 계산 결과를 보여주고 있다.

횡가속도와 조향각의 관계는 타이어의 비선형적인 특성 때문에 직접 관계식으로 나타내는 것은 불가능하며, Newton-Rapson 알고리즘에 의한 수치해석을 통하여 계산할 수 있다. 우선, 슬

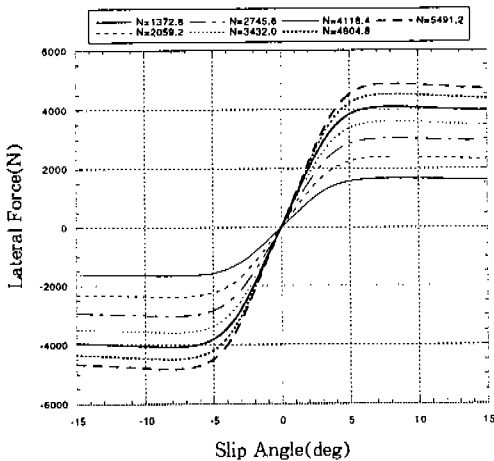


Fig.5 Lateral Force Data at Zero Camber

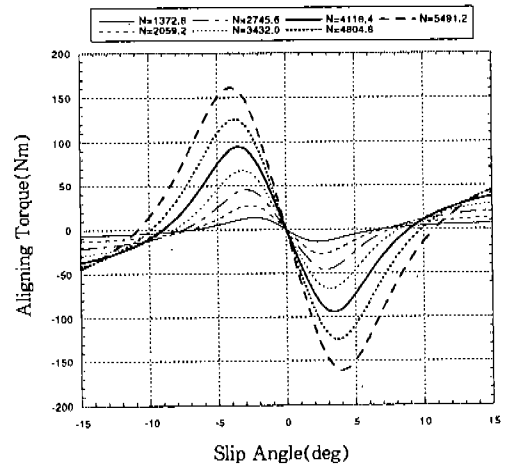


Fig.6 Aligning Torque Data at Zero Camber

립각과 조향각의 관계식, 힘과 모멘트의 평형식을 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\Psi = [\Psi_1 \ \Psi_2 \ \Psi_3 \ \Psi_4 \ \Psi_5 \ \Psi_6] \quad (43)$$

$$\begin{aligned} \Psi_1 &= F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \\ \Psi_2 &= A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + a(F_1 + F_2) - b(F_3 + F_4) \\ \Psi_3 &= \alpha_1 - E_{11}F_1 - E_{21}A_1 - \frac{HWA}{G_1} + \beta_1 - E_{\phi} \phi - \delta_{01} \\ \Psi_4 &= \alpha_2 - E_{12}F_2 - E_{22}A_2 - \frac{HWA}{G_2} + \beta_2 - E_{\phi} \phi - \delta_{02} \\ \Psi_5 &= \alpha_3 - E_{13}F_3 - E_{23}A_3 + \beta_3 - E_{\phi} \phi - \delta_{03} \\ \Psi_6 &= \alpha_4 - E_{14}F_4 - E_{24}A_4 + \beta_4 - E_{\phi} \phi - \delta_{04} \end{aligned}$$

여기서, $\mathbf{x} = [\alpha_1 \ \alpha_2 \ \alpha_3 \ \alpha_4 \ HWA \ \nu]$ 라 하고, 식 (43)을 만족시키는 \mathbf{x} 를 찾기 위하여 다음과 같은 반복 계산을 수행한다.

$$\Psi_x \Delta \mathbf{x} = -\Psi \quad (44)$$

$$\mathbf{x}^{i+1} = \mathbf{x}^i + \Delta \mathbf{x} \quad (45)$$

이때 Ψ 의 계산은 다음과 같은 간단한 해석식에 의해 수행할 수 있다.

$$\Psi_x = \begin{bmatrix} \psi_{11} & \psi_{12} & \psi_{13} & \psi_{14} & 0 & 0 \\ \psi_{21} & \psi_{22} & \psi_{23} & \psi_{24} & 0 & 0 \\ \psi_{31} & 0 & 0 & 0 & \psi_{35} & \psi_{36} \\ 0 & \psi_{42} & 0 & 0 & \psi_{45} & \psi_{46} \\ 0 & 0 & \psi_{53} & 0 & 0 & \psi_{56} \\ 0 & 0 & 0 & \psi_{64} & 0 & \psi_{66} \end{bmatrix} \quad (46)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } \psi_{11} &= \frac{\partial F_1}{\partial \alpha_1} \\ \psi_{12} &= \frac{\partial F_2}{\partial \alpha_2} \\ \psi_{13} &= \frac{\partial F_3}{\partial \alpha_3} \\ \psi_{14} &= \frac{\partial F_4}{\partial \alpha_4} \end{aligned}$$

$$\psi_{21} = \frac{\partial}{\partial \alpha_1} (A_1 + aF_1)$$

$$\psi_{22} = \frac{\partial}{\partial \alpha_2} (A_2 + aF_2)$$

$$\psi_{23} = \frac{\partial}{\partial \alpha_3} (A_3 + bF_3)$$

$$\psi_{24} = \frac{\partial}{\partial \alpha_4} (A_4 + bF_4)$$

$$\psi_{31} = 1 - E_{11} \frac{\partial F_1}{\partial \alpha_1} - E_{21} \frac{\partial A_1}{\partial \alpha_1}$$

$$\psi_{42} = 1 - E_{12} \frac{\partial F_2}{\partial \alpha_2} - E_{22} \frac{\partial A_2}{\partial \alpha_2}$$

$$\psi_{53} = 1 - E_{13} \frac{\partial F_3}{\partial \alpha_3} - E_{23} \frac{\partial A_3}{\partial \alpha_3}$$

$$\psi_{64} = 1 - E_{14} \frac{\partial F_4}{\partial \alpha_4} - E_{24} \frac{\partial A_4}{\partial \alpha_4}$$

$$\psi_{35} = -\frac{1}{G_1}$$

$$\psi_{45} = -\frac{1}{G_2}$$

$$\psi_{36} = \frac{1}{u(1-t_i/2R)}$$

$$\psi_{46} = \frac{1}{u(1+t_i/2R)}$$

$$\psi_{56} = \frac{1}{u(1-t_i/2R)}$$

$$\psi_{66} = \frac{1}{u(1+t_i/2R)}$$

여기서, $\frac{\partial F_i}{\partial \alpha_i}, \frac{\partial A_i}{\partial \alpha_i}$ 는 다음과 같이 해석적으로 주어진다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_i}{\partial \alpha_i} &= C_{\alpha i} \frac{\cos[C_1^F \arctan\{(1-E_1^F)B_1^F a_i + E_1^F \arctan(B_1^F a_i)\}]}{1 + \{(1-E_1^F)B_1^F a_i + E_1^F \arctan(B_1^F a_i)\}^2} \\ &\left\{ 1 - E_1^A + \frac{E_1^A}{1 + (B_1^A a_i)^2} \right\} \quad (47) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial A_i}{\partial \alpha_i} = N_{at} \frac{\cos[C_1^A \arctan\{(1-E_1^A)B_1^A a_i + E_1^A \arctan(B_1^A a_i)\}]}{1 + \{(1-E_1^A)B_1^A a_i + E_1^A \arctan(B_1^A a_i)\}^2}$$

$$\left\{ 1 - E_1^A + \frac{E_1^A}{1 + (B_1^A a_i)^2} \right\} \quad (48)$$

횡가속도가 주어지면, 먼저 α_i 를 각과 횡방향 하중 전이, 선형계수들을 계산하고, 식(43)~(46)의 과정을 통하여 4륜의 슬립각과 스티어링 각도, 횡방향 속도를 계산할 수 있다.

3. 해석 결과와 검증

해석 결과를 검증하기 위하여 실차에 의한 주행 시험과 현가특성시험기(SPMD)를 사용한 차량 파라미터 측정을 수행하였다. 본 연구에서는 Fig.7과 같은 실험차량을 사용하였다. 이 차량은 전후륜의 현가장치를 교체할 수 있고, 축거와 축하중을 쉽게 변경할 수 있도록 특별히 제작된 실험 전용 차량이다. 현가특성시험기(SPMD)에 의한 측정 결과와 실험에 의하여 구한 타이어 데이터를 해석식에서 이용하였다.

차량 주행 시험은 회전 반경 35m의 일정 반경

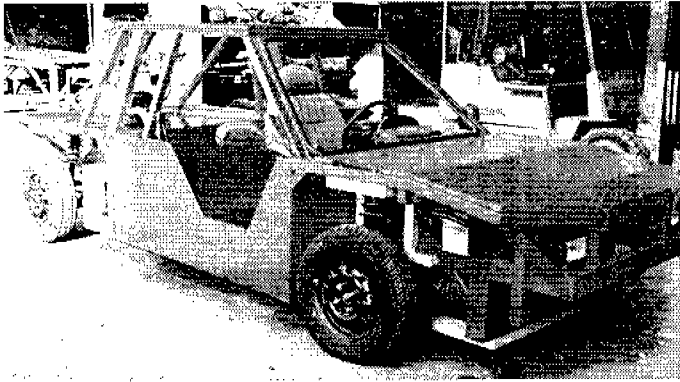


Fig.7 Experimental Vehicle

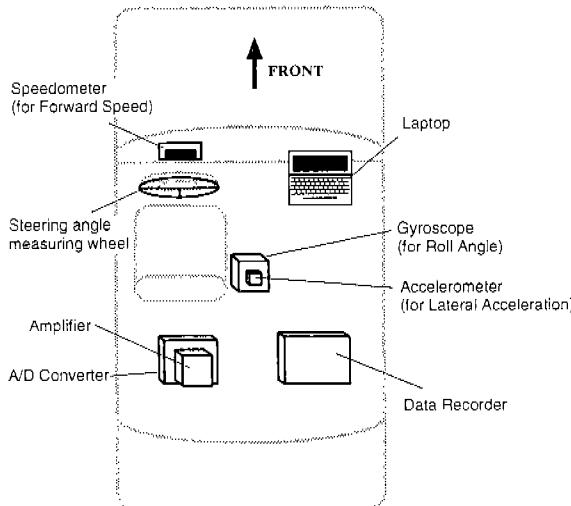


Fig.8 Setup of Measuring Equipments

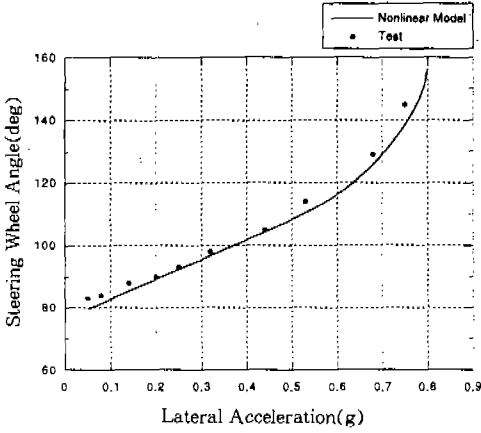


Fig.9 Comparison of Steering Wheel Angles

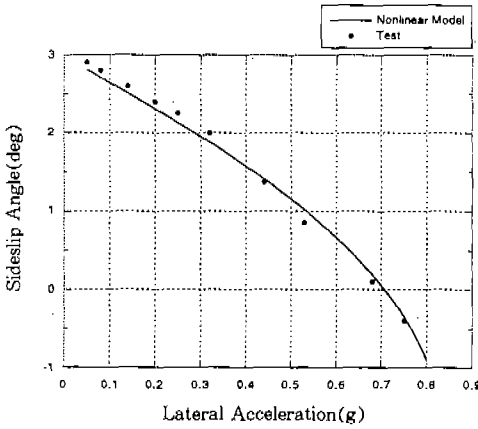


Fig.10 Comparison of Sideslip Angles

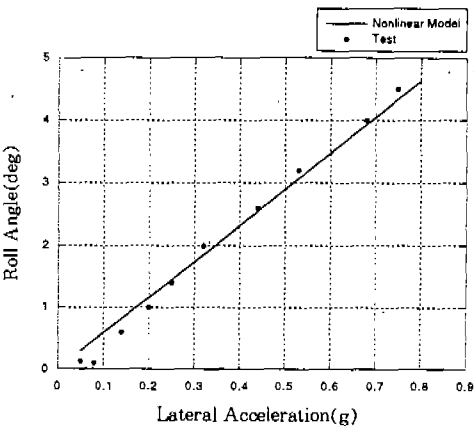


Fig.11 Comparison of Roll Angles

정상 원선회 주행 시험으로 실험 차량이 가능한 한계까지 측정하였다. Fig.8은 시험 장비의 배치 도를 나타낸다.

Fig.9는 횡가속도에 대한 스티어링휠 각도의 변화를 보여주고 있다. 전체적으로 주행시험의 결과와 해석의 결과는 잘 일치하고 있는데, 횡가속도 0.7g 이상의 범위에서 조향각이 급격하게 커지며, 0.8g에서 선회주행의 한계에 도달하는 것을 볼 수 있다. 이것은 실차 주행시험의 결과와 유사한 결과이며, 언더스티어 차량의 일반적인 특성과도 일치하는 것이다. Fig.10과 Fig.11은 각각 사이드슬립각과 롤 각의 결과이다.

차량의 선회 성능에 대한 지표로서 널리 쓰이는 것은 언더스티어 구배(Understeer Gradient)이다. 이것은 정상상태 선회주행시 횡가속도를 증가시킬 경우 스티어링휠의 각도를 어느 정도 증가시켜야 하는가를 나타내며, 정상원 선회의 경우 SAE J670e Vehicle Dynamics Terminology에 의하면 다음 식과 같이 표현된다.

$$K(a_y) = \frac{\partial(HWA)}{G\partial a_y} \quad (49)$$

여기서, G = overall steering ratio

본 논문에서는 선회 외측과 선회 내측의 조향비(Steering Ratio)가 다른 경우도 고려하고 있으므로 이 경우의 어려움을 피하기 위하여 언더스티어 구배의 계산에서 조향비를 생략하고 다음 식과 같이 표현하기로 한다.

$$K(a_y) = \frac{\partial(HWA)}{\partial a_y} \quad (50)$$

롤 운동과 하중 전이를 고려한 모델에서는 횡가속도가 변함에 따라서 언더스티어 구배도 변하게 된다. Fig.12는 횡가속도에 대한 언더스티어 구배의 변화를 보여주고 있다. 여기서, 횡가속도 0.5g 근방에서부터 언더스티어 구배가 급격히 증가하기 시작하고, 0.8g에서 무한대로 발산하는 것을 볼 수 있는데, 이는 본 차량의 정상상태 선회주행의 한계로 볼 수 있다. Fig.13, Fig.14는 각각 전륜의 횡방향 힘과 슬립각을, Fig.15, Fig.

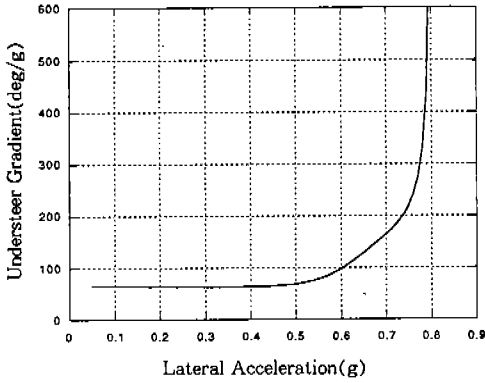


Fig.12 Understeer Gradient

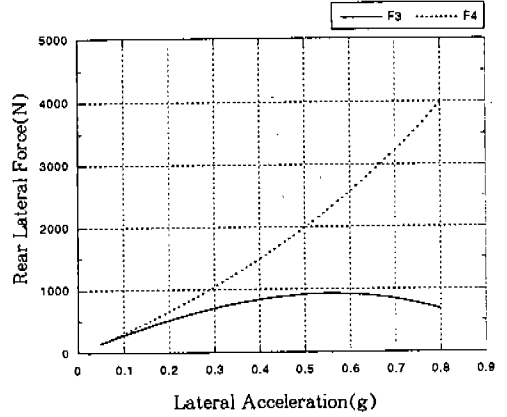


Fig.15 Lateral Forces of Rear Wheels

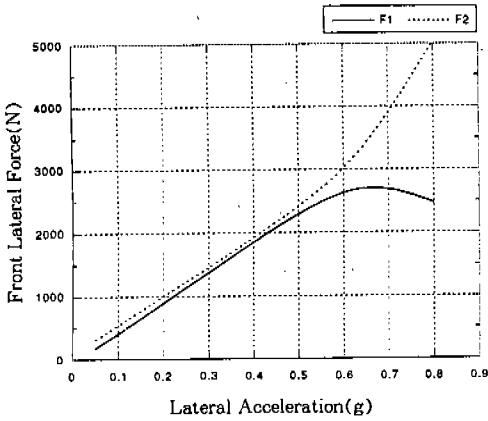


Fig.13 Lateral Forces of Front Wheels

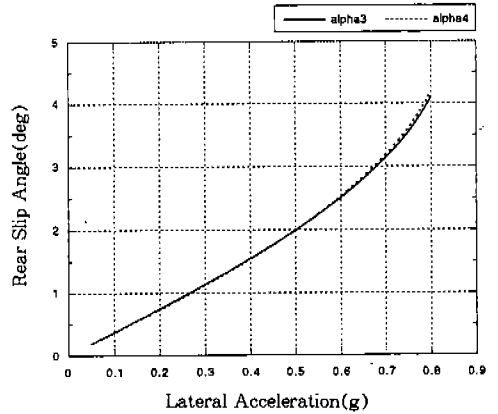


Fig.16 Slip Angles of Rear Wheels

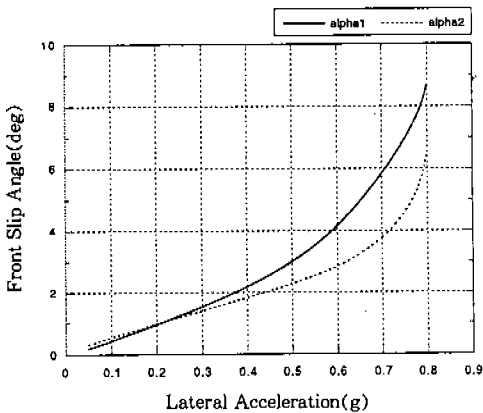


Fig.14 Slip Angles of Front Wheels

16은 각각 후륜의 횡방향 힘과 슬립각을 보여주고 있다. 전륜의 횡방향 힘은 선회 외측이 다소 큰 수치를 보여주지만 0.5g 정도까지는 내외륜의 차이가 크지 않음을 볼 수 있다. 반면, 슬립각은 내륜($i=1$)보다 외륜($i=2$)에서 상당히 작은 값을 갖고 있는 것을 볼 수 있다. 이는 횡력에 대한 외륜의 강성이 내륜보다 크게 됨을 의미하며, 하중 전이에 의한 결과로 볼 수 있다. 횡가속도 0.8g 부근에서 슬립각은 급격히 증가하는데, 이는 횡방향 힘이 포화(Saturation)되어 선회주행의 한계에 도달했음을 보여준다. 이 상태를 넘어서면 차량은 더이상 선회하지 못하고 미끄러져 나가게 된다. 후륜에서는 내외륜의 슬립각의 차이

가 크지 않은 반면 외륜($i=4$)의 횡방향 힘이 내륜($i=3$)의 횡방향 힘보다 매우 큰 것을 볼 수 있다. 이것도 역시 외륜의 횡방향 힘에 대한 감성이 내륜보다 큰 것을 나타내며, 하중 전이의 영향으로 볼 수 있다. 후륜에서는 슬립각의 급격한 증가는 일어나지 않는데, 이는 후륜의 중량 배분이 전륜보다 작으므로 전륜에서 먼저 미끄럼이 일어나게 되기 때문이다.

4. 언더스티어 구배 기여도의 비교

본 연구에서는 차량의 정상상태 선회주행 성능을 정확히 표현하기 위하여 도입할 수 있는 모든 파라미터를 사용하여 관계식을 유도하였다. 이들 파라미터의 영향을 판별하기 위하여 본 논문에서는 차량의 파라미터에 의하여 결정되는 선회주행의 요소들을 횡방향 힘에 의한 변형조향, 정렬토크에 의한 변형조향, 롤 캄버, 롤 조향 등의 4가지로 나누었고, 앞 절에서 구한 선회주행 관계식을 이용하여 이들 선회주행 요소들이 차량의 정상상태 선회주행 성능에 어느 정도의 영향을 미치는지를 판별하였다.

하중 전이를 고려하지 않는 2차원 2륜 선형 모델에서는 횡방향 하중 전이를 제외한 이들 선회주행 요소들의 영향을 각각 독립적으로 계산할 수 있으므로 이들에 의한 언더스티어 구배를 각각 구하여 다음 식과 같이 언더스티어 구배를 계산할 수 있다.¹⁾⁸⁾

$$K = K_{WD+AT} + K_{LF} + K_{RC} + K_{RS} \quad (51)$$

K_{WD+AT} : Understeer gradient due to the weight distribution and the aligning torques

K_{LF} : Understeer gradient due to the lateral force deflection

K_{RC} : Understeer gradient due to the roll camber

K_{RS} : Understeer gradient due to the roll steer

그러나, 횡방향 하중 전이와 타이어의 비선형성을 모두 고려한 모델에서는 식 (51)과 같이 단순한 선형 합으로 언더스티어 구배를 정의하는 것은 불가능하므로 기여도를 구하기 위해서는 다른 방법이 필요하다. 그러므로, 본 연구에서는 특정한 선회주행 요소를 배제한 언더스티어 구배를 계산하고, 이 값과 본래의 언더스티어 구배와의 차를 백분율로 계산한 값을 선회주행 요소의 언더스티어 기여도로 정의하였다.

$$Contribution(\%) = \frac{K(a_y) - K^*(a_y)}{K(a_y)} \times 100 \quad (52)$$

K^* = Understeer Gradient without consideration of a Factor

위와 같이 정의된 기여도는 각각의 선회주행 요소들에 대해서만 판별할 수 있는 것이므로, 모든 선회주행 요소들의 기여도의 합은 100%가 되지 않을 수도 있다. 여기서, 기여도가 클수록 언더스티어에 미치는 선회주행 요소의 영향이 큼을 나타내며, 기여도가 음(-)의 값이 되는 것은

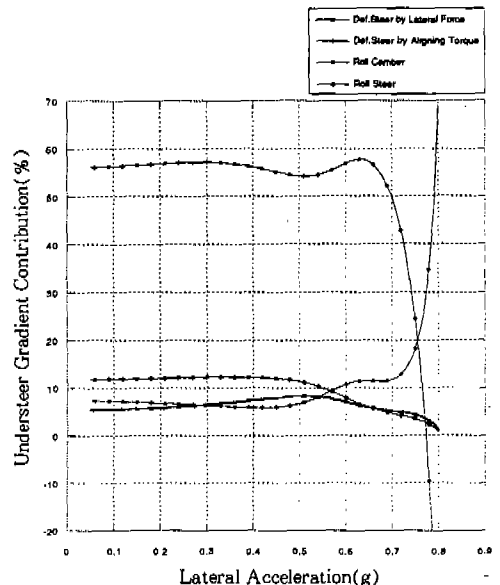


Fig.17 Understeer Gradient Contributions of Cornering Factors

그 선회 요소가 언더스티어의 경향을 감소시키는 것을 나타낸다. 이때, K와 K*는 모두 횡가속도 a_x 에 대하여 계산되므로 기여도는 횡가속도에 따라서 변하게 된다.

Fig.17은 횡방향 힘에 의한 변형조향, 정렬토크에 의한 변형조향, 롤 챔버, 롤 조향의 언더스티어 구배에 대한 기여도를 횡가속도의 함수로 비교하여 보여주고 있다. 그림에서, 횡가속도가 작을 때는 정렬토크에 의한 변형조향의 기여도가 가장 크게 나타난다. 그러나, 횡가속도 0.65g부근에서 정렬토크에 의한 변형조향의 기여도는 급격히 떨어지며, 낮은 횡가속도에서 기여도가 작았던 롤 챔버의 기여도가 이 영역에서는 급격히 커지는 것을 볼 수 있다. 횡방향 힘에 의한 변형

조향과 롤 조향의 기여도는 대체로 균일하나 횡가속도 0.6g 이상에서는 점점 줄어든다.

Fig.18은 각 선회주행 요소들 별로 전후륜별 기여도를 구한 것이다. Fig.18(a)는 정렬토크에 의한 변형조향의 기여도이다. 그림에서 정렬토크에 의한 변형조향의 기여도는 모두 전륜의 변형조향에 의한 것임을 알 수 있다. 본 차량은 전륜 현가장치의 정렬토크에 대한 변형조향 계수가 대단히 큰데 이것이 언더스티어 구배에 그대로 반영되었음을 알 수 있다. 그러나, 횡가속도 0.6g 이상의 범위에서는 정렬토크에 의한 변형조향의 기여도는 크게 줄어든다. Fig.18(b)는 횡방향 힘에 의한 변형조향의 기여도이다. 전륜의 변형조향은 언더스티어 성능에 큰 영향을 미치지 못하

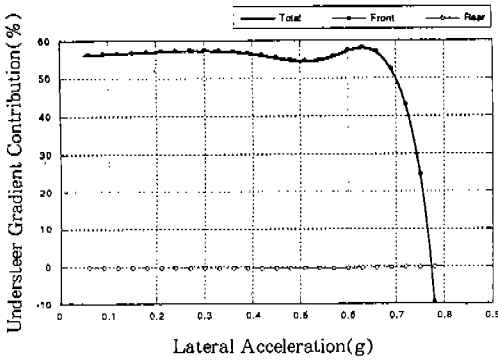


Fig.18. (a) Understeer Gradient Contribution of Deflection Steer by Aligning Torque

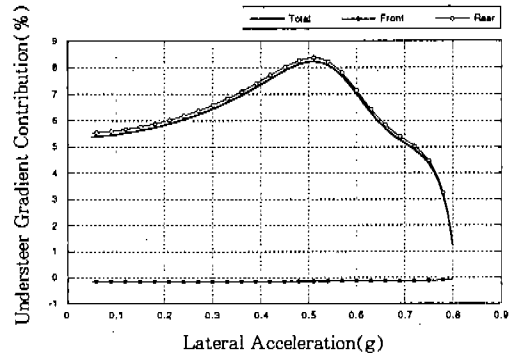


Fig.18 (b) Understeer Gradient Contribution of Deflection Steer by Lateral Force

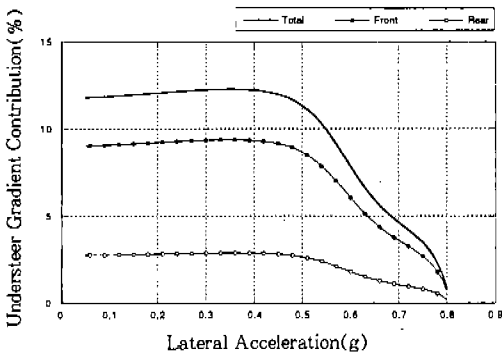


Fig.18 (c) Understeer Gradient Contribution of Roll Steer

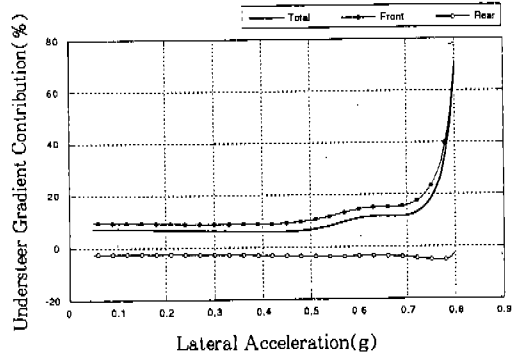


Fig.18 (d) Understeer Gradient Contribution of Roll Camber

고 있으며, 후륜의 변형조향은 언더스티어 경향을 증대시킨다. 본 차량은 횡방향 힘이 가해질 때 후륜이 선회 내측을 향하여 조향(토우인)되는 변형조향 특성을 갖고 있으며, 이 특성에 의하여 차량의 선회 안정성이 향상됨을 알 수 있다. Fig.18(c)는 롤 조향의 기여도이다. 본 실험 차량은 선회주행시 전륜은 선회 외측을 향하여, 후륜은 선회 내측을 향하여 조향되는 롤 조향 특성을 갖고 있다. 그러므로, 전후륜의 롤 조향은 모두 언더스티어 구배를 증가시키게 되는데 이를 그림으로부터 확인할 수 있다. 롤 조향의 기여도는 횡가속도 0.5g까지는 균일하나 횡가속도가 더 커지면 점점 줄어든다. Fig.18(d)는 롤 캠버의 기여도이다. 본 실험 차량의 데이터에서 롤 캠버의 크기 자체는 전후륜이 비슷하나 언더스티어 기여도의 절대값은 전륜 쪽이 후륜에 비하여 매우 큰 것을 볼 수 있다. 또한, 그림으로부터 전륜의 롤 캠버는 언더스티어 구배를 증가시키며 후륜 롤 캠버는 언더스티어 구배를 감소시키는 것을 알 수 있다. 특히 횡가속도 0.7g 이상의 범위에서 전륜 롤 캠버의 기여도가 급격히 증가하는데, 이것은 Fig.13, Fig.14에서 슬립각이 급격하게 증가하는 범위와 비슷하다. 그러나, Fig.15, Fig.16에서 후륜의 횡방향 힘과 슬립각은 포화 영역에 도달하지 못함을 볼 수 있고, 후륜 롤 캠버의 기여도는 급격히 증가하지 않는다. 이를 통하여 높은 횡가속도에서 타이어에 작용하는 횡방향 힘이 포화에 도달하는 범위에서는 롤 캠버가 선회 성능에 중요한 역할을 하게 됨을 알 수 있다.

5. 결 론

차량의 롤 운동과 설계 파라미터의 영향을 포함할 수 있는 모델을 설정하여 정상상태 선회주행시의 횡가속도와 조향각의 관계를 계산하였다. 수직하중, 슬립각, 캠버각의 변화에 대한 타이어의 비선형적인 특성을 고려하기 위하여 Delft Tire 모델을 바탕으로 횡방향 힘과 정렬토크를 표현하였다. 결과의 관계식은 대수적인 형태로 표현하였으며 SPMD에 의한 측정의 결과로 얻

어진 차량 설계 파라미터들을 대입하여 Newton-Raphson 방법을 통하여 그 해를 구하였다. 정상 원회주행의 실차 시험을 수행하여 비교함으로써 해석의 결과를 검증하였다. 차량의 설계 파라미터의 영향을 판별하기 위하여 파라미터들을 4가지의 선회주행 요소로 구분하였고, 선회주행 요소들의 언더스티어 구배 기여도를 계산하였다. 이를 통하여, 횡가속도가 작은 영역에서는 정렬토크에 의한 변형조향의 기여도가 가장 크며, 횡가속도가 한계 영역에 가까워지면 롤 캠버의 기여도가 급격히 커지는 것을 관찰하였다. 또한, 횡방향 힘에 의한 변형조향과 롤 조향의 기여도는 타이어 특성이 선회에 가까운 영역에서는 균일하나, 타이어의 비선형 특성이 강하게 나타나는 영역에서는 서서히 감소하는 것을 알 수 있었다.

후 기

본 논문은 1995학년도 교육부 학술연구조성비 (ME95-D09)에 의해 수행된 연구의 일부로서 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. R. T. Bundorf, "The Influence of Vehicle Design Parameters on Characteristic Speed and Understeer," SAE paper No. 670078, 1967.
2. A. S. Hogg, J. G. Dickson, S. J. Maddison, and A. J. Yardley, "Design and Prediction of Vehicle Handling and Stability," SAE paper No.925045, 1992.
3. H. P. Willumeit, M. Neclau, A. Vikas and A. W hler, "Mathematical Models for Computation of Vehicle Dynamic Behaviour during Development," FISITA paper No.925046, 1992.
4. Hideki Sakai, and Yukiharu Satoh, "The Impact of Roll Center Height on Vehicle Dynamic Behavior," JSAE Review 15, 1994.

5. Egbert Bakker, Hans B. Pacejka, and Lars Lidner "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE paper No.890087, 1989.
6. Egbert Bakker, Lars Nyborg, and Hans B. Pacejka, "Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies," SAE paper No. 870421, 1987.
7. W. F. Milliken, D. L. Milliken, "Race Car Vehicle Dynamics," SAE, 1995.
8. T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," SAE, 1992.
9. S. A. Lukowski, R. A. Fiedler, and P. W. Claar, "An Investigation of a Road-Vehicle Directional Behavior Under Steady-State Conditions," SAE paper No.911872, 1991.
10. K. A. Stonex, "Car Control Factors and Their Measurement," SAE Journal, Vol. 48, No.3, 1941.