

<기술논문>

고속주행용 궤도차량의 동적해석

Dynamic Analysis of High Mobility Tracked Vehicles

김 상 두*, 이 승 중**
Sangdo Kim, Seungjong Yi

ABSTRACT

In this study, modeling and analysis procedure for the dynamic analysis of a high mobility tracked vehicle system were studied. The vehicle model used in this investigation is assumed to be consist of two kinematically decoupled subsystems. The chassis subsystem consists of chassis frame, sprocket, support rollers, road wheels, idler wheel, road wheel arms and idler wheel arm, while the track subsystem is represented as a closed kinematic chain consisting of track links and end connectors interconnected by revolute joints with bushing. Nonlinear contact force module describing the interaction between track link, and sprocket, idler wheel, road wheel, support roller, ground was used. The effects of road wheel arms and idler wheel arm due to tension adjuster are also considered.

주요기술용어 : Tracked vehicle(궤도차량), Kinematically decoupled subsystem(기구학적으로 비연성된 부속시스템), Track subsystem(궤도부속시스템), Chassis subsystem(샤시부속시스템), Tension adjuster(장력조절기)

1. 서 론

군사적인 용도로 사용되는 고속주행용 궤도차량(high mobility tracked vehicle)의 동적해석의 경우 많은 비선형미분대수방정식의 수치해를 필요로 하며 궤도형상의 지속적인 변화에 의한 기구학적 특이형상을 고려하여야 한다.¹⁻⁴⁾ 이를 위하여 본 논문에서는 샤시부속시스템의 경우 차

량의 순환기구학방정식을 이용하였으며 궤도부속시스템은 궤도와 엔드커넥터의 연결핀의 부상에 의한 영향을 고려하기 위하여 이차이음으로 연결된 궤도링크로 구성된 2차원 차량모델을 사용하였다. 동적해석 시 궤도차량 구성요소의 하중의 영향과 각 구성요소들과 또 이들과 지면과의 사이에 작용하는 동적 반복충격을 고려한 접촉력모델을 이용하기 위하여 고속주행용 궤도차량에서 발생할 수 있는 궤도의 상태를 고려하였으며 또한 고속형 궤도차량의 특징적 구성요소인 로드휠 압, 아이들러암의 영향도 고려하였다.

* 회원, 현대자동차 남양연구소
** 회원, 한양대학교 기계공학부

2. 궤도차량의 구성요소 모델링

2.1 샤시부속시스템

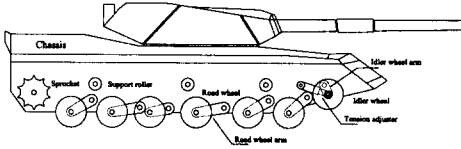


Fig. 1 Chassis subsystem

샤시부속시스템을 구성하는 요소들 중, 스프라킷(sprocket), 로드휠암(road wheel arm), 아이들러휠암(idler wheel arm), 서포트롤러(support roller)는 Fig. 1과 같이 모두 샤시프레임에 직접 회전이음으로 연결되어 있으며, 로드휠과 아이들러휠은 각각 샤시프레임 및 샤시프레임에 대해 상대적인 회전운동을 하는 로드휠암과 아이들러휠암에 회전이음(revolute joint)으로 연결되어 있다.

일반적으로 i 번째 강체가 샤시프레임에 회전이음으로 연결되어 있다면 다음과 같은 기구학적 구속조건들이 생긴다.

$$\left. \begin{aligned} R^i &= R^c + A^c \bar{u}_i^c \\ \theta^i &= \theta^c + \theta^{i,c} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

여기서 R^i 는 i 번째 강체좌표계 원점의 전역위치벡터(global position vector), R^c 는 샤시프레임좌표계 원점의 전역위치벡터, A^c 는 샤시프레임의 회전을 나타내는 2차원 변환행렬(transformation matrix), \bar{u}_i^c 는 샤시프레임좌표계로 표현되는 i 번째 강체의 연결점(joint definition point)을 나타내는 상대위치벡터, θ^i 는 i 번째 강체의 전역좌표계에 대한 절대회전(absolute orientation), θ^c 는 샤시프레임의 전역좌표계(global coordinate system)에 대한 절대회전을 정의하는 각, 그리고 $\theta^{i,c}$ 는 샤시프레임에 대한 i 번째 강체의 상대회전각(relative rotation)이다. 변환행렬 A^c 는 다음과 같이 정의된다.

$$A^c = \begin{bmatrix} \cos \theta^c & -\sin \theta^c \\ \sin \theta^c & \cos \theta^c \end{bmatrix}$$

식 (1)을 시간에 대해서 미분하면 다음과 같은 속도방정식을 얻을 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} \dot{R}^i &= \dot{R}^c + A^c \bar{u}_i^c \omega^c \\ \omega^i &= \omega^c + \omega^{i,c} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

여기서 A_θ^c 는 다음과 같이 정의된다.

$$A_\theta^c = \begin{bmatrix} -\sin \theta^c & -\cos \theta^c \\ \cos \theta^c & -\sin \theta^c \end{bmatrix}$$

또한, $i+1$ 번째 강체가 i 번째 강체에 회전이음으로 연결되어 있고 i 번째 강체가 샤시프레임에 회전이음으로 연결되어 있다면 다음과 같은 기구학적 구속조건들이 생긴다.

$$\left. \begin{aligned} R^{i+1} &= R^c + A^c - A^i \bar{u}_1^i + A^i \bar{u}_2^i \\ &= R^{i+1} + A^{i,c} \bar{u}_2^i \\ \theta^{i+1} &= \theta^c + \theta^{i,c} + \theta^{i+1,i} \\ &= \theta^i + \theta^{i+1,i} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

여기서 \bar{u}_1^i , \bar{u}_2^i 는 i 번째 강체좌표계로 표현되는 샤시프레임 및 $i+1$ 번째 강체와의 연결점을 나타내는 상대위치벡터, $\theta^{i+1,i}$ 는 i 번째 강체에 대한 $i+1$ 번째 강체의 상대회전각이다.

식 (3)을 시간에 대해서 미분하면 다음과 같은 속도방정식을 얻을 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} \dot{R}^{i+1} &= \dot{R}^c + A_\theta^c \bar{u}_1^i \omega^c - A_\theta^i \bar{u}_1^i \omega^i + A^i \bar{u}_2^i \omega^i \\ &= \dot{R}^i + A_\theta^i \bar{u}_2^i \omega^i \\ \omega^{i+1} &= \omega^c + \omega^{i,c} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

여기서 A_θ^c , A_θ^i 는 각각 θ^c 에 대한 A^c 의 편미분과 θ^i 에 대한 A^i 의 편미분이다.

스프라킷, 로드휠암, 아이들러휠암, 서포트롤러는 샤시프레임에 직접 회전이음으로 연결되어 식 (1)과 같은 구속조건을 가지고, 로드휠과 아이들러휠은 각각 샤시프레임에 회전이음으로 연결된 로드휠암과 아이들러휠암에 회전이음으로 연결되어 식 (3)과 같은 구속조건을 가진다(Fig. 2 와 Fig. 3).

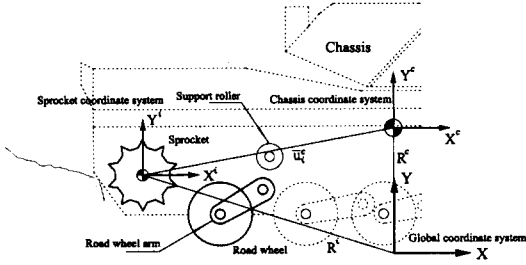


Fig. 2 Sprocket position with respect to the chassis coordinate system

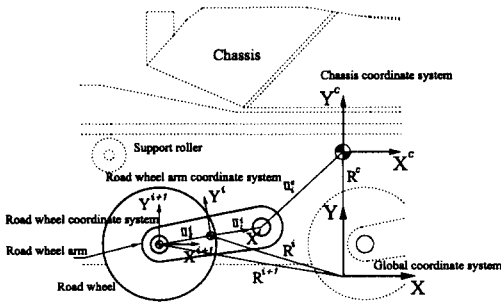


Fig. 3 Road wheel arm position with respect to the chassis coordinate system

지역좌표계 원점의 절대위치벡터들과 지역좌표계의 회전각들의 속도방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{q}_c = H_c(\dot{q}_i) \quad (5)$$

여기서

$$q_c = [R^{c^T} R^{1^T} R^{2^T} \cdots R^{n^T} \theta_c \theta_1 \theta_2 \cdots \theta_n]^T$$

이고 $(q_i)_c = [R^{c^T} \theta_c \theta_1 \theta_2 \cdots \theta_n]^T$ 이다.

식 (5)를 이용하면 차시부속시스템은 일반좌표 분할(generalized coordinate partitioning)을 이용하여 일반좌표를 독립좌표로 표현할 수 있다.⁵⁾

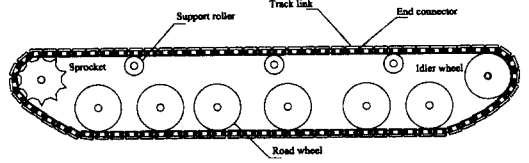


Fig. 4 Planar track subsystem model

2.2 궤도부속시스템

궤도부속시스템은 궤도링크(track link)와 엔드커넥터(end connector)가 부싱(bushing)을 이용한 회전이음으로 연결되어 있다.(Fig. 4) 이 경우 궤도부속시스템은 차시부속시스템의 경우와 같이 순환기구학방정식을 이용하여 모델링될 수 있으나 그렇게 할 경우 회전이음 부위의 부싱의 강성, 감쇠에 의한 영향을 고려할 수 없으며 궤도링크와 엔드커넥터를 각각의 강체로 모델링한다면 궤도부속시스템을 이루고 있는 시스템의 자유도의 수가 증가하여 순환기구학방정식의 행렬크기가 커져 시뮬레이션 시 계산 시간이 길어지는 단점이 있다.⁶⁻⁷⁾ 또한 시스템이 경직(stiff)되는 현상이 발생한다. 따라서 본 연구에서는 궤도링크 사이의 엔드커넥터를 스프링과 댐퍼의 이차이음(secondary joint)으로 모델링하였다. 즉, 궤도부속시스템에서 궤도링크 간의 부싱을 이용한 회전이음으로 연결된 엔드커넥터는 스프링, 댐퍼의 이차이음(secondary joint)모델로 대체될 수 있다.(Fig. 5)

이에 따라 엔드커넥터와 연결된 궤도링크에 작용하는 힘은 강성계수와 감쇠계수를 포함하는 이차이음으로 표현할 수 있으며 이에 따라 각 궤도링크에 작용하는 힘은 궤도링크와 엔드커넥터의 연결점인 엔드커넥터 핀의 위치를 이용하여 알 수 있다.

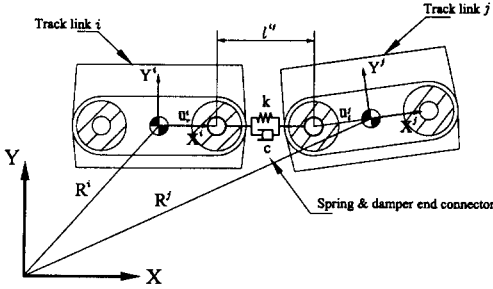


Fig. 5 Spring-damper force between track links

Fig. 5에서와 같이 i 번째 궤도링크와 j 번째 궤도링크 사이에서 작용하는 힘은 i 번째 궤도링크의 우측엔드커넥터핀과 j 번째 궤도링크의 좌측엔드커넥터핀 사이의 길이와 이의 변화량을 이용하여 나타낼 수 있다.

이들 사이에 작용하는 힘은 다음과 같다.

$$F_e^{\ddot{u}} = k(l^{\ddot{u}} - l^{\ddot{u}}_{initial}) + cl^{\ddot{u}} \quad (6)$$

여기서 $l^{\ddot{u}}$ 는 i 번째 궤도링크의 우측엔드커넥터핀과 j 번째 궤도링크의 좌측엔드커넥터핀 사이의 길이, $l^{\ddot{u}}_{initial}$ 는 이 길이의 초기값, 즉 엔드커넥터의 길이, $l^{\ddot{u}} - l^{\ddot{u}}_{initial}$ 는 길이의 변화량, k 와 c 는 각각 스프링-댐퍼 엔드커넥터 모델의 강성계수와 감쇠계수이다.

식 (6)에서의 벡터 $l^{\ddot{u}}$ 는 다음과 같다.

$$l^{\ddot{u}} = r_r^i - r_l^j \quad (7)$$

여기서 r_r^i 는 이웃하는 궤도링크 i 와 j 의 i 번째 궤도링크에 있는 우측엔드커넥터핀의 전역위치벡터를 나타내며 r_l^j 는 j 번째 궤도링크에 있는 좌측엔드커넥터핀의 전역위치벡터를 나타낸다. 두 벡터 r_r^i 와 r_l^j 를 각각 i 번째 궤도링크와 j 번째 궤도링크에 대해서 일반화시킨 좌표로 나타내면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} r_r^i &= R^i + A^i \bar{u}_r^i \\ r_l^j &= R^j + A^j \bar{u}_l^j \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

여기서 A^i 와 A^j 는 각각 i 번째 궤도링크와 j 번째

궤도링크 좌표계에 대한 2차원 변환행렬이며, \bar{u}_r^i 는 i 번째 궤도링크에 있는 우측엔드커넥터핀의 지역위치벡터이고 \bar{u}_l^j 는 j 번째 궤도링크에 있는 좌측엔드커넥터핀의 지역위치벡터이다.

3. 운동방정식

궤도차량의 차시부속시스템에 대한 운동방정식은 절대좌표계로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} (M_R)_c & 0 \\ 0 & (M_\theta)_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (\ddot{q}_R)_c \\ (\ddot{q}_\theta)_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (Q_R)_c \\ (Q_\theta)_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (F_R)_c \\ (F_\theta)_c \end{bmatrix} \quad (9)$$

여기서 M_c 는 구성강체의 절대좌표에 대한 질량행렬, Q_c 는 강체에 대해 외부에서 작용하는 힘 및 모멘트 벡터, F_c 는 구속력 및 구속모멘트의 벡터이다.

식 (9)를 차시부속시스템의 일반좌표 $\bar{q}_c = [(\ddot{q}_R)_c \ (\ddot{q}_\theta)_c]^T$ 에 대해서 풀면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} (\ddot{q}_R)_c \\ (\ddot{q}_\theta)_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (H_R)_c \\ (H_\theta)_c \end{bmatrix} (\bar{q}_c) + \begin{bmatrix} (\gamma_R)_c \\ (\gamma_\theta)_c \end{bmatrix} \quad (10)$$

식 (10)에서 벡터 γ_c 는 속도의 2차항을 가지게 되며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\gamma_c = \dot{H}_c(\dot{q}_c) = \begin{bmatrix} (\dot{H}_R)_c \\ 0 \end{bmatrix} (\dot{q}_c) \quad (11)$$

식 (11)를 식 (10)에 대입하고 양변의 앞에 행렬 H_c 의 전치행렬을 곱해주고 $H_c^T F_c = 0$ 라는 것을 이용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$H_c^T M_c H_c (\ddot{q}_c) = H_c^T (Q_c - M_c \gamma_c) \quad (12)$$

이 방정정식을 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(M_i)_c (\ddot{q}_i)_c = (Q_i)_c \quad (13)$$

여기서 차시부속시스템의 $(M_i)_c$ 와 $(Q_i)_c$ 는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (M_i)_{chassis} &= H_c^T M_c H_c \\ (Q_i)_{chassis} &= H_c^T (Q_c - M_c \gamma_c) \end{aligned}$$

또한 궤도부속시스템의 각각의 궤도 강체에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_i \ddot{q}_i = Q_i \quad (14)$$

여기서 M_i 는 궤도부속시스템 i 번째 강체의 질량행렬이며 Q_i 는 i 번째 궤도강체에 작용하는 힘과 모멘트 행렬이다.

궤도부속시스템의 경우 샤프트부속시스템과는 달리 각 강체간의 구속력을 나타내는 구속력벡터 F_i 는 생략할 수 있다. 이는 궤도부속시스템을 이루는 각 궤도링크가 사이의 회전이음에서 발생하는 구속력이 각 궤도강체의 외력으로 작용하기 때문이다. 이에 따라 샤프트부속시스템의 운동방정식과 같이 많은 행렬연산이 필요하지 않아서 시뮬레이션 시 계산 시간을 크게 단축할 수 있다는 장점이 있다.

4. 차량 구성요소 사이의 접촉

4.1 로드휠과 궤도링크의 접촉

궤도차량의 모델에서 궤도부속시스템과 샤프트부속시스템 사이의 상호작용은 궤도링크와 샤프트프레임에 부착되어 있는 각 휠과의 접촉으로서 표현된다. 이때 각 휠에 작용하는 접촉력은 궤도링크에 작용하는 힘과 크기는 같고 방향은 반대이다. 대상 궤도차량 모델의 시뮬레이션 시 어떤 강체들이 접촉하는지의 여부와 접촉점의 위치를 결정하기 위하여 모든 휠과 궤도링크들의 위치에 관한 정보가 필요하다(Fig. 6).

궤도링크에 대한 휠의 위치를 결정하기 위하여 모든 궤도링크와 휠좌표계 원점의 전역위치벡터에 대한 정보가 필요하다. R^i 는 i 번째 궤도링크좌표계 원점 O^i 의 전역위치벡터이고, R^j 는 j 번째 휠좌표계 원점 O^j 의 전역위치벡터이다. 점 O^j 에 대한 점 O^i 의 상대위치벡터는 다음과 같다.

$$\bar{u}^j = R^j - R^i \quad (15)$$

i 번째 궤도링크좌표계에서 상대위치벡터는 다음과 같다.

$$\bar{u}^j = A^{i^T} \bar{u}^j \quad (16)$$

여기서 A^i 는 변환행렬이고 θ^i 는 전역좌표계에 대한 궤도링크 좌표계의 회전각이다.

또한 벡터 \bar{u}^j 의 요소는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{u}^j = \begin{bmatrix} \bar{u}_x^j \\ \bar{u}_y^j \end{bmatrix}$$

i 번째 궤도링크가 j 번째 휠과 접촉하기 위한 필요조건은 다음과 같다.

$$-l_2 \leq \bar{u}_x^j \leq l_2 \quad (17)$$

여기서 l_2 는 궤도링크의 중심에서 각 궤도축까지의 거리이다.

만약에 \bar{u}^j 가 필요조건을 만족시키지 못한다면 i 번째 궤도링크는 j 번째 휠과 접촉하지 못하게 되며, 필요조건을 만족시키면 관통(penetration) 상태인지를 확인하여야 한다. 또한 관통 δ^j 가 다음과 같은 경우 휠과 궤도링크는 접촉하게 된다.⁸⁾

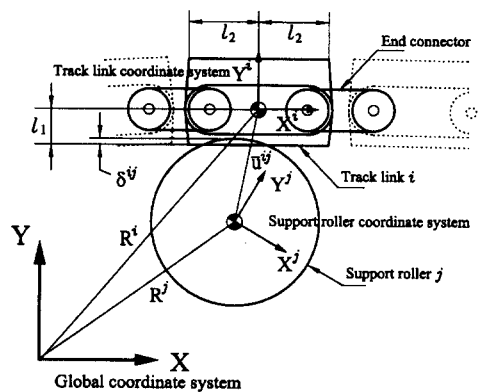


Fig. 6 Interaction between support roller and track link

$$\delta^{\dot{y}} = \overline{u}_y^{\dot{y}} - r - l_1 \leq 0 \quad (18)$$

여기서 r 은 휠의 반지름이며 l_1 은 케도링크좌표계 원점으로부터 케도링크표면까지의 거리이다.

4.2 스프라킷과 케도링크의 접촉

케도차량에서 구동력의 전달과정은 스프라킷의 회전에 의한 스프라킷과 케도링크와의 접촉으로 나타나며 이는 Fig. 7과 같이 스프라킷의 잇면과 케도링크의 엔드커넥터핀과의 접촉모델로 나타낼 수 있다. 스프라킷이는 3개의 면으로 모델링될 수 있으며 이들을 좌측면 l , 바닥면 s , 우측면 r 으로 나타내면, 각 면은 각각의 지역좌표계를 가지며 이들 좌표계들의 회전은 일정각만큼 다르다. O' , O'' , O''' 는 세 좌표계의 원점들이며 이의 좌표계의 원점은 O' 로 정의한다. 본 논문에서는 스프라킷잇면과 엔드커넥터핀을 통한 케도링크의 접촉을 나타내기 위하여 i 번째 케도링크의 엔드커넥터핀과 스프라킷이가 접촉할 때, 또한 이 접촉이 각각 좌측면 l , 바닥면 s , 그리고 우측면 r 에서 발생하는 경우를 고찰하였다. 한편, 케도링크와 엔드커넥터는 엔드커넥터핀으로 연결되어 있으므로 이들, 케도링크 좌우의 두개의 핀에 대하여 각각의 접촉이 발생하는 경우를 고려하였다.

4.2.1 바닥면과의 접촉

점 A 를 엔드커넥터핀의 중심이라 하면 이 점의 전역위치벡터는 다음과 같다.

$$r_A^i = R^i + A^i \overline{u}_A^i \quad (19)$$

여기서 R^i 는 i 번째 케도링크의 전역위치벡터, A^i 는 케도의 변환행렬 그리고 \overline{u}_A^i 는 케도링크좌표계에 대한 대상이 되는 엔드커넥터핀 중심의 위치벡터이다.

스프라킷좌표계 원점을 O' 로 정의하면 전역좌표계에 대한 위치벡터는 다음과 같다.

$$r_{O'}^j = R^j \quad (20)$$

O' 에 대한 엔드커넥터핀 중심의 상대위치벡터는 다음과 같다.

$$u^{ij} = r_A^j - r_{O'}^j \quad (21)$$

스프라킷좌표계에 대한 상대위치벡터는 다음과 같다.

$$\overline{u}^{ij} = \begin{bmatrix} \overline{u}_x^{ij} \\ \overline{u}_y^{ij} \end{bmatrix} = A^{jT} u^{ij} \quad (22)$$

여기서 A^j 는 스프라킷좌표계의 변환행렬이다. 엔드커넥터핀이 스프라킷의 바닥면(seating surface)과 접촉할 조건은 다음과 같다.

$$\delta^{ij} = \sqrt{(\overline{u}_x^{ij})^2 + (\overline{u}_y^{ij})^2} - r_p - r_s \leq 0 \quad (23)$$

여기서 r_p 는 엔드커넥터핀의 반지름이고 r_s 는 스프라킷의 중심에서 바닥면까지의 길이, 즉 스프라킷의 반지름을 나타낸다.

4.2.2 좌측면 및 우측면과의 접촉

엔드커넥터핀의 중심을 A , 스프라킷잇면을 k (좌측면 또는 우측면), 잇면좌표계의 원점을 O_k 로 한다면, 전역좌표계에 대한 O_k 의 위치벡터는 다음과 같다.

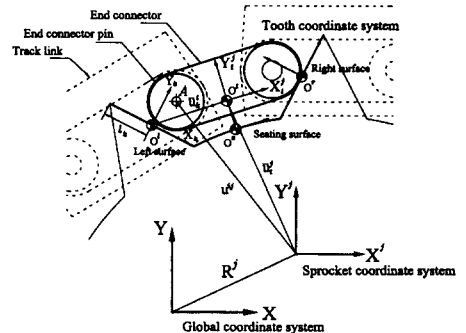


Fig. 7 Sprocket tooth and track link interaction

$$r_{O^j}^i = R^j + A^j \bar{u}^j_{O^j} \quad (24)$$

여기서, R^j 와 A^j 는 각각 스프라킷좌표계 원점의 위치벡터와 변환행렬이고, $\bar{u}^j_{O^j}$ 는 스프라킷좌표계에 대한 O_k 의 위치벡터이다.

전역좌표계에서 스프라킷이면 k 에 대한 엔드커넥터핀 중심의 상대위치벡터는 다음과 같다.

$$u_k^j = r_{A^j}^i - r_{O^j}^i \quad (25)$$

전역좌표계에 대한 좌우측 잇면좌표계의 변환행렬은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$A_k^j = A^j A_t^j A_{kt}^j \quad (26)$$

여기서, A^j 는 스프라킷좌표계에 대한 스프라킷이좌표계 t 의 변환행렬이고 A_{kt}^j 는 스프라킷이좌표계 t 에 대한 스프라킷잇면좌표계 k 의 변환행렬이다.

변환행렬 A_t^j 와 A_{kt}^j 는 상수변환행렬(constant transformation matrix)이며 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$A_t^j = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix}, \quad A_{kt}^j = \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta \\ \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix}$$

여기서 α 는 스프라킷좌표계에 대한 스프라킷이좌표계 t 의 회전을 나타내는 각이고 β 는 스프라킷이좌표계 t 에 대한 스프라킷잇면좌표계 k 의 회전을 나타내는 각이다. 따라서 벡터 u_k^j 의 요소는 스프라킷잇면좌표계에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{u}_k^j = \begin{bmatrix} \bar{u}_x^j \\ \bar{u}_y^j \end{bmatrix} = A_k^j{}^T u_k^j \quad (27)$$

스프라킷잇면 k 와 궤도링크핀 사이에서 접촉이 발생하기 위한 필요조건은 다음과 같다.

$$-l_k \leq \bar{u}_x^j \leq l_k \quad (28)$$

여기서 l_k 는 각각의 좌측, 우측, 바닥면의 길이 k 의 반(half length)이다.

만약 위의 조건이 만족되면 엔드커넥터핀과 스프라킷이의 접촉은 다음과 같은 경우에 나타난다.

$$\delta^j = \bar{u}_y^j - r_p \leq 0 \quad (29)$$

여기서 r_p 는 엔드커넥터핀의 반지름이다.

4.3 지면과 궤도링크의 접촉

궤도링크와 지면 사이의 접촉력은 연속력모델(continuous force model)을 이용하였다. 본 논문에서 대상으로 하는 궤도링크는 산업용 저속주행용 궤도차량의 슈플레이트와는 달리 평면이다. 이 궤도링크 모델은 Fig. 8과 같이 각각의 궤도링크의 중심과 양끝부분의 바닥면을 기준점으로 가정, 3점 접촉력 모델을 이용하였다. 또한 궤도링크 바닥면 접촉점과 지면의 수직좌표값에 대한 정보를 이용하여 접촉여부를 판단한다.

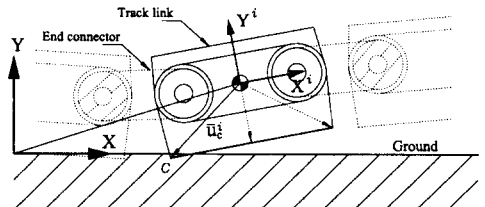


Fig. 8 Interaction between ground and track link

5. 현가시스템

5.1 로드휠암

고속주행용 궤도차량은 그 운전조건상 야지 등의 험로를 주행하는 경우가 많다. 이를 위하여 고속주행용 궤도차량에는 굴삭기 등의 산업용 저속주행용 궤도차량과 다르게 로드휠암과 아이들러휠암이 장착되어 있다. 특히 아이들러휠암의 경우 고속주행시 궤도의 이탈방지 및 원활한 주행을 위한 궤도장력 유지를 위해 필요하다. 또한 이 암들은 샤프프레임에 회전이음으로 연결되어 샤프에 대해 상대적인 회전운동을 하며 이 회전

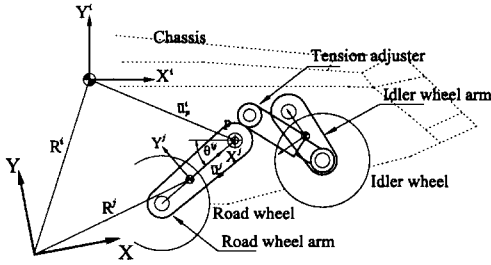


Fig. 9 Road wheel arm model

운동에 대한 강성과 감쇠를 갖고 있다. 즉 로드휠 암의 끝단에는 케도링크를 통해 지면과 접촉하는 로드휠이 있으며 로드휠암과 샤시 사이에는 회전 스프링과 댐퍼로 구성되는 현가계가 존재한다. 고속주행용 케도차량의 현가계로 쓰이는 로드휠 암의 모델은 Fig.9와 같다.

로드휠암은 회전 강성-감쇠계(rotational spring-damper)로 점 P를 중심으로 두 강체가 강성과 감쇠를 가지는 회전이음으로 연결되어 있다면 이로 인해 두 강체에 작용하는 모멘트는 다음과 같다.¹⁾

$$M = k(\theta^j - \theta_0^j) + c\dot{\theta}^j \quad (30)$$

여기서 θ^i 는 점 P에서의 강체 i와 j사이의 각도, θ_0^j 는 초기각도, k와 c는 각각 접촉력모델의 강성계수와 감쇠계수이다.

식 (30)의 모멘트에 의한 가상일(virtual work)은 다음과 같다.

$$\delta W = -M\delta\theta = -[k(\theta^j - \theta_0^j) + c\dot{\theta}^j](\delta\theta^i - \delta\theta^j) \quad (31)$$

식 (31)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta W = Q_0^i \delta\theta^i + Q_0^j \delta\theta^j \quad (32)$$

여기서 Q_0^i 와 Q_0^j 는 회전좌표계에 대한 일반화된 힘으로 다음과 같이 정의된다.

$$Q_0^i = -[k(\theta^j - \theta_0^j) + c\dot{\theta}^j]$$

$$Q_0^j = k(\theta^j - \theta_0^j) + c\dot{\theta}^j$$

5.2 장력조절용 아이들러휠암

아이들러휠암은 로드휠암과는 달리 회전 강성-감쇠계가 아닌 단순진자로 모델링 될 수 있다. 즉 아이들러휠은 아이들러휠암의 끝단에 회전이음으로 연결되어 있고 아이들러휠암의 다른 한 끝단은 샤시에 회전이음으로 연결되어 있다. 또한 케도의 장력을 조절하기 위한 장력조절기(tension adjuster)의 한쪽 끝은 샤시프레임에 다른 한쪽 끝은 아이들러휠암에 회전이음으로 연결되어 있다.(Fig. 9)

장력조절기는 보통 제어가 용이한 유압액추에이터를 사용하게 된다. 본 연구에서는 병진운동에 대한 강성과 감쇠특성을 가지는 단순화된 장력조절기모델을 이용하였다.

두 강체가 병진운동에 대한 강성, 감쇠특성을 가지고 연결되어 있으면 그 강체에 작용하는 힘은 다음과 같다.

$$f = k(l - l_0) + c\dot{l} \quad (33)$$

여기서 l은 두 지지점 사이의 거리, l_0 는 변형되기 전 초기의 거리이다.

이 작용력에 의한 가상일(virtual work)은 다음과 같다.

$$\delta W = -f\delta l \quad (34)$$

여기서 δl 은 지지점 P'와 P'사이 거리의 가상변위이다.

또한 P'에 대한 P'의 위치벡터는 다음과 같다.

$$r_p^j = R^i + A^i \bar{u}_p^i - R^j - A^j \bar{u}_p^j \quad (35)$$

두 지지점사이의 거리와 그 가상변위는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$l = (r_p^j \bar{r}_p^j)^{1/2} \quad (36)$$

$$\delta l = \frac{\partial l}{\partial q} \delta q = (r_p^{j^T} r_p^{j^T})^{-1/2} r_p^{j^T} \frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q} \delta q \quad (37)$$

여기서 i 강체와 j 강체의 좌표벡터 $q = [q^i \ q^j]^T = [R^i \ \theta^i \ R^j \ \theta^j]^T$ 이다.

위 식(37)은 식 (36)을 이용해서 나타내면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \delta l &= \frac{r_p^{j^T}}{l} \frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q} \delta q \\ &= \hat{I}^T \left[\frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q^i} \ \frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q^j} \right] \begin{bmatrix} \delta q^i \\ \delta q^j \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (38)$$

여기서 \hat{I} , r_p^j 는 방향의 단위벡터이다.

또한 $\partial r_p^{j^T} / \partial q^i$ 와 $\partial r_p^{j^T} / \partial q^j$ 는 식 (35)를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q^i} = [I \ A_\theta^i \bar{u}_p^i], \quad \frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q^j} = [I \ A_\theta^j \bar{u}_p^j]$$

위의 식 (39)를 식 (35)에 대입하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta W &= -f \hat{I}^T \left[\frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q^i} \ \frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q^j} \right] \begin{bmatrix} \delta q^i \\ \delta q^j \end{bmatrix} \\ &= Q^i \delta q^i + Q^j \delta q^j \end{aligned} \quad (40)$$

여기서 Q^i 와 Q^j 는 i 강체와 j 강체의 좌표계에 대한 일반화된 힘으로 다음과 같다.

$$Q^i = \begin{bmatrix} Q_R^i \\ Q_\theta^i \end{bmatrix} = -f \left[\frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q^i} \right]^T \hat{I} = -f \begin{bmatrix} -u_p^{i^T} I \\ A_\theta^i \end{bmatrix} \hat{I}$$

$$Q^j = \begin{bmatrix} Q_R^j \\ Q_\theta^j \end{bmatrix} = -f \left[\frac{\partial r_p^{j^T}}{\partial q^j} \right]^T \hat{I} = -f \begin{bmatrix} -u_p^{j^T} I \\ A_\theta^j \end{bmatrix} \hat{I}$$

6. 시뮬레이션

본 연구에 사용된 고속주행용 궤도차량의 모델은 지면을 포함 모두 96개의 강체로 구성되어 있으며 강체2는 샤시, 강체3은 스프라킷, 강체4~9는 로드휠, 강체10은 아이들러휠, 강체11~13은 서포트롤러, 강체14~19는 로드휠암, 강체20은 아이들러휠암, 강체21~96는 궤도링크이다.

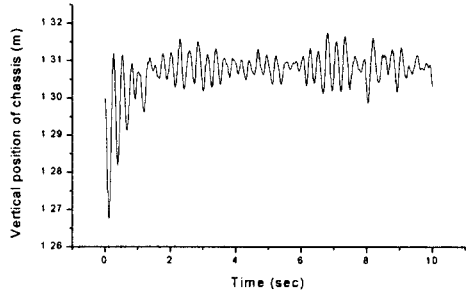


Fig. 10 Vertical position of the chassis

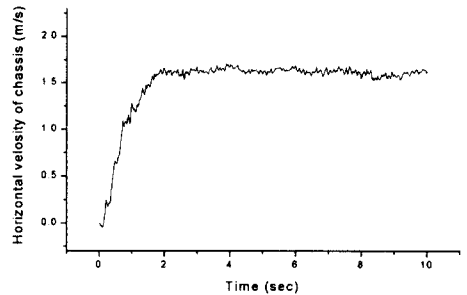


Fig. 11 Horizontal velocity of the chassis

차량의 스프라킷은 5.25 rad/s의 등속회전을 가정하여 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 10은 궤도차량의 수직방향 위치로 현가계인 로드휠암에 의한 영향으로 처음 움직이기 시작한 후 점차 안정되나 지면에 의한 영향과 궤도부속시스템과의 접촉으로 진동함을 알 수 있다. Fig. 11은 궤도차량의 수평방향 속도를 나타낸 것으로 본 연구에서는 지면과의 마찰계수 0.1을 사용하였으며 궤도차량의 관성에 의해 약 2초 후에 일정한 속도에 도달함을 보여주고 있다. Fig. 12와 Fig. 13은 강체 78인 궤도의 수직위치와 궤적을 나타낸 것으로 궤도부속시스템의 형상을 잘

추종하고 있음을 알 수 있다. Fig. 14는 궤도링크 한쪽 연결핀에 작용하는 장력을 나타낸 것이다. 1초에서부터 2.5초 사이가 스프라킷 주위를 지나 는 순간이며 이때 다른 곳을 지날 때 보다 장력이 증가함을 알 수 있다.

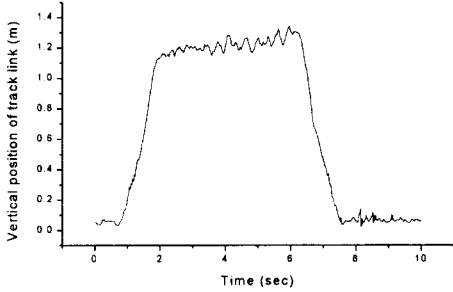


Fig. 12 Vertical position of the track link

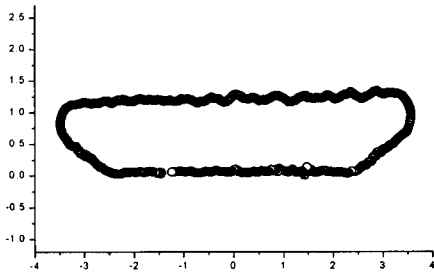


Fig. 13 Track link trajectory

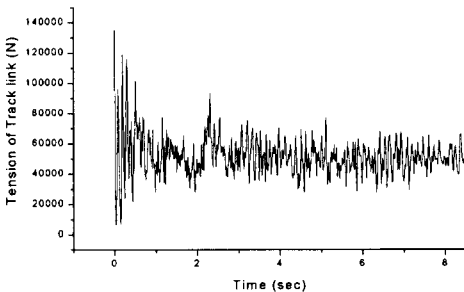


Fig. 14 Tension of track link

7. 결 론

본 논문에서는 고속주행용 궤도차량을 기구학적으로 비연성된 2개의 부속시스템으로 나타내었다. 샤프트부속시스템은 순환기구학방정식을 이용하였으며 특히 궤도부속시스템은 궤도형상의 지속적인 변화 때문에 발생하는 특이형상에 따르는 수치적인 어려움을 피하고 부성의 특성을 고려하기 위하여 순환기구학방정식을 사용하지 않고 스프링-댐퍼의 이차이음을 이용한 각각의 궤도시스템모델을 제안하였다.

궤도부속시스템과 샤프트부속시스템의 요소들과의 연속접촉력 모델을 이용하였으며 고속주행용 궤도차량의 특징적인 구성요소인 현가계 즉, 로드휠암 모델과 궤도의 장력을 조절하기 위한 장치인 궤도장력조절기의 단순화된 모델도 제안하였다.

후 기

이 논문은 1999년 한양대학교 교내연구비에 의하여 일부 연구되었음.

참 고 문 헌

- 1) A. A. Shabana, Computational Dynamics, Wiley, NY., 1994.
- 2) A. A. Shabana, Dynamics of Multibody Systems, John Wiley & Sons, New York, 1989.
- 3) T. Nakanishi and A. A. Shabana, Dynamics of Tracked Vehicles, Technical Report KMTR-92-001, Department of Mechanical Engineering, University of Illinois at Chicago, 1992.
- 4) E. J. Haug, Computer aided kinematics and dynamics of mechanical systems, Allyn and Bacon, 1989.

- 5) R. A. Wehage, Generalized Coordinate Partitioning in Dynamic Analysis of Mechanical Systems , Ph. D. Thesis, University of Iowa, 1980.
- 6) J. Choi, A. A. Shabana and R. Wehage, Propagation of Nonlinearities in the Inertia Matrix for Tracked Vehicle, Proceedings of the ASME Design Technical Conferences, ASME Advances in Design Automation, Minneapolis, Minnesota, September, 1994.
- 7) J. Choi, Use of Recursive and Approximation Methods for Dynamic Analysis of Spatial Tracked Vehicles, Ph. D. Thesis, University of Illinois at Chicago, 1994.
- 8) V. Grag, S. Anald and P. Hodge, Elastic-Plastic Analysis of A Wheel Rolling on A Rigid Track, International Journal of Solids Structures, Vol. 10, pp. 945-956, 1974.