

전차륜 독립휠 구동 및 조향 제어 기반 특수목적용 6WD/6WS 차량의 주행제어 알고리즘 연구

A Study on Maneuvering Control Algorithm Based on All-wheel Independent Driving and Steering Control for Special Purpose 6WD/6WS Vehicles

이 대 옥*

Daeok Lee

여 승 태*

Seungtai Yeo

ABSTRACT

This paper discusses the maneuvering control algorithm based on all-wheel independent driving and steering control techniques for special purpose 6WD/WS vehicles. The maneuvering control algorithms considering superior dynamic characteristics of high power in-wheel motors and independent steering system are designed to perform driving, steering, vehicle stability, and fault tolerant control. The maneuvering controller applies sliding and optimal control theories considering optimal torque distribution and friction circle related to the vertical tire force. The fault tolerant control algorithm is applied to obtain the similar maneuverability to that of the non-faulty vehicle. The simulations using the Matlab/Simulink dynamics model and experiments using HIL simulator mounting the real controllers with the designed control algorithms prove the improved performances in terms of vehicle stability and maneuverability.

Keywords : All-wheel Independent Control(전차륜 독립 제어), Friction Circle(마찰원), Lateral Stability Control(횡 안정성 제어), Maneuvering Controller(주행 제어기)

1. 서론

독립휠 제어형 다축 추진장치는 고성능의 인휠모터를 휠에 직접 장착하여 파워트레인 요소를 제거함으로써 특수 임무 수행을 위한 차량 내부 공간을 증대시킴

은 물론 차량의 기동성 및 생존성을 개선시킬 수 있는 신개념의 전기식 추진 시스템이다. 이러한 독립구동 및 복합조향 기반의 독립휠 제어형 추진장치를 적용한 차량의 주행제어를 위해서는 새로운 개념의 통합 주행 제어 기법이 필요하다. 통합 주행제어기는 인휠모터의 고응답성과 독립구동 특성을 기반으로 주행제어(조향, 구동, 제동), 고속주행 안정성 제어(횡, 전복, 자세 안정성), 고장 안전제어(센서, 액츄에이터)를 수행한다.

다축 독립휠 구동 6WD/6WS 차량은 구동성, 조향성

† 2013년 2월 27일 접수~2013년 5월 17일 게재승인

* 국방과학연구소(ADD)

책임저자 : 이대옥(daeoklee@add.re.kr)

및 안정성이 우수하며 중륵에 의해 하중을 배분함으로써 급가속이나 제동시에 피치각을 감소시키는 이점이 있으며, 2WD/2WS, 4WD/4WS 차량보다 우수한 가속력과 제동력을 가지고 있기 때문에 미끄러운 노면이나 야지 주행 시 몇 개의 차륵이 고장났을 경우에도 별 문제없이 임무를 수행할 수 있다^[1]. 4륵 차량을 대상으로 독립 조향의 경우 능동 조향, 요 모멘트 제어 등의 차량 안정성 제어기법 연구와 횡방향 및 종방향 타이어 힘을 최적 배분하여 차량의 안정성을 향상시키는 연구가 활발히 진행되었다^[2,3]. 4륵 차량의 횡안정성을 개선하기 위한 많은 연구들이 수행되어 온 것에 비해 6륵 구동 차량의 주행 제어 알고리즘에 관한 연구는 활발하게 이루어지지 않았다. Huh 등^[4]은 6륵 차량이 요 속도 및 횡 가속도 관점에서 중륵 조향의 영향이 상당함을 보여주었으며, 사이드 슬립각을 최소화하기 위한 새로운 6륵 조향 제어 법칙을 제안하였다. Jackson 등^[5]은 코너링 중 6륵 차량의 안정성을 개선하기 위한 DYC(Direct Yaw moment Control)를 이용한 요 속도 제어방법의 적용을 제안하였다. An 등^[6]은 코너링 중 주행성능을 개선하기 위하여 6개의 차륵의 조향각을 독립적으로 제어함으로써 사이드 슬립각과 요 속도가 제어되도록 하였다. Kim 등^[7]은 6WD/6WS 차량의 횡 안정성과 주행성능을 향상시키기 위하여 마찰원을 고려한 최적 토크 분배 제어에 기반한 주행제어기를 설계하여 개루프 및 폐루프 시뮬레이션을 수행하여 제어기의 성능을 입증하였다. Han 등^[8]은 6륵 차량의 종/횡 방향 타이어 힘을 최적화하는 방법을 이용하여 6WD/6WS의 제어입력을 배분하여 차량의 거동을 향상시키는 연구를 수행하였다. Chae 등^[9]은 독립 조향 및 인휠모터 구동 하이브리드 6WD/6WS 차량에 대한 3단계 고장허용 전략을 제시하였으며, Lee 등^[10]은 독립휠 제어형 특수목적용 전기추진 차량에 대한 주행제어 시스템의 통합 주행제어 알고리즘을 설계하여 시뮬레이션 및 HIL 시뮬레이터 시험을 통하여 성능을 검증하였다.

본 연구에서는 전차륜 독립휠 구동 및 조향 제어를 기반으로 하는 전기 추진 6WD/6WS 특수 차량에 대하여 기동 성능 및 주행 안정성을 극대화시키기 위한 주행 제어 알고리즘 설계 결과를 제시하고자 한다. 구동제어, 조향제어 및 주행 안정성 제어를 수행하기 위하여 고회전 인휠모터의 우수한 동적 특성과 독립 조향 시스템을 고려하여 통합 주행제어 알고리즘을 설계하고, 설계된 통합 주행제어 시스템에 대한 차량 안

정성 및 기동성 측면에서 시뮬레이션 및 시험 결과를 보여주고 있다.

2. 독립휠 제어형 차량의 동역학 모델링

연구 대상 모델은 독립휠 제어형 다축추진 시스템이 적용된 6WD/6WS 차량이다. 휠 구동은 6개의 인휠모터를 장착하여 각 차륵의 독립 구동 및 회생제동이 가능하고, 휠 조향은 6개의 독립 조향모터를 적용한 애커만 조향과 좌우 차륵의 속도차에 의한 스키드 조향을 효율적으로 구현하는 복합조향 기능을 갖는다. 운전자의 요구에 따라 주행제어기로부터 인휠모터 제어기에 명령이 전달되어 인휠모터를 제어하여 목표 구동력과 제동력을 제공하고, 좌우 인휠모터의 속도차에 의한 스키드 조향과 조향모터에 의한 선회각 조향을 한다^[9,10].

전차량 모델은 Fig. 1과 같이 상질량의 6자유도 동역학 모델, 6개의 현가 모델, 6개의 휠 동역학 모델을 포함한 18자유도 모델로 구성된다. 상질량의 거동은 조향 입력과 종방향과 횡방향의 타이어 및 현가장치 힘에 의해 결정된다.

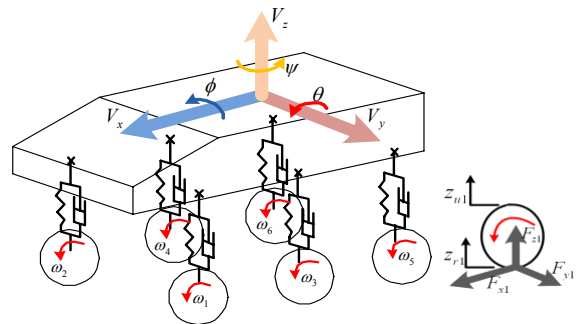


Fig. 1. Dynamics model of 6WD/6WS vehicle

Fig. 1에 도시한 상질량의 힘과 모멘트는 뉴턴 및 오일러 방정식을 이용하여 식 (1), (2)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, M_s 는 상질량(m_s)과 6개의 하질량(m_u)을 합한 전체 차량 질량이다.

$$\sum F = Ma_G \quad \begin{cases} \Sigma F_x = M_s(a_x + v_x w_y - v_y w_x) \\ \Sigma F_y = M_s(a_y + v_x w_z - v_z w_x) \\ \Sigma F_z = M_s(a_z + v_x w_x - v_x w_y) \end{cases} \quad (1)$$

Table 1. Parameter values of 6WD/6WS Vehicle

Parameter	Value
Sprung mass (m_s)	7200 [kg]
Unsprung mass (m_u)	262 [kg]
Wheel base (L)	3.180 [m]
Length from C.G to i-th wheel axis ($l_{\#i}$)	1.382 [m]
	0.268 [m]
	1.798 [m]
Moment of inertia (I_z)	37,303 [kg-m ²]
Wheel moment of inertia (J_w)	51 [kg-m ²]
Suspension spring stiffness (K_t)	80,000 [N/m]
Wheel stiffness (K_r)	560,000 [N/m]
Steering column inertia (I_h)	0.035 [kg-m ²]
Steering column stiffness (K_i)	50,000 [Nm/rad]
Wheel tread of i-th wheel axis ($t_{\#i}$)	2.296 [m]
Height from tire contact point to C.G ($h_{\#i}$)	1.107 [m]
Wheel radius(r)	0.560 [m]

$$\begin{aligned} \Sigma M_x &= I_x a_x + (I_z - I_y) w_y w_z \\ \Sigma M_y &= I_y a_y + (I_x - I_z) w_z w_x \\ \Sigma M_z &= I_z a_z + (I_y - I_x) w_x w_y \end{aligned} \quad (2)$$

중방향과 횡방향의 타이어 힘의 총 합은 각각 식 (3), (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$\Sigma F_x = \sum_{i=1}^6 F_{i_tirex} \cos(\gamma_i) - \sum_{i=1}^6 F_{i_tirey} \sin(\gamma_i) \quad (3)$$

$$\Sigma F_y = \sum_{i=1}^6 F_{i_tirey} \cos(\gamma_i) + \sum_{i=1}^6 F_{i_tirex} \sin(\gamma_i) \quad (4)$$

중방향과 횡방향 타이어 힘과 각 타이어에 작용하는 하중에 의한 각 방향의 모멘트의 총 합은 식 (5), (6), (7)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Sigma M_x &= h_{\#1} \left[\sum_{i=1}^2 F_{i_tirex} \sin(\gamma_i) + \sum_{i=1}^2 F_{i_tirey} \cos(\gamma_i) \right] \\ &+ h_{\#2} \left[\sum_{i=3}^4 F_{i_tirex} \sin(\gamma_i) + \sum_{i=3}^4 F_{i_tirey} \cos(\gamma_i) \right] \\ &+ h_{\#3} \left[\sum_{i=5}^6 F_{i_tirey} \right] \\ &+ \frac{t_{\#1}}{2} (F_{s1} - F_{s2}) + \frac{t_{\#2}}{2} (F_{s3} - F_{s4}) + \frac{t_{\#3}}{2} (F_{s5} - F_{s6}) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_y &= h_{\#1} \left[F_{1_tirey} \sin(\gamma_1) - F_{1_tirex} \cos(\gamma_1) + F_{3_tirey} \sin(\gamma_3) \right] \\ &\left[-F_{3_tirex} \cos(\gamma_3) - F_{5_tirex} \right] \\ &+ h_{\#2} \left[F_{2_tirey} \sin(\gamma_2) - F_{2_tirex} \cos(\gamma_2) + F_{4_tirey} \sin(\gamma_4) \right] \\ &\left[-F_{4_tirex} \cos(\gamma_4) - F_{6_tirex} \right] \\ &- l_{\#1} \sum_{i=1}^2 F_{si} - l_{\#2} \sum_{i=3}^4 F_{si} + l_{\#3} \sum_{i=5}^6 F_{si} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_z &= l_{\#1} \sum_{i=1}^2 [F_{i_tirey} \cdot \cos(\gamma_i) + F_{i_tirex} \cdot \sin(\gamma_i)] \\ &+ l_{\#2} \sum_{i=3}^4 [F_{i_tirey} \cdot \cos(\gamma_i) + F_{i_tirex} \cdot \sin(\gamma_i)] - l_{\#3} \sum_{i=5}^6 F_{i_tirey} \\ &+ \frac{t_{\#1}}{2} [-F_{1_tirex} \cdot \cos(\gamma_1) + F_{1_tirey} \cdot \sin(\gamma_2) + F_{2_tirex} \cdot \cos(\gamma_3)] \\ &+ \frac{t_{\#2}}{2} [-F_{3_tirex} \cdot \cos(\gamma_3) + F_{3_tirey} \cdot \sin(\gamma_3) + F_{4_tirex} \cdot \cos(\gamma_4)] \\ &+ \frac{t_{\#3}}{2} [-F_{5_tirex} + F_{6_tirex}] - \sum_{i=1}^6 M_{i_tirex} \end{aligned} \quad (7)$$

대상 차량은 엔진으로부터 구동력이 전달되는 고전적 방식과 달리 인휠모터가 직접 휠에 토크를 발생시켜 휠의 각속도를 발생시킨다. 각 휠의 회전 운동은 해당 휠의 토크와 중방향 타이어 힘에 의하여 결정되며, 이 운동에 대한 방정식은 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서, J_w 는 휠 관성모멘트를 나타낸다.

$$J_w \cdot \frac{d\omega_i}{dt} = T_i - r_i \cdot F_{i_tirex} \quad (8)$$

인휠모터의 토크 입력에 대한 출력의 관계는 식 (9)와 같이 일정한 시정수(τ_m)를 가지는 1차 시간지연 응답으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{T_{out}}{T_{com}} = \frac{1}{1 + \tau_m \cdot s} \quad (9)$$

각 휠의 중방향 및 횡방향 타이어 힘은 슬립율, 슬립각, 수직방향 타이어 힘에 의해 결정된다. 각 휠의 슬립율(λ_i)은 차량의 속도와 휠 속도(v_i)에 의해 식

(10)과 같이 계산할 수 있고, 차량의 휠 속도는 식 (12)에 의해 결정된다. 슬립각(α_i)은 식 (11)과 같이 정의되고, 속도 벡터와 차량의 x 축과의 사이각(ξ_i)은 식 (13)과 같이 정의된다. 여기서, r_i 는 휠 반경을 나타낸다.

$$\lambda_i = \begin{cases} \frac{r_i \cdot \omega_i - v_i \cos \alpha_i}{r_i \cdot \omega_i} & \text{if } (\lambda_i > 0) \\ \frac{r_i \cdot \omega_i - v_i \cos \alpha_i}{v_i \cos \alpha_i} & \text{if } (\lambda_i \leq 0) \end{cases} \quad (10)$$

$$\alpha_i = \delta_i - \xi_i \quad (11)$$

$$\begin{aligned} v_1 &= \sqrt{(v_{1_tirey} + l_{\#1}\gamma)^2 + \left(v_{1_tirex} - \frac{l_{\#1}}{2} \cdot \gamma\right)^2}, & v_2 &= \sqrt{(v_{2_tirey} + l_{\#2}\gamma)^2 + \left(v_{2_tirex} + \frac{l_{\#2}}{2} \cdot \gamma\right)^2} \\ v_3 &= \sqrt{(v_{3_tirey} + l_{\#3}\gamma)^2 + \left(v_{3_tirex} - \frac{l_{\#3}}{2} \cdot \gamma\right)^2}, & v_4 &= \sqrt{(v_{4_tirey} + l_{\#4}\gamma)^2 + \left(v_{4_tirex} + \frac{l_{\#4}}{2} \cdot \gamma\right)^2} \\ v_5 &= \sqrt{(v_{5_tirey} + l_{\#5}\gamma)^2 + \left(v_{5_tirex} - \frac{l_{\#5}}{2} \cdot \gamma\right)^2}, & v_6 &= \sqrt{(v_{6_tirey} + l_{\#6}\gamma)^2 + \left(v_{6_tirex} + \frac{l_{\#6}}{2} \cdot \gamma\right)^2} \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \tan(\xi_1) &= \frac{v_{1_tirey} + l_{\#1}\gamma}{v_{1_tirex} - \frac{l_{\#1}}{2} \cdot \gamma}, & \tan(\xi_2) &= \frac{v_{1_tirey} + l_{\#1}\gamma}{v_{1_tirex} + \frac{l_{\#1}}{2} \cdot \gamma} \\ \tan(\xi_3) &= \frac{v_{1_tirey} + l_{\#2}\gamma}{v_{1_tirex} - \frac{l_{\#2}}{2} \cdot \gamma}, & \tan(\xi_4) &= \frac{v_{1_tirey} + l_{\#2}\gamma}{v_{1_tirex} + \frac{l_{\#2}}{2} \cdot \gamma} \\ \tan(\xi_5) &= \frac{v_{1_tirey} + l_{\#3}\gamma}{v_{1_tirex} - \frac{l_{\#3}}{2} \cdot \gamma}, & \tan(\xi_6) &= \frac{v_{1_tirey} + l_{\#3}\gamma}{v_{1_tirex} + \frac{l_{\#3}}{2} \cdot \gamma} \end{aligned} \quad (13)$$

3. 통합 주행제어 알고리즘 설계

통합 주행제어 시스템은 운전자의 구동, 조향 및 제동 명령이 운용제어기를 거쳐 통합 주행 제어기에 전달되고, 차량에 설치된 센서로부터 작동 및 주행 상황에 대한 정보를 받아 차량의 주행에 필요한 출력 명령을 생성하여 구동제어기와 조향제어기를 통하여 구동장치와 조향장치를 구동시킨다.

통합주행제어 알고리즘은 Fig. 2에 도시한 바와 같이 주행제어 알고리즘, 고속 주행 안정성 제어 알고리즘과 고장 안전제어 알고리즘으로 구성되어 있다. 차체의 요 속도 제어와 차속 제어를 기반으로 고속 주행 시 안정성 확보를 위한 고속주행 안정성 제어, 전복방지 제어 및 슬립을 제어를 통해 주행성능 향상과 안

정성 확보를 가능하게 한다. 특히, 고속 주행 및 야지 주행 시 차량을 안정적으로 제어하도록 개별 휠 제어를 통하여 고기동성을 확보하기 위한 차량 제어를 하고, 복합조향, 복합제동, 고장진단 및 안전제어를 수행한다.

주행제어 알고리즘은 운전자의 의도 및 차량 상태에 따라 주행모드를 결정하고 차량의 구동, 조향 및 제동 제어를 수행한다.

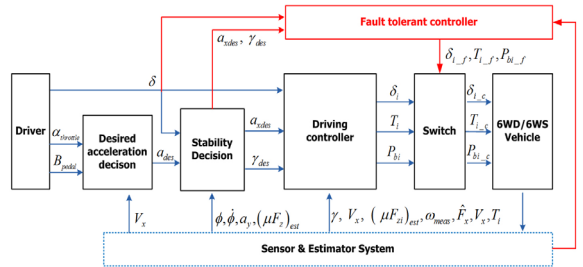


Fig. 2. Block diagram of integrated maneuvering control algorithm

차량의 운용모드는 주행모드와 조향모드로 분류되며, 주행모드는 일반 주행, 복합조향 주행, 극저속 주행모드로 구분되고, 조향모드는 일반 조향, 회피 조향, 역위상 조향과 제자리 조향으로 나누어진다. Fig. 3은 상위제어기와 하위제어기로 구성된 주행제어기의 블록 선도를 보여주고 있다.

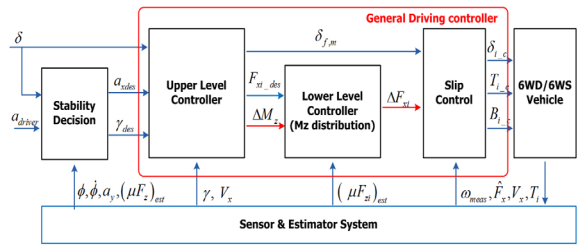


Fig. 3. Block diagram of driving controller

상위제어기는 안정성 제어에서 결정된 감가속도와 요 속도를 생성하기 위해 차량의 목표 힘과 요 모멘트를 결정한다. 상위제어기는 운전자의 조향 입력을 통해 각 차륜의 조향각을 애커만 방법을 기반으로 결정하고, 안정성 제어기에서 결정된 목표 요 속도를 만족시키기 위하여 비선형 거동에 적합하고 빠른 응답 특성을 갖는 슬라이딩 제어 기법을 기반으로 요 모멘

트를 결정한다. 또한, 안정성 제어에서 결정된 목표 감가속도를 만족시키기 위하여 PID 제어 기법을 기반으로 목표 힘을 결정하여 차량 속도를 제어한다.

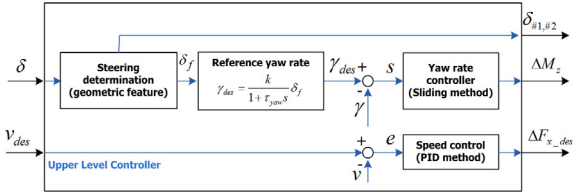


Fig. 4. Block diagram of upper level controller

차량의 목표 속도를 만족시키기 위해 필요한 종방향 목표 힘은 식 (13)과 같이 계산할 수 있다.

$$F_{x_des} = m \cdot a_{des} = m \cdot \left[\begin{matrix} K_p (v_{des} - v_x) \\ + K_I \int (v_{des} - v_x) dt + K_d \frac{d(v_{des} - v_x)}{dt} \end{matrix} \right] \quad (13)$$

또한, 차량의 목표 요 속도를 만족시키기 위해 필요한 요 모멘트는 식 (14)와 같이 계산할 수 있다.

$$\Delta M_z = -2l_f F_{yf} \cos \delta_f - 2l_m F_{ym} \cos \delta_m + 2l_r F_{yr} + \hat{I}_z \cdot \dot{\gamma}_d + \hat{I}_z ksat \left(\frac{s}{\Phi} \right) \quad (14)$$

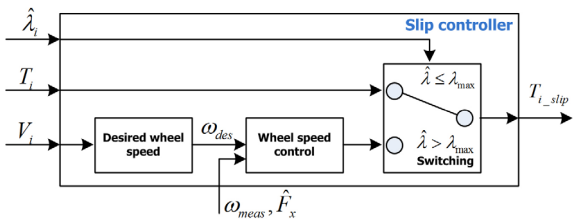
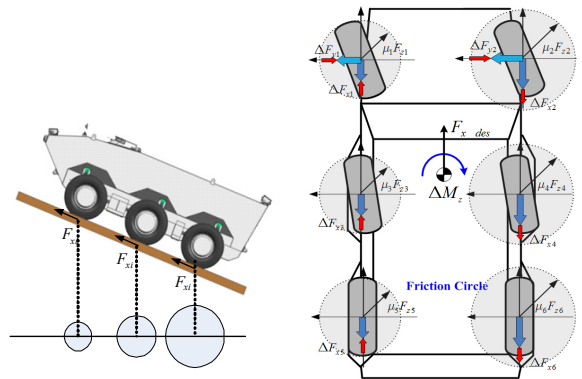


Fig. 5. Block diagram of wheel slip control algorithm

하위제어기는 상위제어기에서 결정한 목표 종방향 힘과 요 모멘트를 만족하도록 조향각과 모멘트를 최적으로 분배하고 마찰원의 크기에 비례하여 휠 토크를 분배한다. 휠 슬립제어기는 각 휠의 상태를 모니터링하여 미끄러움이 발생하지 않도록 입력 토크를 결정한다. 차량의 종방향 속도와 휠 속도를 측정하여 슬립 상태를 모니터링하고 휠의 슬립이 최대 슬립율을 벗어

나지 않을 때는 주행제어기에서 결정된 토크 입력을 모터에 전달하고 최대 슬립율을 벗어나는 경우는 슬립이 발생하지 않도록 모터 입력토크를 결정한다.

Fig. 6은 마찰원의 크기에 따라 1축 휠의 횡방향 타이어 힘과 6개 휠의 구동/제동력을 결정하는 제어전략을 보여주고 있다. Fig. 6(b)에서 큰 화살표는 각 휠에 적용되는 타이어 힘을 나타내고 작은 화살표는 부가 타이어 힘을 나타낸다.



(a) Friction circle (b) Torque distribution

Fig. 6. Optimal torque distribution strategy of lower level controller

마찰원 추정은 식 (15)와 같이 마찰원과 종방향 타이어 힘 Stiffness의 관계를 선형관계로 가정하여 수행한다.

$$(\mu F_z)_{est} : (\mu F_z)_{nominal} = \frac{\hat{F}_{xi}}{\hat{\lambda}_i} : \left(\frac{F_{xi}}{\lambda_i} \right)_{nominal} \quad (15)$$

식 (16)과 같이 여러 개의 제어 입력의 조합으로 이루어진 성능지수를 최소화 하는 제어 입력을 선정한다. 최소 부가 입력은 현재 작용되는 타이어 힘에 의해 결정되고 마찰원의 크기에 비례한다.

$$J = \frac{c_{x1} \Delta F_{x1}^2}{(\mu_1 F_{z1})^2} + \frac{c_{x2} \Delta F_{x2}^2}{(\mu_2 F_{z2})^2} + \frac{c_{x3} \Delta F_{x3}^2}{(\mu_3 F_{z3})^2} + \frac{c_{x4} \Delta F_{x4}^2}{(\mu_4 F_{z4})^2} + \frac{c_{x5} \Delta F_{x5}^2}{(\mu_5 F_{z5})^2} + \frac{c_{x6} \Delta F_{x6}^2}{(\mu_6 F_{z6})^2} \quad (16)$$

식 (17)과 (18)의 목표 종방향 부가 타이어 힘과 요 모멘트를 만족시키도록 종방향 및 부가 횡방향 타이어 힘이 분배되어야 한다.

$$F_{x_des} = \Delta F_{x1} + \Delta F_{x2} + \Delta F_{x3} + \Delta F_{x4} + \Delta F_{x5} + \Delta F_{x6} \quad (17)$$

$$\Delta Mz = \frac{t}{2} \{-\Delta F_{x1} + \Delta F_{x2} - \Delta F_{x3} + \Delta F_{x4} - \Delta F_{x5} + \Delta F_{x6}\} \quad (18)$$

고속 주행 안정성 알고리즘은 차량의 주행 상태를 모니터링하여 횡 안정성을 확보하고 전복을 방지하도록 목표 가속도와 요 속도를 정의한다. 운전자 조향 입력, 차량의 중/횡 가속도, 전복 지수, 도로 주행 상황을 입력으로 고속 주행 안정성을 판단하여 차량의 안정성을 유지할 수 있는 중 방향 목표 가속도 및 목표 요 속도를 정의한다. Fig. 7과 같이 가속도 선도에서 안정 영역을 설정하여 현재의 가속도를 측정하고 안정성을 판단한다.

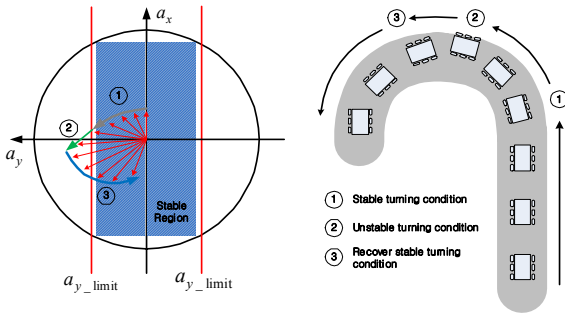


Fig. 7. Block diagram of lateral stability and rollover prevention regions

횡 가속도가 증가하면 차량의 속도를 낮추어 종방향 가속도를 감소시킴으로써 횡 가속도를 줄여서 횡 가속도 제한을 넘지 않도록 하고, 요 속도 오차가 증가하면 차량의 요 속도 발산을 막기 위한 요 모멘트를 생성시켜 안정성 영역 내부에 위치하도록 한다.

고장 진단 및 안전 제어는 차량의 주행제어와 관련된 센서 및 액츄에이터의 고장이나 스티어-바이-와이어 시스템 적용에 따라 필요하다. 센서 고장 시 제어기의 처리 능력 저하 또는 불능 상태가 되고, 액츄에이터 고장 시 주행 성능 저하 또는 주행 불능인 경우가 발생한다. 또한, 스티어-바이-와이어 시스템 적용에 따라 운전자의 조작 인터페이스와 액츄에이터간의 기계적인 연결 없이 센서 신호에만 의존하므로 강건성의 중요성이 증대되기 때문이다. 고장안전제어기는 주행 상황을 파악하고 고장을 진단하며 타 제어기로부터 고장 정보를 수집한다. 이를 토대로고장안전제어기는

FMEA에 따라 고장 중요도를 설정하고 위험 단계를 분리하여 일정 이상 위험 시 주행 제어를 차단하고 고장 안전 제어를 수행하도록 설계한다.

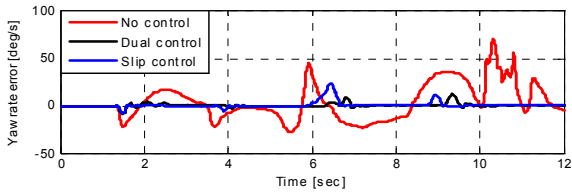
4. 시뮬레이션 및 시험결과

독립적으로 구동/조향하는 6WD/6WS 차량에 대한 주행제어 성능 및 주행 안정성을 분석하기 위하여 MATLAB/SIMULINK를 이용한 전차륜 모델과 하드웨어와 연동하여 제어 성능을 검증할 수 있는 Fig. 8의 HIL 시뮬레이터를 활용한다.

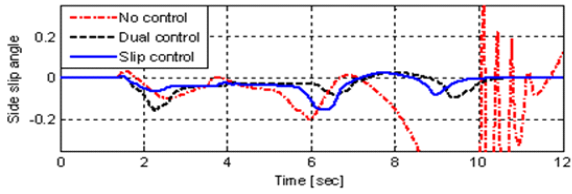


Fig. 8. Control algorithm test using HIL simulator

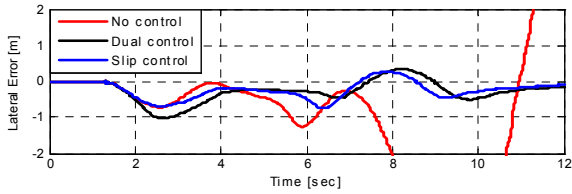
Fig. 9는 고마찰($\mu = 0.85$) 노면에서 제어 성능을 평가하기 위해 차량 초기 속도를 60km/h로 하여 수행한 이중주요 변경 시뮬레이션 결과이다. 제어를 하지 않는 동일한 휠 토크 입력(no control), 복합조향을 통한 안정성 제어(dual control), 복합조향 및 슬립제어를 통한 안정성 제어(slip control) 등에 대한 시뮬레이션을 수행한다. 안정성 제어(dual & slip)를 한 경우는 Fig. 9(a), (b), (c)와 같이 제어하지 않은 경우와 비교하여 요 속도 오차, 사이드 슬립각 및 횡방향 오차가 현저하게 감소됨을 확인 할 수 있으며, Fig. 9(d)와 같이 슬립제어 결과 제어하지 않는 경우나 복합조향 안정성 제어를 하는 경우(no & dual)보다 슬립율이 현저하게 감소하여 최대 슬립율을 벗어나지 않음을 보여주고 있다. Fig. 9(e)에서 안정성 제어를 하지 않은 경우 차량이 목표 경로를 이탈함을 통해 안정성 제어 성능을 확인할 수 있다.



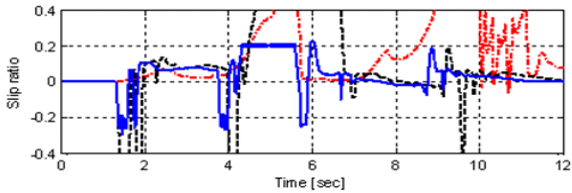
(a) Yaw rate error



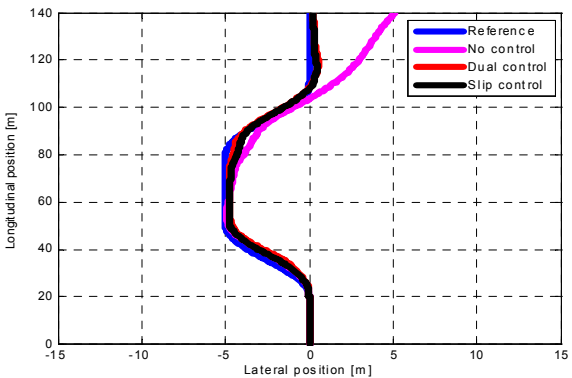
(b) Sideslip angle



(c) Lateral error

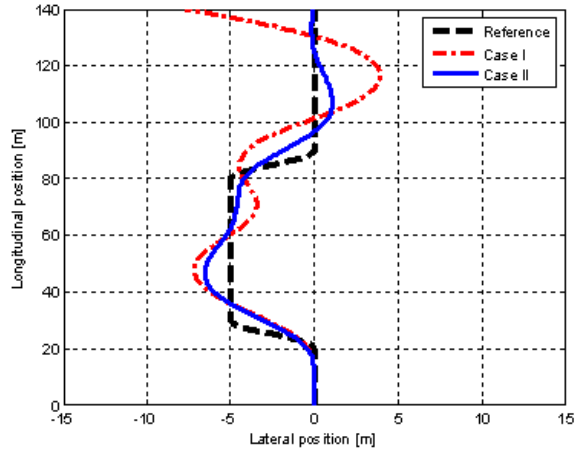


(d) Slip ratio

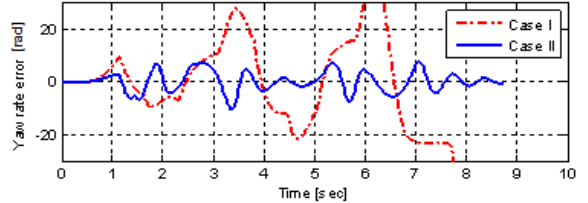


(e) Trajectory

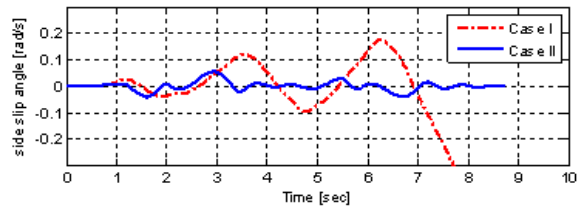
Fig. 9. Simulation results of double lane change test depending on stability control method



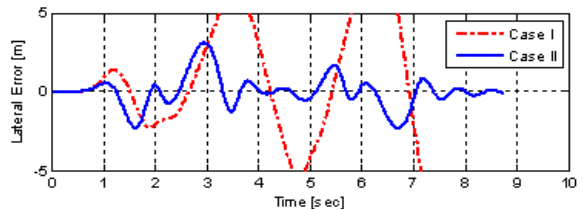
(a) Trajectory



(b) Yaw rate error



(c) Side slip angle



(d) Lateral error

Fig. 10. Simulation results of double lane change test depending on torque distribution method

통합 주행제어기의 고속 안정성 및 전복 방지 성능을 확인하기 위하여 고마찰($\mu = 0.85$) 노면 조건에서 차량 초기속도를 60km/h로 하여 이중주로 변경 시뮬

레이션을 수행한다. Fig. 10은 구동 토크의 균등 배분 (Case I)과 횡방향 안정성 제어(Case II)를 하는 경우의 시뮬레이션 결과를 보여주고 있다. 안정성 제어를 하지 않는 경우 Fig. 10(a)와 같이 차량이 목표 경로를 추종하지 못하고 이탈하게 되며, Fig. 10(b), (c), (d)에서와 같이 요 속도 오차, 사이드 슬립각 및 횡방향 오차가 크게 증가하는 것을 알 수 있다.

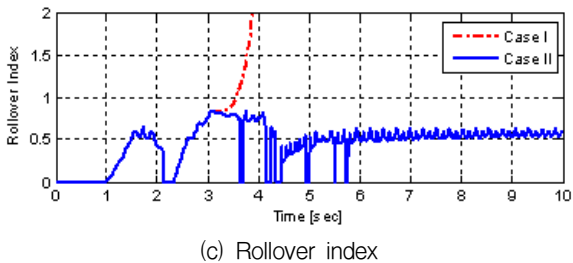
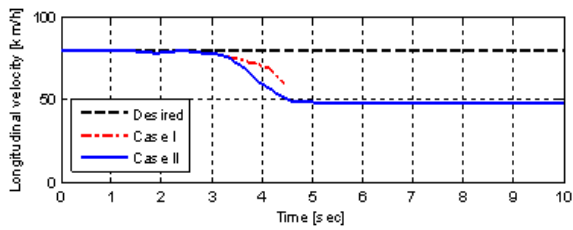
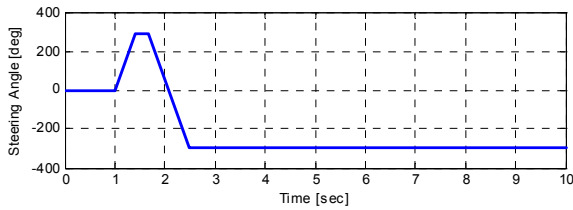


Fig. 11. Simulation results of fish-hook test depending on stability control application

고속 상황 횡 안정성 및 전복 방지 성능을 평가하기 위해 고마찰($\mu = 0.85$) 노면 조건에서 피쉬-훅 시뮬레이션을 수행한다. 차량 초기 속도를 80km/h로 하고 운전자 조향각을 Fig. 11(a)와 같이 0°에서 300°까지 변화시킨 후 반대로 -300°까지 회전시킨다. Fig. 11(b), (c)에서와 같이 안정성 제어를 하지 않을 경우(Case I) 과도한 횡 가속도로 인해 차량이 전복되어 적색 점선(중속도)은 사라지고 전복지수가 1이상으로 발산한다. 그러

나 안정성 제어를 하였을 경우(Case II)는 차량 속도가 안전한 수준까지 감소되나 전복지수가 1이하의 일정한 값으로 유지되어 전복이 일어나지 않고 계속 일정 속도로 주행하고 있음을 알 수 있다.

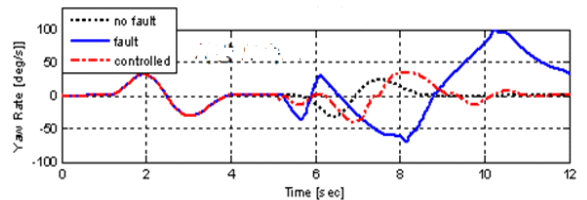
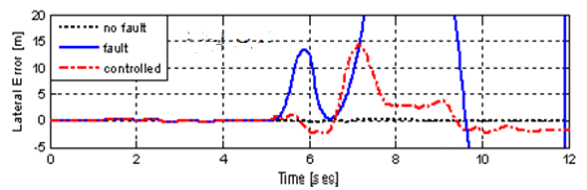
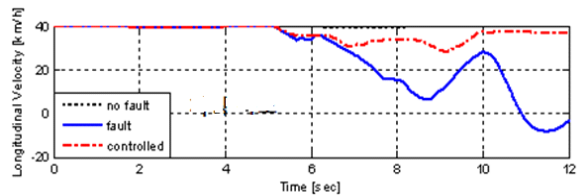
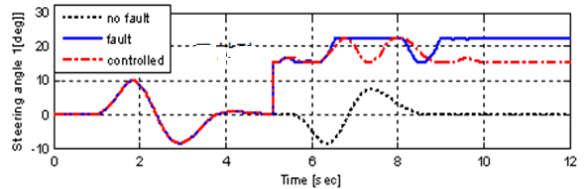


Fig. 12. Simulation results depending on fault tolerant control application (front wheel 1 fault and steering angle -10°)

고장 안전제어 알고리즘의 성능을 살펴보기 위하여 40km/h의 속도로 이중주로 변경 시험 중 전륜이 고장났을 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행한다. Fig. 12에서 보여준 바와 같이 차량 전륜 조향각이 10°인 상태로 주행중에 전륜 1개가 -10°인 역방향 상태로 고장

이 발생하는 극단적인 경우에 대하여 40km/h의 급격한 차선 변경 상황에도 불구하고 상위제어기에서 차량의 요 속도를 제한함으로써 어느 정도 안정된 주행이 가능함을 알 수 있다. 제어를 하지 않는 경우 Fig. 12(b), (c), (d)에서 알 수 있는 바와 같이 차량의 요 속도의 증가로 주행로를 이탈하고 주행속도가 감소되어 운행이 불가능한 상황에 이르게 된다.

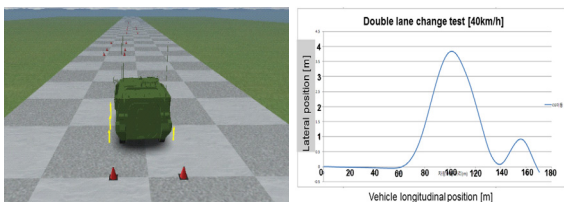
Fig. 8의 HIL 시뮬레이터를 활용하여 실제 차량과 같이 운전자가 조향핸들, 가속페달, 제동페달을 작동하여 휠구동장치와 조향장치를 작동시킨다. 차량 속도가 20km/h, 40km/h인 경우 단일주로 변경 시험과 폐회로 시험법의 대표적인 시험인 슬라럼 및 이중주로 변경 시험을 수행한다. 이 시험을 통하여 실제의 주행 환경하에서 일어날 수 있는 위험 회피 조작에 가까운 조향 입력에 대한 차량의 거동을 확인할 수 있다.

단일주로 변경 시험은 JASO에서 규정하는 시험 조건에 따라 시험을 실시한다. 단일주로 변경 시험 결과 Table 2에서와 같이 40km/h 이상의 속도에서도 안정적인 주행 특성을 보여줌을 알 수 있다.

Table 2. Test results of single lane change using HILS

	Vehicle vel. (km/h)	Steer angle (°)	Lat. Acc. (g)	Roll Rate (°/s)	Roll Angle (°)	Yaw Rate (°/s)	Lat. Vel. (m/s)	Body slip (°)
Left turn	20	82	0.5	0.2	0.08	4.4	0.52	2.12
	40	113	0.2	0.5	0.22	13	0.87	1.20

이중주로 변경 시험은 ISO에서 규정하는 시험 코스를 이용하여 시험을 실시한다. 이중주로 변경 시험결과 Fig. 13과 Table 3에서와 같이 40km/h 이상의 속도에서 안정적인 주행이 가능하여 규정된 주행로를 잘 추종함을 보여주고 있다.



(a) Vehicle view (b) Vehicle trajectory

Fig. 13. Double lane change test result using HIL simulator

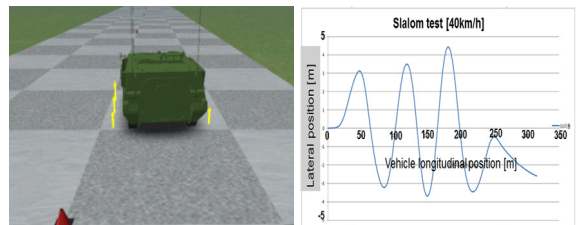
Table 3. Test results of double lane change using HIL simulator

	Vehicle vel. (km/h)	Steer angle (°)	Lat. Acc. (g)	Roll Rate (°/s)	Roll Angle (°)	Yaw Rate (°/s)	Lat. Vel. (m/s)	Body slip (°)
Left turn	20	132	0.07	0.2	0.07	6.8	0.8	2.2
	40	102	0.2	0.4	0.16	10.1	0.6	0.9

슬라럼 시험은 JASO에서 규정하는 시험 코스를 이용하여 시험을 실시한다. 이중주로 변경 시험결과 Fig. 14와 Table 4에서와 같이 40km/h 이상의 속도에서 안정적인 주행특성을 나타내어 규정된 주행로를 잘 추종함을 보여주고 있다. 특히, 차량의 주행 안정성에 영향을 미치는 횡 속도, 횡 가속도, 롤 각, 롤 속도, 요 속도 등에서 급격한 증가가 있음을 알 수 있다.

Table 4. Test results of slalom using HIL simulator

	Vehicle vel. (km/h)	Steer angle (°)	Lat. Acc. (g)	Roll Rate (°/s)	Roll Angle (°)	Yaw Rate (°/s)	Lat. Vel. (m/s)	Body slip (°)
Left turn	20	198	0.12	0.3	0.08	10.3	1.2	3.4
	40	257	0.5	0.9	0.9	23.6	1.4	2.0



(a) Vehicle view (b) Vehicle trajectory

Fig. 14. Slalom test result using HIL simulator

5. 결론

본 논문에서는 독립휠 제어형 6WD/6WS 차량에 적용할 통합 주행제어 알고리즘 설계 결과를 제시하였다. 주행제어 기능을 효율적으로 수행할 수 있는 구동 제어, 조향제어 및 주행 안정성 제어를 위하여 고훈력 인휠모터의 뛰어난 동적 특성과 독립 조향 시스템을

고려하여 통합 주행제어 알고리즘을 설계하고, 주행제어 성능을 분석하기 위하여 MATLAB/SIMULINK 모델을 개발하여 시뮬레이션을 수행하였다. 또한, 휠구동장치 및 조향장치와 연동된 HIL 시뮬레이터를 사용하여 제어 성능을 검증하였다. 설계된 통합 주행제어 알고리즘에 대한 시뮬레이션 및 시험 결과 차량 안정성 및 기동성 측면에서 연구목표를 충족시키는 우수한 성능을 보여주었다. 향후, 제작된 실제 차량의 주행시험을 통하여 통합 주행제어 알고리즘의 성능 및 실용성을 검증할 예정이다.

후 기

본 연구를 위해 적극적인 지원을 해준 서울대학교 이교일 교수, 김원균 박사, 나재원 박사께 감사드립니다.

References

- [1] K. Huh, K. Jhang, J. Oh, J. Kim, and J. Hong, "Development of a Simulation Tool for the Cornering Performance Analysis of 6WD/6WS Vehicles", *KSME International Journal*, Vol. 13, No. 3, pp. 211~220, 1999.
- [2] M. Nagai, Y. Hirano, and S. Yamanaka, "Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, pp. 357~370, 1997.
- [3] O. Mokhiamar and M. Abe, "Simultaneous Optimal Distribution of Lateral and Longitudinal Tire Forces for the Model Following Control", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 126, pp. 753~763, 2004.
- [4] Huh, K., Kim, J. and Hong, J., "Handling and Driving Characteristics for Six-wheeled Vehicle", *Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part D, J. Automobile Engineering* 214, 2, pp. 159~170, 2000.
- [5] Jackson, A. and Crolla, D., "Improving Performance of a 6×6 Off-road Vehicle Through Individual Wheel Control", *SAE Paper No. 2002-01-0968*, 2002.
- [6] An, S. J., Yi, K., Jung, G., Lee, K. I. and Kim, Y. W., "Desired Yaw Rate and Steering Control Method During Cornering for a Six-wheeled Vehicle", *Int. J. Automotive Technology*, Vol. 9, No. 2, pp. 173~181, 2008.
- [7] W. G. Kim, J. Y. Kang, and K. Yi, "Drive Control System Design for Stability and Maneuverability of a 6WD/6WS Vehicle", *Int. J. of Automotive Technology*, Vol. 12, No. 1, pp. 67~74, 2011.
- [8] Chang-Jun Kim and Chang-Soo Han, "A Study on Independent Steering & Driving Control Algorithm for 6WS/6WD Vehicle", *J. of Institute of Control, Robotics and Systems*, Vol. 17, No. 4, pp. 313~320, 2011.
- [9] Heeseo Chae, Jaewon Na, Jitae Hong, and Daek Lee, "3-Layer Fault Tolerance Strategy in 6×6 Hybrid Electric Vehicle Having Independent Steering and In-wheel Drives", *IEEE 2012 Intelligent Vehicles Symposium*, pp. 843~848, 2012.
- [10] Daek Lee, Seungtae Yeo, Jongseok Lee, Wongun Kim, and Jaewon Na, "A Study on Maneuvering Control System Design Based on All-wheel Independent Driving and Steering Control Approach for Special Purpose Electric Propulsion Vehicles", *Proceedings of Military Science and Technology Conference*, pp. 1931~1934, 2012.