

# 6 른 가변 휠 무인 주행 차량의 제자리회전 최적화 알고리즘

## Six-Wheel Optimal Skidsteer Algorithm

강정훈 임경빈 윤용산 최세범\*

Jeong-Hoon Kang Kyeong-Bin Lim Yong-San Yoon Seibum B. Choi

한국과학기술원 기계공학과

\* 한국과학기술원 자동차기술대학원

+82-42-869-3022 : car21000@kaist.ac.kr

**ABSTRACT** When a 6 wheel skid steer vehicle steers, huge motor torque is needed due to a induced large tire slip angle. This resistant moment against the vehicle from steering can be reduced using optimal skidsteer algorithm. Using load transfer and tire slip characteristics, the resistant moment can be reduced by 50%. Thus, with this algorithm, the same performance can be achieved by motor torque half the case of 6 wheel even torque distribution. The performance of the proposed skidsteer algorithm is verified in numerical simulations with effectiveness in various road conditions.

**Keyword** : 6 wheel, skidsteer, torque distribution

### 1. 서론

최근 무인차량 기반의 다목적 정찰 및 전투 차량에 대한 연구가 국내외적으로 활발하게 진행되고 있다. 향후 전쟁 상황에서 사람이 직접 투입되기 어려운 임무를 수행하기 위한 목적으로 개발되고 있는 이런 로봇들은 기본적으로 감시 정찰, 위험물 탐지, 노약자 및 장애자를 위한 도우미, 물자 이송기능이 가능한 다목적 기능을 수행하는 것을 목표로 한다. 더 나아가 전투 수행 전에는 병사의 장비를 수송하고 접전지역에서는 원격제어를 위한 감시경계 및 전투를 수행하는 개념의 다목적 전투로봇으로도 확장이 가능하다. 이러한 무인 자율 주행 로봇의 조향을 제어하는 기본적인 전략은 두 가지가 있다.

하나는 앞 바퀴와 뒷 바퀴의 조향, 혹은 앞 바퀴의 조향 방식이다. 그러나 현가장치와 조향장치의 링크 구조가 복잡하게 설계되어야 하며 조향을 위한 추가적인 모터가 장착되어야 하므로 효율적이지 못하게 된다. 또 하나의 조향 방법으로는 좌우 바퀴의 회전수에 차이를 줌으로써 그에 따라 차량이 회전할 수 있도록 하는 방법이다. 이는 일반적으로 무한궤도 방식으로 주행하는 차량에서 사용하는 방법이다. 이와 같은 방법을 사용하였을 경우 한 쪽 바퀴가 정지된 상태에서도 회전이 가능하며 한 쪽 바퀴를 역회전하는 방법을 통해서도 제자리에서도 회전이 가능하므로 회전반경을 현저하게 줄일 수 있는 장점이 있다. 최근의 무인차량 기반의 전투차량 개발 현황을 보면 장애물 극복 능력이 뛰어나고 제자리 회전이 가능함으로써 기동성이 뛰어나기 때문에 6 른의 가변형 현가장치를 채택한 차량이 주류를 이루고 있다. 그림 1은 미국의 록히드 마틴사에서 개발한 6 른 가변형 현가장치를 채택한 Mule의 개념도이다. 하지만 이러한 조향방식은 애커만 조향방식보다 큰 슬립각(slip angle)이 발생하게 된다.



그림 1. 록히드 마틴 Mule

일반적인 주행시에는 슬립각이 충분히 작기 때문에 문제가 되지 않지만 제자리회전의 경우 슬립각이 매우 커지게 된다. 그러므로 차량이 제자리 회전을 할 경우 타이어의 횡력을 극복하고 요(yaw)를 발생시키기 위해서는 큰 모터 토크가 필요로 하게 되고 이로 인해 모터의 용량이 커짐으로써 차량의 무게도 증가하게 되고 차량제작 단가도 올라가게 된다. 따라서 본 연구에서는 스키드스티어를 이용하여 조향하는 6 른 가변형 현가장치 차량의 제자리회전의 최적화에 대한 연구를 수행하였다.

### 2. 제자리 회전 최적화 알고리즘

일반적인 주행에서의 타이어의 횡력(side force)은 차량의 선회를 유지시켜주는 역할을 하지만 제자리 회전에서는 차량의 요를 방해하는 저항으로써 작용한다. 이러한 횡력은 타이어 수직하중(normal force)이 일정하다고 가정하면 구동력이 없을 때 슬립각 만의 영향을 받는다. 하지만 구동력이 가해지면 슬립각 뿐만 아니라 구동력에 의해서도 많은 영향도 받는다. 그러므로 구동력을 적절히 조절함으로써 타이어 횡력을 변화시킬 수 있다.

타이어의 회전저항모멘트는 각 타이어의 횡력과 무게중심까지의 거리의 곱의 합으로 정의된다. 6 른 차량의 경우 앞에 두개, 중간에 두개, 뒤에 두개의 바퀴가 배치된다. 무게 중심으로부터의 거리가 먼 바퀴의 경우 횡력이 동일하더라도 거리가 멀기 때문에 회전저항모멘트에 미치는 영향이 크게 된다. 차량이 회전시 안정성을 유지하기 위해서는 네 개의 바퀴면 충분하고 가변형 현가장치의 특성상

바퀴의 높낮이 조절이 가능하므로 바퀴를 지면으로부터 띄울 수 있다. 제자리 회전 성능의 향상을 위해서는 타이어에 의한 회전저항모멘트를 줄여야 하기 때문에 6륜의 차량이지만 제자리회전 시에는 무게중심으로부터 거리가 먼 뒷바퀴 두 개를 공중에 띄우고 네 개의 바퀴만을 사용하기로 한다. 지금부터 제자리 회전 최적화를 위한 토크분배비에 대하여 연구해보기로 한다.

가. 동역학 모델링

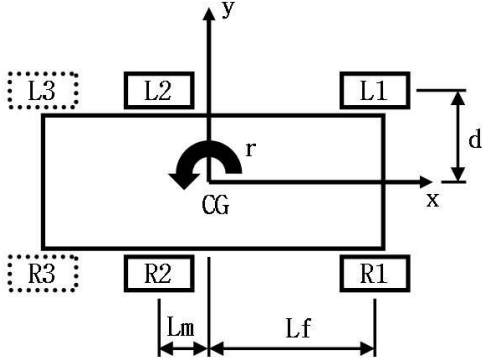


그림 2. 동역학 모델

제자리 회전시 차량의 피칭, 롤링은 무시할만하므로 제자리 회전에 대한 운동방정식이므로 요에 대한 1자유도 운동방정식을 세우면 다음과 같다.

$$\dot{r} = M_{steer} - M_{resist} \quad (1)$$

$$M_{steer} = (-F_{xL1} - F_{xL2} + F_{xR1} + F_{xR2})d \quad (2)$$

$$M_{resist} = -(F_{yL1} + F_{yR1})L_f + (F_{yL2} + F_{yR2})L_m + (F_{yL3} + F_{yR3})L_r \quad (3)$$

여기서  $r$ 은 요 레이트,  $F_{xLi}$ 는  $i$  번째 왼쪽 타이어의 구동력,  $F_{xRi}$ 는  $i$  번째 오른쪽 타이어의 구동력,  $M_{steer}$ 는 모터에 의해 전달된 타이어가 지면과 작용하며 생기는 구동력에 의한 요 모멘트이고  $M_{resist}$ 는 타이어의 횡력에 의한 회전저항 모멘트이다.

제자리 회전을 하기 위해서는  $x$ 방향으로 힘을 발생시키지 않은 채로 요 모멘트를 발생시켜야 하기 때문에

$$T_L = -T_R \quad (4)$$

$$T_{L1} = \rho T_L \quad (5)$$

$$T_{L2} = (1-\rho)T_L \quad (6)$$

$$T_{R1} = \rho T_R \quad (7)$$

$$T_{R2} = (1-\rho)T_R \quad (8)$$

여기서  $T_L$ 는 왼쪽 모터의 토크 합,  $T_R$ 는 오른쪽 모터의 토크 합이고  $T_{Li}$ 는 왼쪽  $i$ 번째 모터 토크,  $T_{Ri}$ 는 오른쪽  $i$ 번째 모터 토크이다. 그리고  $\rho$ 는 토크 분배비로써  $\rho=1$ 는 전륜구동,  $\rho=0$ 는 후륜구동을 의미하고  $0 \leq \rho \leq 1$ 의 값을 갖는다.

4 륜 차량의 타이어 수직하중[1]은 다음과 같다.

$$F_{zL1} = \frac{L_m}{L_f + L_m} \frac{mg}{2} - \frac{h}{L_f + L_m} \frac{ma_x}{2} + \frac{k_{m\psi}}{k_{f\psi} + k_{m\psi}} \frac{h}{d} \frac{ma_y}{2}$$

$$F_{zL2} = \frac{L_f}{L_f + L_m} \frac{mg}{2} + \frac{h}{L_f + L_m} \frac{ma_x}{2} + \frac{k_{m\psi}}{k_{f\psi} + k_{m\psi}} \frac{h}{d} \frac{ma_y}{2}$$

$$F_{zR1} = \frac{L_m}{L_f + L_m} \frac{mg}{2} - \frac{h}{L_f + L_m} \frac{ma_x}{2} - \frac{k_{m\psi}}{k_{f\psi} + k_{m\psi}} \frac{h}{d} \frac{ma_y}{2}$$

$$F_{zR2} = \frac{L_f}{L_f + L_m} \frac{mg}{2} + \frac{h}{L_f + L_m} \frac{ma_x}{2} - \frac{k_{m\psi}}{k_{f\psi} + k_{m\psi}} \frac{h}{d} \frac{ma_y}{2}$$

차량이 제자리 회전에서의  $v_x, v_y, a_x, a_y$ 는 매우 작기 때문에  $v_x = v_y = a_x = a_y = 0$ 이라고 가정을 하면

$$F_{zL1} = \frac{L_m}{L_f + L_m} \frac{mg}{2} \quad (9)$$

$$F_{zL2} = \frac{L_f}{L_f + L_m} \frac{mg}{2} \quad (10)$$

$$F_{zR1} = \frac{L_m}{L_f + L_m} \frac{mg}{2} \quad (11)$$

$$F_{zR2} = \frac{L_f}{L_f + L_m} \frac{mg}{2} \quad (12)$$

뒷바퀴 수직하중이 앞바퀴 수직하중의 약 6배의 크기를 갖는다.

타이어의 횡력을 구하기 위해서는 먼저 슬립각[2]을 알아야 한다. 슬립각을 계산하여 보면 다음과 같다.

$$\alpha_{L1} = \tan^{-1} \left( \frac{v_y + L_f r}{v_x - dr} \right) = \tan^{-1} \left( -\frac{L_f}{d} \right) \quad (13)$$

$$\alpha_{L2} = \tan^{-1} \left( \frac{v_y - L_m r}{v_x - dr} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{L_m}{d} \right) \quad (14)$$

$$\alpha_{R1} = \tan^{-1} \left( \frac{v_y + L_f r}{v_x + dr} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{L_f}{d} \right) \quad (15)$$

$$\alpha_{L2} = \tan^{-1} \left( \frac{v_y - L_m r}{v_x + dr} \right) = \tan^{-1} \left( -\frac{L_m}{dr} \right) \quad (16)$$

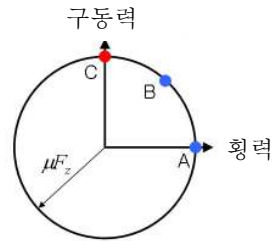


그림 2. 마찰원

타이어의 상태는 마찰원 내부에 항상 존재하므로

$$\frac{T}{R} < \mu F_z \text{ 일 때 } F_x = \frac{T}{R} \quad (17)$$

$$\frac{T}{R} \geq \mu F_z \text{ 일 때 } F_x = \mu F_z \quad (18)$$

여기서  $T$ 는 모터 토크이고  $R$ 은 타이어 반지름,  $F_x$ 는 타이어 구동력,  $F_z$ 는 타이어 수직하중, 그리고  $\mu$ 는 노면마찰계수이다. 차량의 요가 발생하게 되면 네 바퀴 모두 슬

립각이 매우 크므로 마찰원에서 A점의 상태에 놓이게 된다. 앞바퀴 구동력이 구동력이 더해지면 A점에서 B점을 지나  $\mu F_z$  이상의 큰 모터 토크를 가하게 되면 결국은 C점에 가까이 도달하게 된다. 여기서 요 레이트가 작고 구동력이 충분히 크면 타이어의 상태는 C점에 있다고 가정을 하자. 타이어의 상태가 C점에 도달하게 되면 타이어 횡력은 0이 되어 타이어는 횡방향으로 미끄러지게 된다. 마찰원이 원이라고 가정을 하면 (19)에 의해 횡력을 계산할 수 있다.

$$|F_y| = \sqrt{(\mu F_z)^2 - F_x^2} \quad (19)$$

나. 최적의 토크분배비

$M_{steer} - M_{resist}$ 를 G라고 정의한다. 타이어의 힘 상태는 마찰원을 벗어날 수 없으므로 (2)~(8), (17), (18)을 정리하면 (20), (21)을 얻을 수 있다.

$T_{R1} = \rho T_R < \mu F_{zR1} R$ 일 때,

$$G = 2d \frac{T_R}{R} - 2L_f \sqrt{(\mu F_{zR1})^2 - \left(\rho \frac{T_R}{R}\right)^2} - 2L_m \sqrt{(\mu F_{zR2})^2 - \left((1-\rho) \frac{T_R}{R}\right)^2} \quad (20)$$

$T_{R1} = \rho T_R \geq \mu F_{zR1} R$ 일 때,

$$G = 2(\mu F_{zR1} + \frac{T_R}{2R})d - 2L_m \sqrt{(\mu F_{zR2})^2 - \left((1-\rho) \frac{T_R}{R}\right)^2} \quad (21)$$

$G = f(T_R, \rho)$ 이므로  $T_R$ 이 일정할 때 G값이 최대가 되는  $\rho$ 값을 구하면 최상의 성능을 구현할 수 있다.

$\rho < \frac{\mu F_{zR1} R}{T_R}$ 일 때,

$$\frac{dG}{d\rho} = L_1 \frac{2\rho \left(\frac{T_R}{R}\right)^2}{\sqrt{(\mu F_{zR1})^2 - \left(\rho \frac{T_R}{R}\right)^2}} + L_2 \frac{2(\rho-1) \left(\frac{T_R}{R}\right)^2}{\sqrt{(\mu F_{zR2})^2 - \left((1-\rho) \frac{T_R}{R}\right)^2}} \quad (22)$$

$\rho \geq \frac{\mu F_{zR1} R}{T_R}$ 일 때,

$$\frac{dG}{d\rho} = L_2 \frac{2(\rho-1)F_{zR}^2}{\sqrt{(\mu F_{zR2})^2 - ((1-\rho)F_{zR})^2}} \quad (23)$$

$\rho < \frac{\mu F_{zR1} R}{T_R}$ 의 범위에서  $\rho$ 가  $\frac{\mu F_{zR1} R}{T_R}$ 에 가까워질수록

$\frac{dG}{d\rho}$ 은 매우 큰 양의 값을 갖는다.  $0 \leq \rho \leq 1$ 이므로

$\rho \geq \frac{\mu F_{zR1} R}{T_R}$  범위에서  $\frac{dG}{d\rho} \leq 0$ 이다.

그러므로  $\rho = \frac{\mu F_{zR1} R}{T_R}$ 일 때 G 값이 최대가 된다. 그러므로

$\rho = \frac{\mu F_{zR1} R}{T_R}$ 이 최적의 토크분배비이다.

다. 제어기 설계

제어기의 목표는  $r_d$ 를 구현하는 것이다. 여기서  $r_d$ 는 목표 요 레이트이다.

$$e_r = r - r_d \quad (24)$$

로 정의하면

$$\dot{e}_r = \dot{r} - \dot{r}_d = \dot{r} \quad (25)$$

$\dot{e}_r = -\lambda e_r$ 로 놓으면

$$\dot{r} = -\lambda(r - r_d) \quad (26)$$

(26)을 (1)에 대입하면

$$M_{steer} = -I\lambda(r - r_d) + M_{resist} \quad (27)$$

### 3. 시뮬레이션 결과

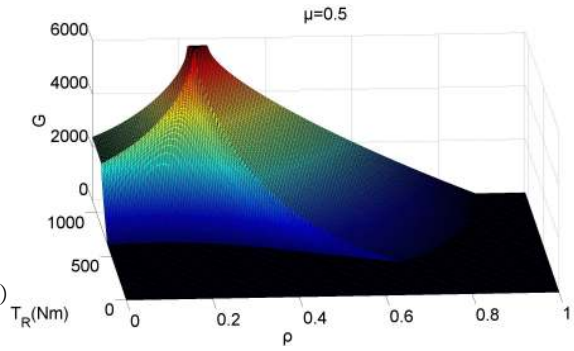


그림 4.  $\rho$ ,  $T_R$ 에 따른 G값의 변화( $\mu=0.5$ )

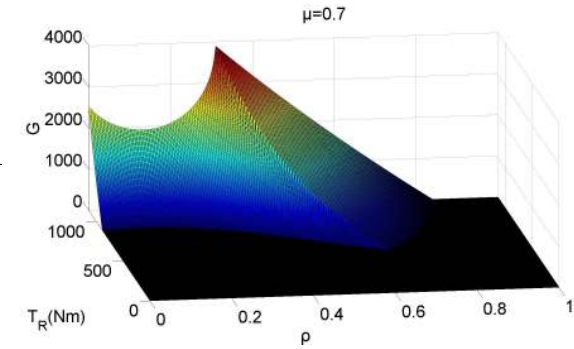


그림 5.  $\rho$ ,  $T_R$ 에 따른 G값의 변화( $\mu=0.7$ )

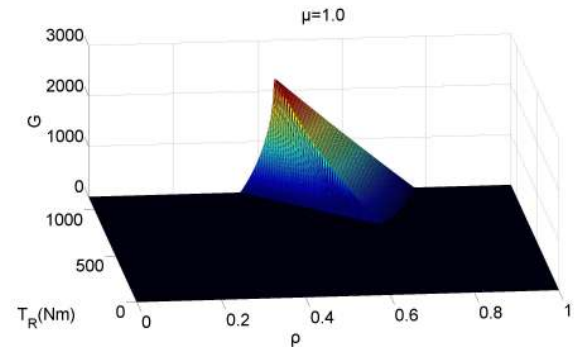


그림 6.  $\rho$ ,  $T_R$ 에 따른 G값의 변화( $\mu=1.0$ )

위의 세 그래프를 보면 최적의 토크분배비는  $T_R$ 이 일정

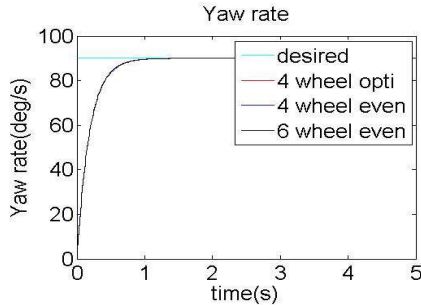
할 때 G값이 최대가 되는 능선부분이다. 이 때 토크분배비는  $\rho = \frac{\mu F_{zR} R}{T_R}$ 이다. 그러므로 다양한 마찰계수에서

$$\rho = \frac{\mu F_{zR} R}{T_R}$$

이 될 때 G값이 최대가 된다는 것을 확인할 수 있다. 앞에서 설계된 제어를 이용하여 다음과 같은 세가지 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행하고 비교분석하였다.

첫 번째 경우는  $\rho = \frac{\mu F_{zR} R}{T_R}$ 를 적용하고 네 바퀴를

사용하여 제자리 회전을 한 경우로써 4 wheel opti라고 표기하기로 한다. 두 번째 경우는 네 바퀴를 사용하여 제자리 회전을 하되 네 바퀴에 균등하게 토크를 분배한 경우이고 4 wheel even이라고 표기하기로 한다. 세 번째 경우는 6바퀴 모두에 토크를 균등하게 분배하는 경우로써 6 wheel even이라고 표기하기로 한다.



$r_d = 90 \text{ deg/s}$ 로 정하였고 세 방식 모두 다 잘 제어가 되고 있는 것을 확인할 수 있다.

세 가지 노면마찰계수에 대하여  $r = 90 \text{ deg/s}$ 를 구현하기 위하여 필요한 모터 토크가 얼마가 되는지 세 방식을 비교한 결과를 보자.

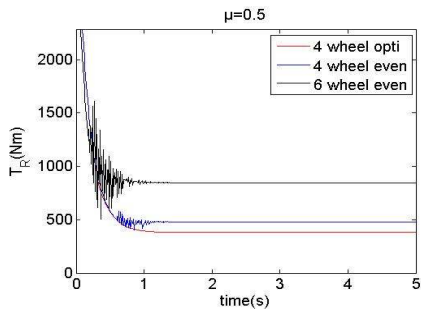


그림 7. 세 방식의  $T_R$  비교( $\mu=0.5$ )

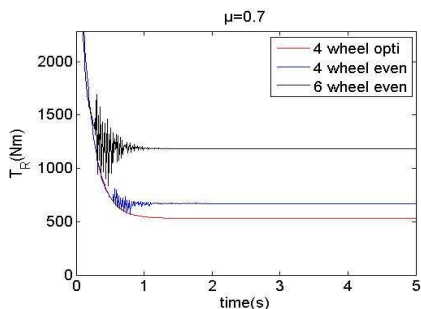


그림 8. 세 방식의  $T_R$  비교( $\mu=0.7$ )

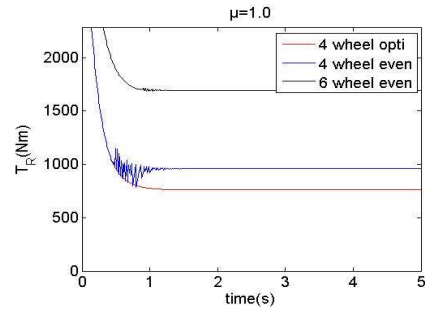


그림 9. 세 방식의  $T_R$  비교( $\mu=1.0$ )

동등한 성능을 보이는 상황에서  $\mu=0.5, 0.7, 1.0$  세 경우 모두 4 wheel opti의  $T_R$ 는 6 wheel even의 45%, 4 wheel even의 80%의 결과를 보였다.

#### 4. 결론

6 른 스키드 스티어 차량의 제자리 회전 최적화 알고리즘에 관한 연구가 수행되었다. 6 른의 스키드 스티어 차량은 회전저항모멘트가 크기 때문에 이를 줄이기 위하여 뒷바퀴 두 개를 들어 올려 네 개의 바퀴로만 제자리회전을 수행한다. 두 개의 바퀴를 들어 올림으로써 무게중심으로부터 가까운 바퀴에 하중이 집중되는 하중분배의 효과까지 얻게 되었다. 그리고 회전저항모멘트를 극복하고 최소의 모터토크로 동일한 성능을 내기 위한 최적의 토크

비는  $\rho = \frac{\mu F_{zR} R}{T_R}$ 이라는 결론을 얻을 수 있었다.

$\rho = \frac{\mu F_{zR} R}{T_R}$ 는 앞바퀴 타이어의 모든 힘을 구동력으로 사용함으로써 무게중심으로부터 먼 바퀴의 횡력을 소멸시켜 회전저항모멘트를 최소로 만들어 최소의 모터토크 값으로 동일한 성능을 낼 수 있는 것이다. 앞으로 실제 차량의 실험을 통하여 결과를 검증하는 작업이 추가되어야 할 것이다.

#### 참고문헌

- [1] Shou-Tao Peng, Jer-Jia Sheu and Chau-Chin Chang, 2004, "A Control Scheme for Automatic Path Tracking of Vehicles Subject to Wheel Slip Constraint", Proceedings of the American Control Conference
- [2] Uwe Kiencke, Lars Nielsen, 2000, "Automotive Control Systems", Springer