

## 로드휠의 슬립을 고려한 군용 궤도차량의 조향특성에 관한 연구

임 원 식<sup>\*1)</sup> · 윤 재 섭<sup>1)</sup> · 강 상 옥<sup>2)</sup>

서울산업대학교 자동차공학과<sup>1)</sup> · 한성대학교 기계시스템공학과<sup>2)</sup>

### The Steering Characteristics of Military Tracked Vehicles with Considering Slippage of Roadwheel

Wonsik Lim<sup>\*1)</sup> · Jaeseop Yoon<sup>1)</sup> · Sangwook Kang<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

<sup>2)</sup>Department of Mechanical Systems Engineering, Hansung University, Seoul 136-792, Korea

(Received 25 April 2008 / Revised 30 September 2008)

**Abstract** : In this paper, the steering characteristics of tracked vehicles are studied for the improvement of steering performance. The important design factor of military vehicles is high mobility. It is influenced by weight of a vehicle, engine capacity, power-train, and steering system. The military vehicle, which is equipped with caterpillar, has unique steering characteristics and is quite different from that of a wheeled vehicle. The steering of tracked vehicles is operated in the power pack due to different speeds of both sprockets. Under cornering conditions, power split and power regeneration are happened in the power pack. In case of power regeneration, power is transferred outside track after adding engine power and power inputted inside track from the ground. However, excessive power regeneration is transferred in the power pack. It damages mechanical elements. Therefore, it is necessary to analyze the steering system and check mentioned problem above. In this study, the detailed dynamic model of steering system is presented, which includes slippage between track and roadwheel, inertia force, and inertia moment. Finally, our model is compared with the Kitano model and we verified the validity of the model.

**Key words** : Tracked vehicle(궤도차량), Power pack(파워팩), Power split(동력분기), Power regeneration(동력재생)

#### Nomenclature

$f_r$  : rolling resistance coefficient  
 $iS_g$  : steering gear ratio  
 $iS_v$  : steering velocity ratio  
 $r_{sp}$  : radius of sprocket,  $m$   
 $R_g$  : instant radius of turn,  $m/R_o$  : radius of turn,  $m$   
 $\rho$  : radius of curvature,  $m/\phi$  : slip angle,  $degree$   
 $\Omega_j$  : angular velocity of sprocket,  $rad/s$

#### Subscripts

$i$  : No. of member  
 $j = 1$  : inside track  
 $j = 2$  : outside track

#### 1. 서론

1960년대 이후 건설 중장비 및 군용 전차의 설계를 위한 연구가 활발히 진행되어 왔다. 군용 전차의 설계 시 먼저 고려해야 할 것은 차량의 기동성이며 기동성을 좌우하는 요인으로는 차량의 중량, 엔진, 그리고 변속기 및 조향장치 등이 있다. 전투차량은

\*Corresponding author, E-mail: limws@snut.ac.kr

전투상황을 대비하여 민첩한 조향성능과 제동성능이 요구되며 일반적인 휠 구동차량과는 달리 넓은 면적의 궤도를 장착하게 된다.

주행부하는 일반 자동차의 선회 주행 시에도 차량 성능에 많은 영향을 주는데, 궤도차량의 경우에는 그 영향도가 더욱 특이하다고 할 수 있다. 일반 승용차의 경우에는 좌우 구동바퀴에 작용하는 구동력이 차동장치에 의해 균등하게 분배되어 전달되고 구동바퀴의 속도는 주행부하에 의하여 자율적으로 결정되게 하나, 궤도차량의 경우에는 조향 기어비에 의해 좌우 구동륜의 속도비가 결정되고 지면의 주행 부하가 엔진의 부하로 작용하여 차량의 주행 속도가 결정된다.

궤도차량에는 임의의 조향이 가능한 정유압식 무단 조향시스템(HSU)과 자동변속기가 장착되어 있다. 파워팩 내부의 유압펌프의 회전방향을 바꾸어 좌우 선회조향운동을 구현한다. 차량의 조향운동 시에는 파워팩 내부에서 동력순환이 발생되는데, 조향시 내측궤도의 재생동력이 엔진동력과 합쳐져 외측궤도로 전달된다. 재생동력 현상은 직진 주행 시에는 발생하지 않고 조향을 시작하면서 발생하는데, 재생동력의 크기는 차량의 속도, 회전반경, 조향비, 지면과 궤도사이의 마찰계수 등으로 결정되며 이에 대한 많은 연구가 진행 중이다.<sup>1,7)</sup> 차량의 동력 효율을 향상하기 위하여 재생동력의 크기와 전달 효율을 동시에 최대화하는 것이 바람직하나 재생동력은 조향축을 따라 파워팩 내부로 입력되어 순환하기 때문에 설계동력보다 훨씬 큰 부하가 기계요소 에 가해지게 된다. 따라서 조향장치의 성능향상을 위해서는 파워팩 내부와 재생동력에 대한 상세한 분석이 필요하다.

본 연구에서는 파워팩 내부의 특성은 제외하고 차량 전체의 운동과 그에 따른 조향 부하의 특성에 대해 살펴본다. 차량의 원심력을 고려하지 않은 기본적인 조향운동 모델과 차량의 원심력, 궤도의 슬립을 고려한 Kitano 모델<sup>6)</sup>을 기초로 하여 견고한 지면(hard ground)에서 로드휠의 슬립을 고려한 궤도 차량의 조향모델을 분석하였다.

## 2. 궤도차량의 조향부하계에 대한 성능분석

### 2.1 차량의 운동학적 분석

궤도 차량의 운동방정식을 유도하기 위한 기본 가정은 다음과 같다.

- 1) 동체는 평면운동을 한다.
- 2) 동체는 전후좌우가 대칭이다.
- 3) 궤도와 지면 사이의 하중분포는 일정하다.
- 4) 궤도의 폭 영향은 무시한다.

Fig. 1은 임의의 경사로를 주행하는 궤도차량의 성능을 분석하기 위하여 정의한 좌표계들과 성능변수들을 나타내고 있다.

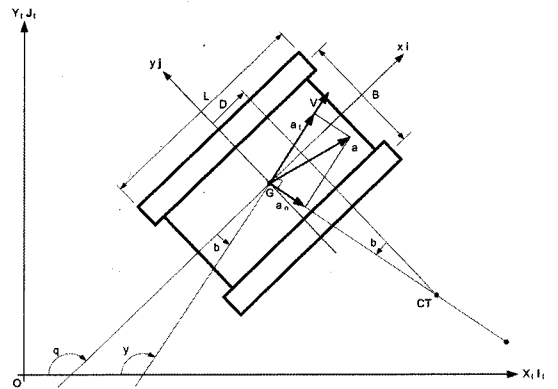


Fig. 1 Coordinate systems for a tracked vehicle

Fig. 1에서  $X_1, Y_1$  좌표평면은 현재 차량이 주행하고 있는 임의의 노면에 대한 접평면을 나타낸다. 좌표평면을 정의하는 기저벡터  $i_1, j_1$ 는 노면의 경사각에 따라 변화하는 벡터이다.  $x$  방향은 차량의 전진방향으로 정의하며, 노면의 접평면 좌표계에 대한 차량의 전진방향 각도를  $\theta$ 로 나타낸다. 차량의 주행방향은 노면과 차체의 슬립에 의해 일반적으로 전진방향과 같지 않다. 노면 좌표계에 대한 차량의 속도방향 각도를  $\psi$ 로 나타내기로 할 때, 차량의 전진방향에 대한 속도 방향각도  $\beta$ 를 정의할 수 있다.

$$\beta = \theta - \psi \quad (1)$$

차량은 언제나 노면의 접평면 위에서 운동하므로 차량 운동은 접평면상의 2차원 운동이라 할 수 있다. 따라서 차량 속도 또한 노면의 접평면 성분만의 미가 있다. 차량의 가속도는 속도 벡터를 시간 미분하여 구할 수 있다.

$$a = \frac{dV}{dt} = \left( \frac{dV_x}{dt} i + \frac{dV_y}{dt} j \right) + \left( V_x \frac{di}{dt} + V_y \frac{dj}{dt} \right) \quad (2)$$

Fig. 2는 스프로킷의 회전을 고려한 상태에서 차체의 평면운동이 발생하는 경우, 지면과 궤도 사이에서 발생하는 슬립속도의 분포를 분석한 결과이다.

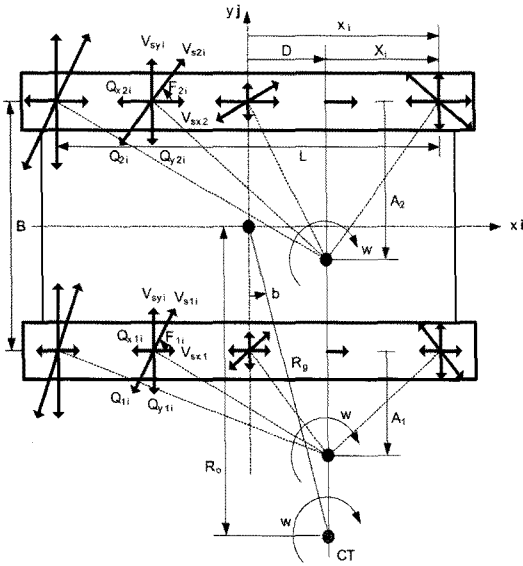


Fig. 2 Slip and friction between track and road

Fig. 2에서  $D$ 는 차량질량중심에서 순간회전중심 ( $CT$ )까지 이르는  $x$ 방향 거리이고  $A_1, A_2$ 는 내측 궤도와 외측 궤도로부터 각 궤도의 순간회전중심까지 이르는  $y$ 방향 거리를 뜻한다. 차량의 질량중심으로 부터 차량의 순간회전중심까지 이르는 거리를 순간회전반경  $R_0$ 로 표현한다. 차량이 선회하는 경우, 차체의 회전운동은 양쪽 궤도 부위 차체속도의 차이를 발생시키게 한다.

궤도의 슬립으로 인해 지면으로부터 궤도에 작용하는 마찰력은 슬립 속도  $V_{sji}$ 의 반대방향으로 작용하며 그 크기는 마찰계수와 수직 항력의 곱이라 할 수 있다. 지면과 궤도사이의 마찰계수를  $\mu$ 라 하고  $x_i$ 지점의 궤도에 작용하는 수직항력을  $G_{ji} (\geq 0)$ 라 할 때 마찰력들은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{xji} = -sign(\omega) \cdot \cos\phi_{ji} \cdot \mu_{xj} G_{ji} \quad (3)$$

$$Q_{yji} = -sign(\omega) \cdot \sin\phi_{ji} \cdot \mu_y G_{ji} \quad (\omega \neq 0, -\pi/2 \leq \phi_{ji} \leq \pi/2) \quad (4)$$

식 (3), (4)로 나타난 힘들은 지면이 궤도에 작용시키는 외력이라 할 수 있으며 차량의 구동과 제동 그리고 선회운동을 일으키는 원동력이 된다.

### 2.2 지면과 궤도의 마찰력 분석

임의의 경사로에서 Fig. 2 차량의 뒷면을 고려하면 Fig. 3으로 나타난다.  $W_n$ 은 차량의 주행노면에 수직인 방향으로의 무게를 의미하며  $G_1, G_2$ 는 각각 조향 안쪽 궤도와 바깥쪽 궤도의 수직하중을 나타낸다. 작용력  $C_y$ 는 차량의 질량중심점에 작용하는 힘을 나타내고 있으며 노면의 경사각에 의한 중력 영향과  $y$ 방향의 차량 관성력의 영향을 포함한 체적력이라고 생각한다. 차량의 좌우 두 궤도가 지면과의 접촉을 유지하며 주행하기 위해서는 작용력들이 평형을 이루어야 한다. 질량중심의 체적력이 차량 운동에 미치는 영향은 궤도의 길이 방향에 대해서는 동일한 효과를 준다고 가정한다.

Fig. 4는 Fig. 2 차량의 옆면에서 관측되는 작용력들의 관계를 나타낸 것이다. 작용력  $C_x$ 는 차량의 질량중심점에 작용하는 힘을 나타내고 있으며 노면의 경사각에 의한 중력의 영향과  $x$ 방향의 차량 관성력

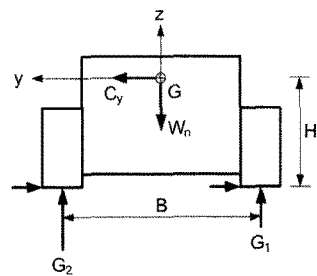


Fig. 3 Forces on y-z plane

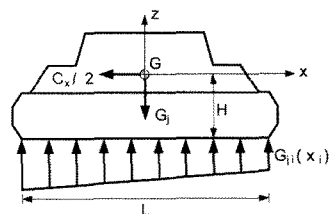


Fig. 4 Forces on x-z plane

의 영향을 포함한 체적력이라고 생각한다. 체적력  $C_x$ 가 양쪽 궤도에 미치는 영향은 동일하다고 생각할 수 있으므로 체적력 50%가 한쪽 궤도의 수직항력에 영향을 미치는 것으로 생각한다. 이때 궤도의 수직항력  $G_{ji}$ 는  $x_i$ 에 따라 선형적인 분포를 가진다.

궤도의 슬립정도를 나타내기 위하여 Fig. 5와 같이 로드휠의 구동속도와 궤도의 슬립속도를 고려하여 구동상태 및 제동상태를 각각 정의한다.

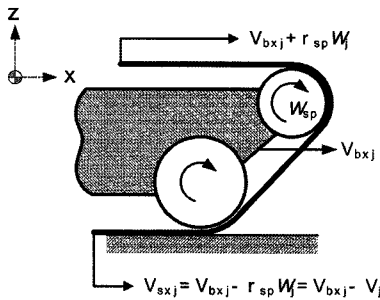


Fig. 5 Slip rate of track

1) 구동상태

- ① 로드휠이 회전하여 차량을 운동시키는 상태
- ② 로드휠의 회전에 의한 이상적인 주행속도보다 차량의 실제 주행속도가 작은 경우
- ③ 로드휠의 회전에 의한 이상적인 주행속도 방향과 트랙의 슬립속도 방향이 반대인 경우
- ④ 궤도의 슬립에 의해 지면으로부터 발생되어 궤도에 작용하는 마찰력의 방향이 로드휠의 회전에 의한 주행속도 방향과 동일한 경우
- ⑤ ( $V_j > 0, V_{sxj} < 0$ ) 또는 ( $V_j < 0, V_{sxj} > 0$ ) 인 경우

2) 제동상태

- ① 로드휠이 회전을 억제하여 차량운동을 방해하는 경우
- ② 차속에 대응되는 로드휠의 이상적인 회전속도보다 로드휠의 실제 회전속도가 작은 경우
- ③ 로드휠의 회전에 의한 이상적인 주행속도 방향과 궤도의 슬립속도 방향이 같은 경우
- ④ 궤도의 슬립에 의해 지면으로부터 발생되어 트랙에 작용하는 마찰력의 방향이 로드휠의

회전에 의한 주행속도 방향과 반대인 경우

- ⑤ ( $V_j > 0, V_{sxj} > 0$ ) 또는 ( $V_j < 0, V_{sxj} < 0$ ) 인 경우

구동상태와 제동상태에 대해 슬립률  $S_j$ 를 정의할 수 있다.

$$\begin{cases} S_j = 1 - \frac{V_j}{V_{sxj} + V_j} & \left( \frac{V_{sxj}}{V_j} > 0 \right) \\ S_j = -\frac{V_{sxj}}{V_j} \leq 1 & \left( \frac{V_{sxj}}{V_j} < 0 \right) \\ S_j = 1 \text{ or } 0 & (V_j = 0) \end{cases} \quad (5)$$

Fig. 6은 슬립률  $S_j$ 를  $V_{sxj}$ 에 대한 함수로 나타낸 것이다.

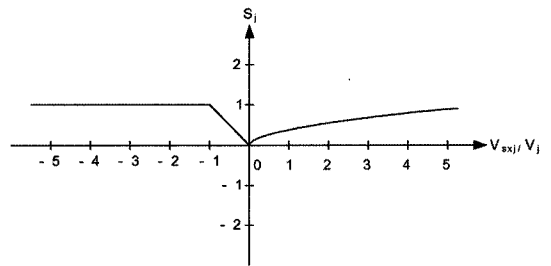


Fig. 6 Slip ratio with slip speed

$\mu_{xj}$ 는 슬립률  $S_j$ 에 대한 지수함수 형태로 근사화시킬 수 있다.

$$\mu_{xj} = E_1(1 - e^{-E_2 S_j}) \quad (E_1, E_2, S_j, \mu_x > 0) \quad (6)$$

식 (6)에서  $E_1, E_2$ 는 실험을 통해 구하며,  $\mu_y$ 는 식 (5)에서 100% 슬립을 의미하는  $S_j$ 가 1인 상태조건을 대입하여 구한다.

$$\mu_y = E_3 \mu_{x,k} = const \quad (E_3, \mu_y > 0) \quad (7)$$

2.3 차량의 운동방정식

유한개의 로드휠의 영향을 배제하기 위하여 먼저, 무한개의 로드휠을 장착한 차량을 고려한다. 식 (3), (4)에 나타난 궤도와 지면의 마찰력을 궤도의 단위 길이에 대한 힘들로 변환한다.

$$q_{xj}(x) = -sign(w) \cdot \mu_{xj} \cdot g_j(x) \cdot \cos \phi_j(x) \quad (8)$$

$$q_{yj}(x) = -\text{sign}(\omega) \cdot \mu_y \cdot g_j(x) \cdot \sin\phi_j(x) \quad (9)$$

Fig. 7은 궤도에 작용하는 구동력  $F_j$ 와 구름 저항력  $R_j$ , 그리고 횡방향의 슬립에 의한 마찰력  $q_{yj}(x)$ 와 질량중심에 작용하는 체적력  $C_{x,0}$ ,  $C_{y,0}$ 의 영향을 받으며 주행하는 임의의 순간에 대한 차량운동을 나타내고 있다.

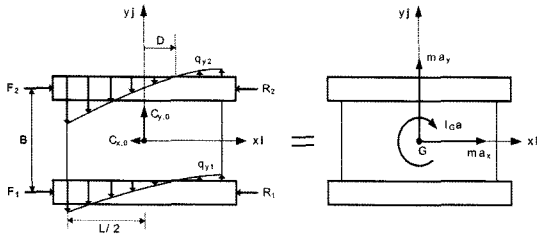


Fig. 7 Dynamic modeling of plane motion of vehicle

로드휠이 궤도 위를 회전하는 경우, 회전운동에 따른 구름 저항력이 발생하여 차량의 전진운동을 방해하는 방향으로 작용한다. 과도상태에서 차량의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\sum F_x = ma_x : (F_1 + F_2) - (R_1 + R_2) - C_{x,0} = ma_x \quad (10)$$

$$\sum F_y = ma_y : \sum_{j=1}^2 \left( \int_{-L/2}^{L/2} q_{yj}(x) dx \right) + C_{y,0} = ma_y \quad (11)$$

$$\sum M_G = I_G \alpha : \frac{B}{2}(F_2 - F_1 - R_2 + R_1) - \sum_{j=1}^2 \left( \int_{-L/2}^{L/2} q_{yj}(x) x dx \right) = I_G \alpha \quad (12)$$

여기서 구동력  $F_j$ 는 식 (8)을 궤도의 길이에 대한 적분을 하여 구할 수 있다. 차량의 운동경로가 곡선 주행인 경우, 차량의 운동을 차량의 진행방향과 회전 중심방향 성분으로 나누어 고려하는 것이 편리하다. Fig. 1에서 가속도 성분  $a_t$ 는 속도방향과 같은 방향으로 향하며, 가속도 성분  $a_n$ 은 항상 경로의 회전 중심방향을 향한다. 정상상태 조향운동에 대한 식으로 변환하기 위해서는 다음의 조건식들이 필요하다.

$$\begin{cases} V = \text{constant} \\ \omega = \text{constant} \\ \rho = R_g (= V/\omega = \text{constant}) \end{cases} \quad (13)$$

## 2.4 차량의 기본적인 조향운동 모델

차량의 정상상태 조향특성을 표현하는 주요 변수인 조향 기어비  $iS_g$ , 조향 속도비  $iS_v$ , 평균속도  $V_m$ , 그리고 평균속력  $\bar{V}_m$ 을 정의한다.

$$iS_g = \frac{V_2 + V_1}{V_2 - V_1}, \quad iS_v = \frac{V_2}{V_1} = \frac{iS_g + 1}{iS_g - 1} \quad (14)$$

$$V_m = \frac{V_2 + V_1}{2}, \quad \bar{V}_m = \frac{|V_2| + |V_1|}{2} \quad (15)$$

Fig. 8에 나타난 양쪽 궤도의 속도분포를 기하학적 비례식으로 응용하여 조향 기어비  $iS_g$ 를 변형할 수 있다.

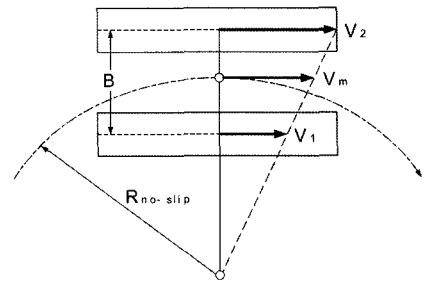


Fig. 8 Track speeds and turning radius

$$iS_g = \frac{R_{no-slip}}{B/2} \quad (16)$$

실제 차량의 속도는 지면과 궤도사이의 슬립에 의해 달라지며, 차량의 회전 중심축이 차량중심을 지나지 않을 수도 있다.  $R_{no-slip}$ 은 횡방향의 슬립을 무시한 이상적인 경우의 회전반경이다.

Fig. 9에 나타난 작용력들을 고려하여 차량의 운동방정식을 정리하면 다음과 같다.

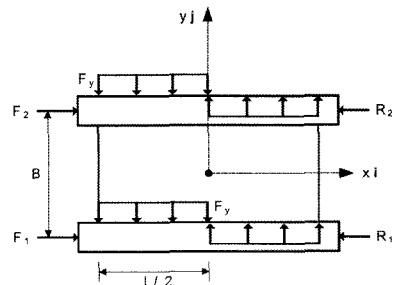


Fig. 9 Modeling of the steady state steering (simple model)

$$\sum F_x = 0 : (F_1 + F_2) - (R_1 + R_2) = 0 \quad (17)$$

$$\sum M_G : \frac{B}{2}(F_2 - F_1 - R_2 + R_1) - M_G = 0 \quad (18)$$

$$R_j = f_r \left( \frac{W_n}{2} \right), \quad M_G = \frac{\mu_w W_n L}{4} \quad (19)$$

Table 1과 같은 차량의 제원이 주어지면 식 (17)~(19)를 이용하여 구동력  $F_1$ 과  $F_2$ 를 구할 수 있다. 선회 저항계수  $\mu_w$ 는 실험식으로 식 (20)과 같이 표현되며 여기서는  $n$  값을 0.2로 하고, 직선주행에 가까운 조향비  $iS_{g,INF}$ 는 1600을 적용한다.

$$\mu_w = \frac{\mu_{w,0}}{(1 + iS_g)^n} \left( 1 - \frac{iS_g}{iS_{g,INF}} \right) \quad (20)$$

Fig. 10은 선회 저항계수  $\mu_w$ 의 특성을 나타내고 있다.

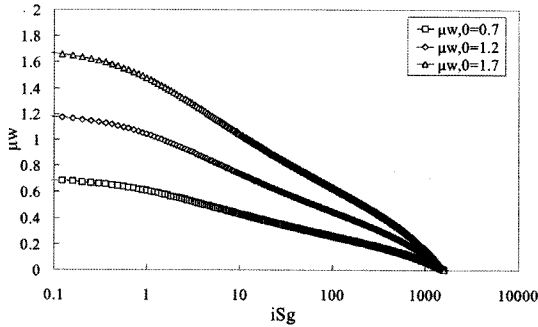


Fig. 10 Turning resistance coefficient as a function of  $iS_g$

### 3. 조향성능에 대한 수치해석

#### 3.1 과도상태 수치해석

궤도차량의 과도상태 조향 운동방정식을 이용하여 수치해석을 수행하였다.

Table 1 Data for the performance analysis of steering system

Parameter	Variable	Value	Unit
Mass of vehicle	$m$	60,000	kg
Length of track	$L$	4.5	m
Tread of vehicle	$B$	2.265	m
Height of mass center	$H$	1.2	m
Rolling resistance coefficient	$f_r$	0.05	-

해석에 사용된 데이터가 Table 1에 나타나 있으며 Fig. 11은 해석시 사용한 운전조건을 나타내고 있다.

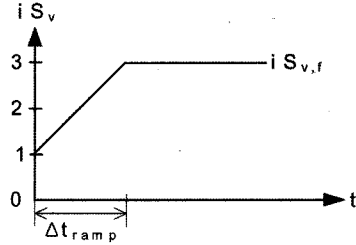


Fig. 11 Simulation condition of driving mode

Fig. 12는 10km/h, 20km/h, 30km/h, 40km/h의 네 가지 주행속도에 대하여 과도상태 조향특성을 분석한 것이다. 양측 궤도의 회전속도는 서로 동일한 값을 갖는 상태(직진 주행 상태)에서 출발하여 점차 다른 속도로 회전하게 되고  $\Delta t_{ramp}$ 가 5sec 이후에는  $iS_g$ 가 3인 상태로 일정하게 회전하게 된다. 차량의 조향운동은 효과적으로 묘사하기 위하여  $X_f$ ,  $Y_f$ 평면상의 운동궤적을 도시하였다.

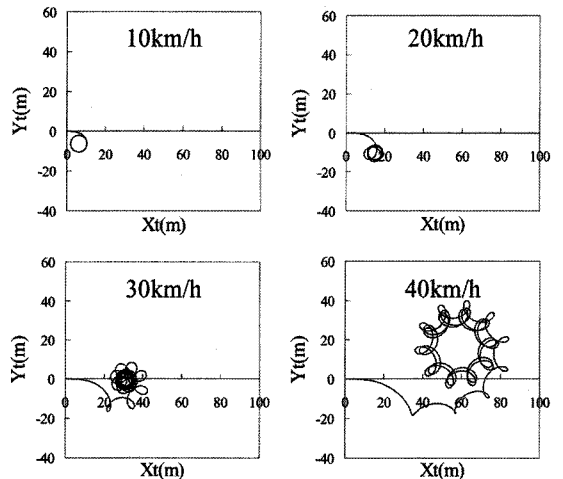


Fig. 12 Trajectory of motion with initial forward velocity from 10km/h to 40km/h

차량속도가 10km/h인 경우에는 8.5sec 후에 정상조향 상태가 되며, 조향반경  $R_g$ 는 4.2m로 일정한 값을 보이고 있다. 차량속도가 20km/h인 경우에는 54sec 후에 정상조향 상태가 되며,  $R_g$ 는 3.75m를

갖는다. 30km/h에서는 조향 반경이 다시 증가하여  $R_g$ 는 4.2m로 증가된다. 이들 결과를 통해 차량의 주행속도가 증가하면 정상조향 상태에 이르기까지의 시간이 많이 필요하게 된다는 것을 알 수 있었다. 또한 차량의 속도가 40km/h일 때에는 조향 운동이 정상상태로 수렴하지 않는 특성을 보이고 있음을 확인할 수 있었다. 전체적인 결과를 통해서 조향 기어비  $iS_g$ 의 값에 따라 정상조향이 가능한 최고 속도가 정해져 있음을 알 수 있다.

### 3.2 정상상태 수치해석

식 (10)~(12)에서 정상상태 조건인 식 (13)을 적용하여 구할 수 있으며 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$(F_1 + F_2) - (R_1 + R_2) = m D \omega^2 \quad (21)$$

$$\sum_{j=1}^2 \left( \int_{-L/2}^{L/2} q_{yj}(x) dx \right) = m R_0 \omega^2 \quad (22)$$

해석의 편의성을 위하여 다음과 같은 무차원 변수들을 정의하였다.

$$d = \frac{D}{L}, \quad a_j = \frac{A}{L} \quad (23)$$

Implicit function 형태의 운동방정식을 이용하여 10km/h, 20km/h, 70km/h, 80km/h의 차량 속도별로 정상상태 수치해석을 수행하였다. Local minimum이 많은 경우, 해를 찾아가는 과정에서 수치 모델이 민감하기 때문에 발산하는 거동을 보이기도 한다. 이에 반하여 과도상태 조향모델을 이용하는 경우에는 초기치에 의한 미분 방정식의 해를 이용하여 성능을 분석하는 것으로써 과도 상태의 해가 어느 정도 수렴하여 안정적인 거동을 보일 때 정상상태 해로 취한 것들이다. 따라서 과도 상태 모델을 이용한 해와 정상 상태 모델을 이용한 해의 오차가 발생하는 경우에는 과도 상태 모델을 이용하여 분석한 해가 신뢰성이 높다고 할 수 있다. 정상상태 조향 특성의 분석방법을 Table 2에 정리하였다.

Fig. 13, Fig. 14의 중/고속 상태에서의  $R_g$ 와  $R_0$ 의 거동은 주행속도별로 정상상태 조향이 가능한  $iS_g$  영역이 다르게 분포하고 있다.

Table 2 Flow chart for the computer simulation of the steady state steering of vehicle

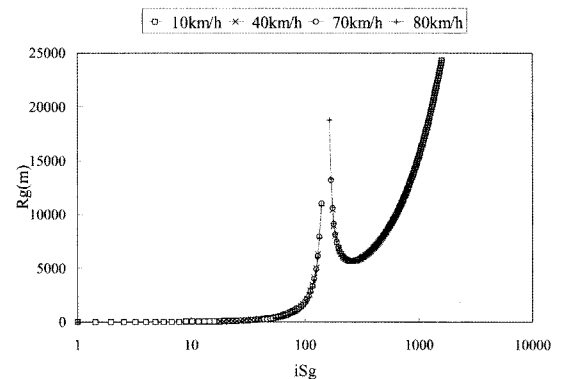
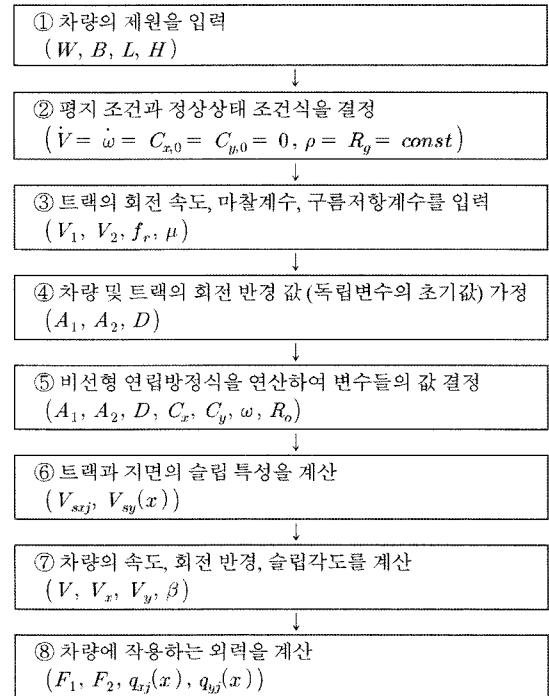


Fig. 13 Radius of curvature  $R_g$  with variation of  $iS_g$  at the middle and high speed

Fig. 15에서 차속이 증가하고  $iS_g$  값이 작아질수록  $d$  값은 증가하고 있다.

Fig. 16은  $a_j$ 의 거동을 나타낸 것이며 같은  $iS_g$ 에서 차속이 증가하면  $a_j$  값의 크기가 작아지게 된다.

식 (9)와 식 (12)를 이용하여 등가 선회 저항계수  $\mu_w$ 를 계산하였다. 이 등가의 선회 저항계수는 실제 노면에서 작용하는 마찰 모멘트 값을 슬립 속도분

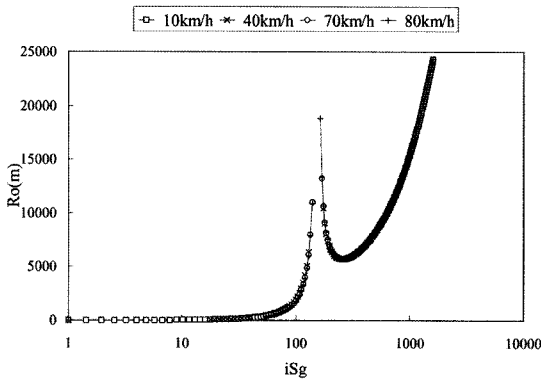


Fig. 14 Radius of curvature  $R_0$  with variation of  $iS_g$  at the middle and high speed

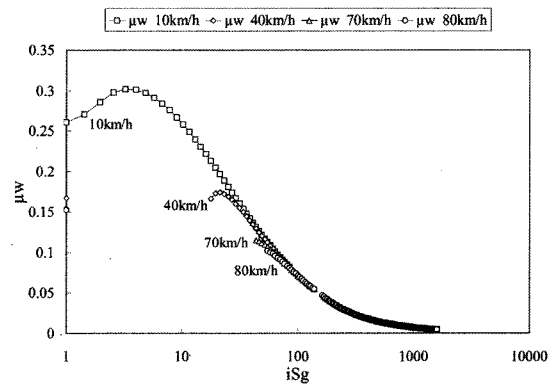


Fig. 17 Turning resistance coefficients  $\mu_w$  with variation of  $iS_g$  at the middle and high speed

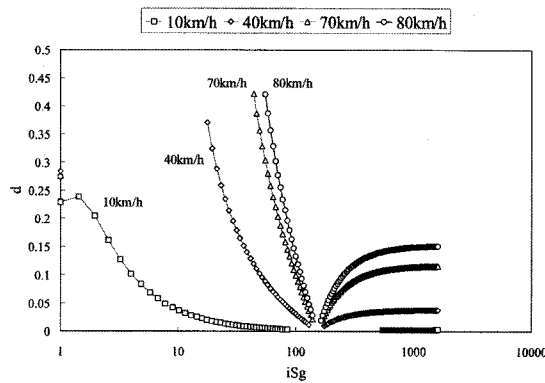


Fig. 15 Dimensionless distance  $d$  with variation of  $iS_g$  at the middle and high speed

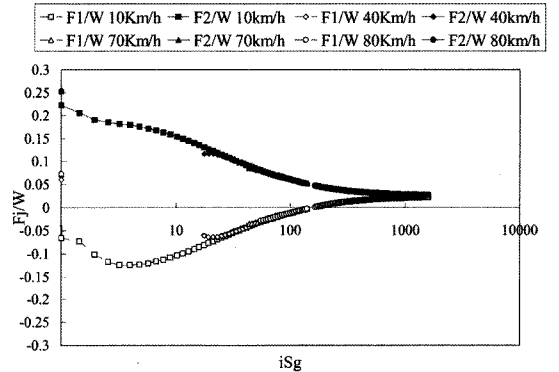


Fig. 18 Dimensionless traction forces  $F_y/W$  with variation of  $iS_g$  at the middle and high speed

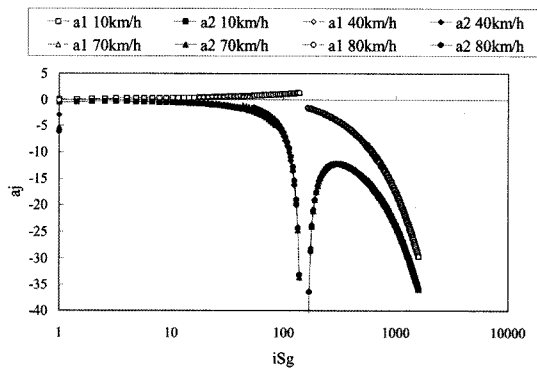


Fig. 16 Dimensionless distance  $a_j$  with variation of  $iS_g$  at the middle and high speed

포를 무시하여 효과적으로 묘사한다. Fig. 17에서 선회 저항계수는 차속별로 약간씩은 차이가 있으나 그 영향은 미비하며 주로 조향기어비  $iS_g$ 에 따라 그 값이 변하고 있음을 알 수 있다. 조향기어비  $iS_g$ 가

증가하면 차체의 회전 운동 보다는 직진 운동의 비중이 증가하여 선회저항 모멘트 효과가 저감된다.

Fig. 18은 좌우 궤도에 작용하는 구동력을 표시하고 있다. 힘의 부호가 양수이면 구동력을 의미하고 음수이면 제동력을 의미한다. 차속별 구동력의 차이는 미비하며 주로 조향기어비가 증가하면 힘의 크기가 감소하는 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 조향기어비가 매우 커지면 양쪽 궤도에 작용하는 힘은 구동력의 방향으로 작용하게 되고 차량은 직진 주행 상태가 된다.

Fig. 19는 좌우 궤도의 구동 스프로킷의 출력 동력을 표시한 것이다. 표현된 출력 동력의 부호가 양수이면 파워팩 내부에서 지면 쪽으로 동력이 출력되고 있음을 의미하고 음수이면 지면으로부터 파워팩 내부 쪽으로 동력이 입력되고 있음을 의미한다.



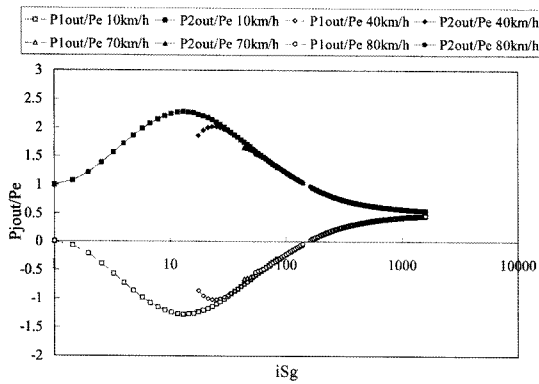


Fig. 19 Power ratio  $P_{j,out}/P_e$  with variation of  $iS_g$  at the middle and high speed

결과 그림으로부터  $iS_g$ 가 20인 근처에서 최대 출력 특성을 가지고 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 로드휠의 슬립을 고려하여 차량의 과도상태 운동방정식을 유도하였다. 이상의 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 10km/h, 20km/h, 30km/h, 40km/h의 네 가지 주행속도에 대하여 과도상태 조향특성을 분석하였으며 차량의 속도가 증가하면서 불안정한 조향 거동이 발생하는 것을 확인하였다. 따라서 조향 기어비  $iS_g$ 의 값에 따라 정상조향이 가능한 최고 속도가 정해져 있는 것을 알 수 있었다.
- 2) 선회 저항계수  $\mu_w$ 를 정상상태 수치해석을 통해 확인 및 예측하였으며 기본적인 조향 모델과 비교하여 최대 2배 정도 차이를 보였다. 따라서, 기본적인 조향 모델에서 선회 저항계수  $\mu_w$ 의 오차만 적으면 구동력  $F_1, F_2$ 를 정확히 구할 수 있는 것을 확인하였다.
- 3) 조향 기어비  $iS_g$ 가 커지면 궤도에 작용하는 힘은 구동력 방향으로 작용하여 차량이 직진 주행상태가 되는 것을 확인하였다.
- 4) 궤도차량의 스프로킷 동력선도를 통해  $iS_g$ 가 1 이하인 경우 동력분기가 발생하며  $iS_g$ 가 1 이상 1600 이하인 경우 동력재생이 최대 2.3배 발생하는 것을 확인하였다.

#### References

- 1) M. Kitano and H. jyozaiki, "A Theoretical Analysis of Steerability of Tracked Vehicles," 自動車技術會論文集, No.11, pp.241-258, 1976.
- 2) K. Watanabe, M. Kitano, K. Kanagawa and K. Togo, "Effects of Speed Reducution on Steering Characteristics of Tracked Vehicles," 自動車技術會論文集, No.39, pp.84-90, 1998.
- 3) R. G. Reppert, Modem Transmission for Tanks, Millitary Technology, pp.4-21, 1987.
- 4) W. Steeds, "Tracked Vehicles," Automobile Engineer, pp.143-148, 1950.
- 5) M. K. Kar, "Prediction of Tracked Forces in Skid-steering of Military Tracked Vehicles," Journal of Terramechanics, Vol.24, No.1, pp.75-86, 1987.
- 6) M. Kitano and M. Kuma, "An Analysis of Horizontal Plane Motion of Tracked Vehicles," Journal of Terramechanics, Vol.14, No.4, pp.211-225, 1977.
- 7) M. Kitano, K. Watanabe, Y. Takaba and K. Togo, "Lane-change Maneuver of High Speed Tracked Vehicles," Journal of Terramechanics, Vol.25, No.2, pp.91-102, 1988.
- 8) M. Kitano, K. Watanabe and N. Nagatomo, "Study on Stability and Controllability of High-speed Tracked Vehicles - Linear Model and Response Characteristics," 自動車技術會論文集, No.44, pp.77-82, 1990.
- 9) I. Hayashi, "Practical Analysis of Tracked Vehicle Steering Depending on Longitudinal Track Slippage," Proceedings of The 5th International Society for Terrain Vehicle Systems, Vol.2, Detroit-Houghton, MI, 1975.
- 10) J. Y. Wong, "An Introduction to Terramechanics," Journal of Terramechanics, Vol.1, No.1, pp.5-17, 1984.
- 11) J. Y. Wong, "Some Recent Development in Terramechanics," SAE 865083, 1986.
- 12) J. Y. Wong, "Computer Aided Analysis of The Effects of Design Parameters on The Performance of Tracked Vehicles," Journal of Terramechanics, Vol.23, No.2, pp.95-124, 1986.

- 13) R. D. Wismer and H. J. Luth, "Off-road Traction Prediction for Wheeled Vehicles," ASAE Paper No. 72-619.
- 14) R. N. Yong, "Track-soil Interaction," Journal of Terramechanics, Vol.21, No.2, pp.133-152, 1984.
- 15) K. Kogure, Y. Ohira and H. Yamaguchi, "Basic Study of Probabilistic Approach to Prediction of Soil Trafficability - Statistical Characteristics of Cone Index," Journal of Terramechanics, Vol.22, No.4, pp.147-156, 1985.
- 16) K. U. Kim and B. S. Shin, "Modeling Motion Resistance of Rapid Wheels," Journal of Terramechanics, Vol.22, No.4, pp.225-236, 1986.
- 17) K. S. Yi and S. J. Yi, "Real-time Simulation of a High Speed Multibody Tracked Vehicles," Int. J. Automotive Technology, Vol.6, No.4, pp.351-357, 2005.