

〈논 문〉

## 궤도차량을 위한 동특성 해석 프로그램 개발

Development of a Dynamic Analysis Program for Tracked Vehicles

최윤상\* · 이영신†

Y. S. Choi and Y. S. Lee

(2001년 8월 7일 접수 : 2001년 12월 17일 심사완료)

**Key Words** : Vehicle Dynamics(차량동역학), Simulation Program(시뮬레이션 프로그램)

### ABSTRACT

A simulation program for vehicle dynamic analysis was developed. The Cartesian coordinate system was used for translational motion and the Euler angle system was used for rotational motion. A three dimensional multi-wheeled vehicle model and equations of motion were derived. Also static equilibrium analysis was added for initial vehicle condition setting. The program user can describe the exact characteristics of suspension spring force and damping force in the user subroutine. A wheel-ground contact model which represents geometrical effect was developed. Two cases of simulation for 16 D.O.F. vehicle model were conducted to validate the developed program by comparing the simulation results with the experimental data.

### 1. 서론

궤도 차량은 높은 야지 주행성능이 요구되는데 이를 위해서는 현수장치의 성능이 가장 중요한 요소이다. 현수장치의 성능은 스프링과 감쇠기 성능 그리고 구조적 특성 등에 의해 결정된다. 스프링과 감쇠기는 단순히 선형적 특성을 가진 것도 있지만 고성능 비선형적 특성을 가진 것이 점차로 더 큰 비중을 차지하게 되었으며, 이들의 효과적인 설계를 위해서, 또한 최근 많이 연구되고 있는 능동 및 반 능동 현수장치의 제어 알고리즘 연구를 위해서 차량 동특성 해석을 통한 성능예측이 필수적이다. 따라서 많은 연구자들이 이에 대한 연구를 하였다.

Sattinger는 현수장치를 선형수직 스프링과 감쇠기

로 단순 모델링하여 궤도차량의 동적 시뮬레이션을 시도하였는데 궤도의 영향은 무시하였다.<sup>(1)</sup> Clark는 궤도장력에 의한 현수장치 변위를 고려한 해석을 시도하였으며,<sup>(2)</sup> Lessem과 Murphy는 M60A1 전차의 동적 해석을 통해 궤도의 영향에 대한 고려가 해석결과에 미치는 효과를 검토하였고,<sup>(3)</sup> Garnich는 M60A1 전차의 동적 해석을 통하여 궤도 장력의 영향과 현수장치 기구에 대해 연구하였으며,<sup>(4)</sup> Dhir 등은 궤도차량의 동특성 모델링 기법을 연구한바 있는데<sup>(5)</sup> 이들은 모두 해석의 복잡성을 피하기 위하여 2차원 모델을 사용하였다.

그런데 최근에는 사용자는 모델링만 하면 모든 연산을 프로그램 내에서 수행해주는 범용프로그램이 다수 개발되었으며, 차량동역학 시뮬레이션 목적으로는 ADAMS,<sup>(6)</sup> DADS<sup>(7)</sup> 등이 많이 사용되고 있다.

국내의 연구로는 신영철이 2차원 모델을 이용하여 불규칙 노면에 의한 궤도차량의 승차감 해석을 시도하였고,<sup>(8)</sup> 정인수가 DADS의 단점을 보완하여 차량동적해석 전용의 VEDA 프로그램을 개발하였으나<sup>(9)</sup> 정적 평형 상태의 해석이 안정되지 않았다. 최윤상은

† 책임저자, 정회원, 충남대학교 기계설계공학과

E-mail : yslee@shell.cnu.ac.kr

Tel : (042) 821-6644, Fax : (042) 823-2931

\* 국방과학연구소

회전 좌표계에 오일러 각(Euler angle)을 사용하고 오일러 운동방정식을 이용하여 3차원 동특성 해석이 가능한 프로그램을 개발하였으나,<sup>(10)</sup> 스프링 및 질량(unspung mass)의 동특성은 무시하여 차륜의 도약 현상까지 해석하지는 못하였으며, 백운경 등은 유연성 궤도 모델을 개발하고 궤도차량의 다물체 동역학 해석을 위하여 복잡한 방정식을 최소화하는 회귀적 방법을 사용하여 해석한 바 있다.<sup>(11)</sup>

본 연구에서는 회전좌표계에 오일러 각을 사용하고 차륜의 동특성을 고려한 차량의 3차원 모델과 운동방정식을 도출하며, 초기조건을 안정적으로 설정할 수 있는 정적 평형상태를 해석함으로써 차량 동특성 해석 전용의 프로그램을 개발하고자 한다. 또한, 차량의 기하학적인 효과를 고려하여 실제와 근접한 효과적인 차륜-노면 접촉 모델을 제시하고자 한다.

## 2. 운동방정식

### 2.1 좌표계

좌표계는 병진운동을 위하여 직교(Cartesian) 좌표를 사용하고, 회전 좌표계에 XYZ-규약에 의한 오일러

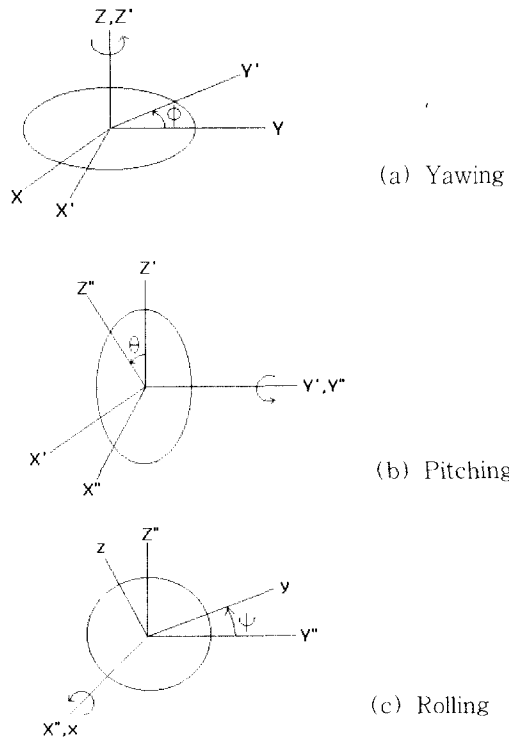


Fig. 1 Rotations defining the Euler angles

각을 사용하였다(Fig. 1). 강체 좌표계의 각축에 대한 각속도를

$$\vec{\omega} = [\omega_x \ \omega_y \ \omega_z]^T \quad (1)$$

로 표시하고 오일러각의 시간에 대한 미분을

$$\vec{p} = [\dot{\varphi} \ \dot{\theta} \ \dot{\psi}] \quad (2)$$

라고 하면  $\vec{\omega}$  와  $\vec{p}$  의 관계는 다음과 같이 된다.

$$\vec{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \theta & 0 & 1 \\ \cos \theta \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ \cos \theta \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (3)$$

### 2.2 모델링 및 운동 방정식

궤도차량의 동특성 해석을 위하여 Fig. 2와 같은 모델을 수립하였으며, 여기에 적용된 가정은 다음과 같다.

- (1) 차체와 차륜은 강체이다.
- (2) 스프링과 댐퍼의 질량은 무시한다.
- (3) 시스템에 작용하는 코리올리 힘(Coriolis force)은 무시한다.
- (4) 궤도장력에 의한 영향은 무시한다.

Fig. 2의 차량 모델로부터 X, Y 및 Z 방향 병진 운동에 대한 운동방정식은 식 (4)~(6)과 같이 표현된다.

$$M_0 \ddot{X} + \sum M w_i (\ddot{X} + L z_i \ddot{\theta} - y_i \ddot{\psi}) = -\sum (F s w_i + F d w_i) \sin \alpha_i \quad (4)$$

$$M_0 \ddot{Y} + \sum M w_i (\ddot{Y} + x_i \ddot{\psi} - L z_i \ddot{\varphi}) = -\sum (F s l_i + F d l_i) \quad (5)$$

$$M_0 \ddot{Z} = \sum (F s m_i + F d m_i) - M_0 G \quad (6)$$

여기서  $F_s$ 는 스프링 힘이고  $F_d$ 는 감쇠력이다.

또한, X, Y, Z 축 회전운동에 대한 운동방정식은 식 (7)~(9)과 같이 표현되는데, 이는 잘 알려진 강체의 회전운동에 대한 오일러의 운동방정식(Euler's equations of motion)을 기본으로 하고 여기에 차륜 질량에 의한 관성력과 현수장치의 힘을 종합한 것이다.

$$[I_x + \sum L z_i^2 M w_i] \ddot{\varphi} = \sum L z_i (F s l_i + F d l_i) + \sum y_i (F s m_i + F d m_i) + \sum M w_i L z_i \ddot{Y} + \sum M w_i L z_i x_i \ddot{\psi} + (I_y - I_z) \dot{\theta} \dot{\psi} \quad (7)$$

$$[Iy + \sum Lz_i^2 Mw_i] \ddot{\theta} = \sum x_i (Fsm_i + Fdm_i) - \sum Lz_i (Fsw_i + Fdw_i) \sin \alpha_i + \sum Mw_i Lz_i \ddot{X} + \sum Mw_i Lz_i y_i \ddot{\psi} + 1(Iz - Ix) \dot{\psi} \dot{\varphi} \quad (8)$$

$$[Iz + \sum (x_i^2 + y_i^2) Mw_i] \ddot{\psi} = - \sum x_i (Fsl_i + Fdl_i) + \sum y_i (Fsw_i + Fdw_i) \sin \alpha_i + \sum Mw_i y_i \ddot{X} - \sum Mw_i x_i \ddot{Y} + \sum Mw_i y_i Lz_i \ddot{\theta} + \sum Mw_i Lz_i x_i \ddot{\varphi} + (Ix - Iy) \dot{\varphi} \dot{\theta} \quad (9)$$

수직방향으로 작용하는 현수장치의 힘을 고려한 각 차륜의 운동방정식은 식 (10)과 같이 표현된다.

$$Mw_i \ddot{Z}w_i = (Fsw_i + Fdw_i) \cos \alpha_i - Fsm_i - Fdm_i - Mw_i G \quad (10)$$

### 2.3 정적 평형상태

차량의 정적평형상태는 차량의 무게와 지지 스프링의 힘이 평형을 이루는 상태를 말한다. 차체는 6개의 자유도를 가질 수 있으나 정적평형상태는 정지한 상태이므로 스프링 변위와 관계 있는 차체 z변위, 피치 각 및 롤 각 변위만 고려하면 될 것으로 판단된다. Fig. 2의 차량모델에서 차량이 평지에 노여 있는 상태로 가정하면 각  $\alpha_i$ 는 0이 되고, 차체, 현수장치 스프링 그리고 차륜 고무의 변위 및 힘 관계는 식 (11)~(13)과 같이 표현된다.

$$\delta_i = \Delta Z + x_i \sin \theta + y_i \sin \varphi \quad (11)$$

$$\delta_i = \delta m_i + \delta w_i \quad (12)$$

$$Fsm_i + Mw_i G = Fsw_i \quad (13)$$

차체가 단위 현수장치로부터 받는 힘을 고려하면 차체의 평형상태는 다음과 같이 표현된다.

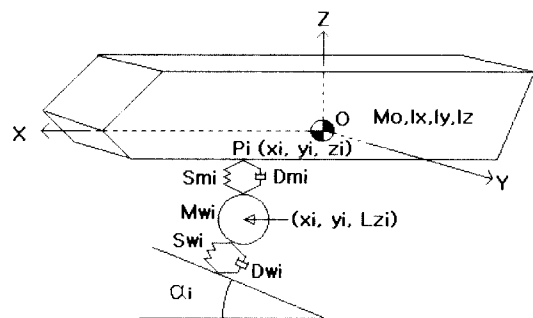


Fig. 2 Vehicle dynamic model with a suspension unit

$$\sum F_z = 0 \text{으로부터} \quad \sum Fsm_i - M_0 G = 0 \quad (14)$$

$$\sum F_y = 0 \text{으로부터} \quad \sum Fsm_i x_i - M_0 G z_i \sin \theta = 0 \quad (15)$$

$$\sum F_x = 0 \text{으로부터} \quad \sum Fsm_i y_i - M_0 G z_i \sin \psi = 0 \quad (16)$$

### 3. 프로그램

프로그램은 Fig. 2와 같이 독립 현수장치를 갖는 차량에 대해 도출된 운동방정식을 계산하여 시간 영역해석이 가능하도록 하고 한쪽 차륜이 2개부터 7개인 경우까지 가능하도록 패키지 형태로 구성하였다. 따라서 모델의 자유도(D.O.F.)는 10부터 20까지로 된다.

또한 차량의 자중에 의한 초기 정적평형상태의 해석이 가능하도록 하였다. 일반적으로 차량의 시뮬레이션(simulation)은 초기 가속도가 0인 상태에서부터 시작하므로 정적 평형상태 해석이 필수적이며 이러한 기능이 없는 경우에는 초기상태의 입력이 필요하나 비선형 스프링을 갖는 경우 수작업에 의한 계산은 거의 불가능하다. 이점을 고려하여 초기 정적 평형상태를 프로그램 내에서 계산하게 하였다. 이러한 기능은 필요에 따라 현수장치의 설계인자 분석에 사용될 수 있다.

그리고 스프링과 댐퍼 특성은 비선형적인 경우 사용자 서브루틴을 이용하여 비 선형적 특성을 함수형태로 입력할 수 있도록 하였다.

Fig. 3은 프로그램의 구성도 이다. 주 프로그램에서

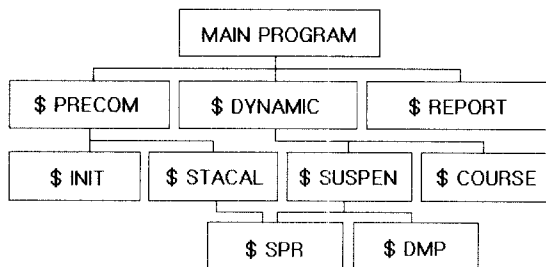


Fig. 3 Structure of the program

는 먼저 입력 자료를 읽어들이고 부 프로그램 PRECOM을 불러서 초기계산과 정적 평형상태를 구한다. 다음에는 부 프로그램 DYNAMIC을 불러서 차체 및 차륜에 작용하는 가속도 및 각 가속도를 계산하며, 이를 4th order Runge-Kutta method에 의하여 적분을 수행한 후 부 프로그램 REPORT를 불러서 결과를 출력한다.

#### 4. 동특성 해석

##### 4.1 해석내용

개발된 프로그램을 입증하고 실용성을 평가하기 위하여 범프 노면 동특성 시험결과가 보고된 경우<sup>(11)</sup>에 대해 동특성 해석을 실시하였다. 해석내용은 Fig. 4와 같은 원호형 연속 범프 코스를 궤도차량이 30 kph와 50 kph의 초속도를 가지고 통과하는 것이다. 여기에 적용된 가정은

- (1) 차량에 어떠한 주행저항도 작용하지 않으며
- (2) 추진력도 작용하지 않는 것으로 하였다.

이때 차체의 X, Y, Z 3축 방향의 병진 및 회전운동에 대한 가속도, 속도 및 변위 등과 차륜의 수직방향 운동상태 등을 해석하고자 한다. 그리고 동특성 시험은 차체의 전면 상부 좌측(차체좌표: 1.2, 1.3, 1.2)에 수직방향 가속도계를 부착하여 범프 노면 주행 시 발생하는 가속도를 측정하는 것이므로 이와 비교하기 위하여 동일지점의 수직방향 가속도를 해석하였다.

##### 4.2 차량 모델

차량모델은 범프 노면 동특성 시험에 사용된 차량을 대상으로 3차원적으로 수립되었다. 차륜은 한쪽에 5개로서 총 10개이므로 모델은 16 자유도를 갖는다.

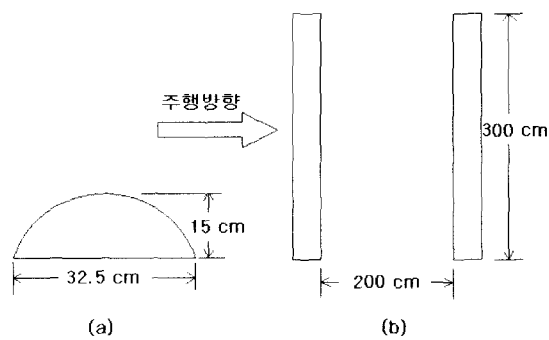


Fig. 4 Bump profile and bump course

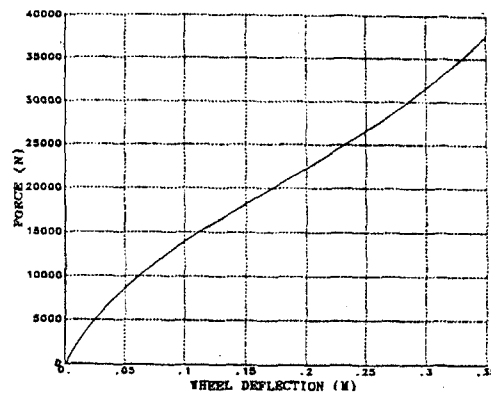


Fig. 5 Spring characteristics of torsion bar suspension system

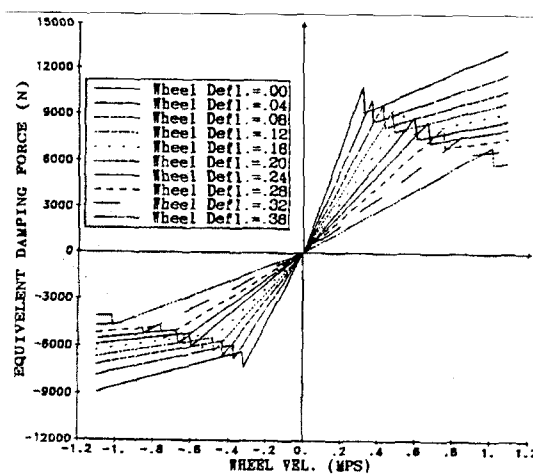


Fig. 6 Resultant damping performance curve

이 차량은 토션바+댐퍼 형태의 현수장치를 갖고 있으며, 토션바 축 중심을 회전 축으로 하는 지지암을 매개로 하여 작동되고, 이의 스프링 및 감쇠특성은 비선형적이다. 이러한 비선형적 특성은 차량 동특성에 미치는 영향이 큰 중요한 설계변수이므로 이미 선행 연구가 되어 성능특성이 확인된 바 있다.<sup>(8, 10)</sup> 본 해석에서는 이를 정확히 프로그램에 반영하도록 하였으며, 각각의 특성은 Fig. 5 및 Fig. 6과 같다.

##### 4.3 노면함수

시험내용과 같은 범프 노면에서의 동특성을 해석하기 위해서는 차량이 Fig. 4와 같은 범프를 지날 때 차륜의 수직 위치와 속도성분을 구해야 한다. 여기서 새롭게 고려된 점은 차륜의 중심이 범프의 표면과 같은 궤적을 그리는 것이 아니고, 궤도의 두께와 차륜

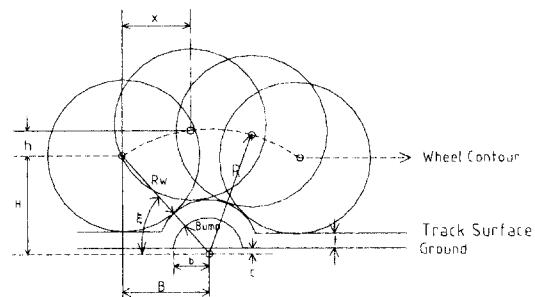


Fig. 7 Wheel-bump contact model

의 반경에 의한 기하학적 효과에 의해 2차적인 범프의 형상이 형성된다는 점이다. 결국 차륜중심의 궤적은 범프 표면과 동심원을 그리게 되어 높이는 동일하나 그 폭은 넓어지게 된다.

Fig. 7의 차륜-노면 접촉 모델로부터 노면 함수의 관련인자는 식 (17)~(20) 과 같이 표현된다.

$$\xi = \sin^{-1}(H/R) \quad (17)$$

$$B = R \cos \xi \quad (18)$$

$$h = \sqrt{R^2 - (B - x)^2} - H \quad (19)$$

$$\frac{dh}{dx} = \tan^{-1} \xi \quad (20)$$

### 5. 결과 및 고찰

궤도차량의 범프 노면주행 동특성 해석결과는 Figs. 8~13와 같다. 그중 Fig. 8b와 Fig. 9b는 Fig. 8a와 Fig. 9a에 각각 대응하는 동특성 시험 측정결과로서 로우 패스 필터를 사용하여 20 Hz 이상의 고주파수는 필터링 처리한 결과이다.<sup>(12)</sup>

해석결과와 시험결과를 비교해보면 피크 가속도는

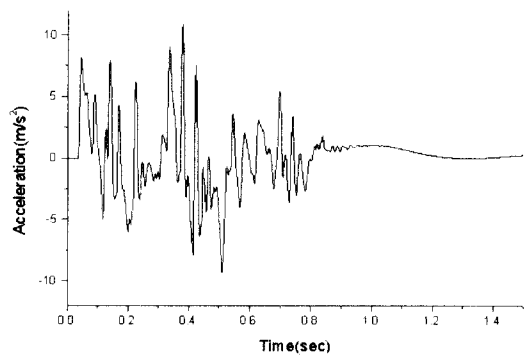


Fig. 8a Simulation result of z-acceleration of the point of the vehicle at 30 kph

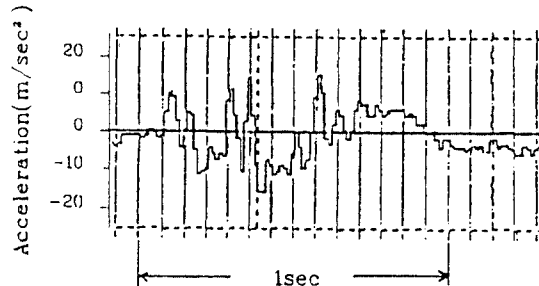


Fig. 8b Measured z-direction acceleration of the point of the vehicle at 30 kph

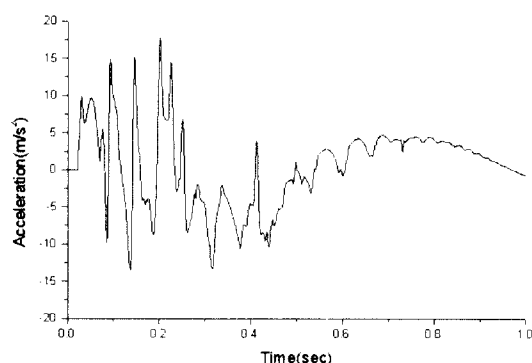


Fig. 9a Simulation result of z-acceleration of the point of the vehicle at 50 kph

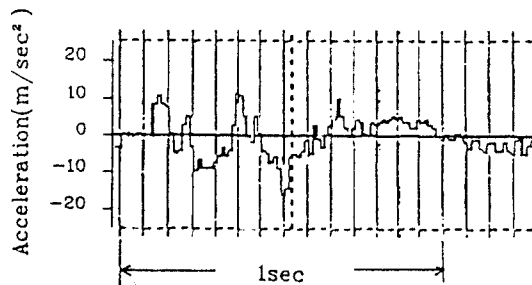


Fig. 9b Measured z-direction acceleration of the point of the vehicle at 50 kph

30 kph에서 해석결과가 실험치의 60~110 % 정도로 분포되고 있고, 50 kph에서는 80~120 % 정도로 분포되고 있는 등 그 크기에 다소 차이가 있고 진동형태도 다소의 차이가 있는 것으로 보인다. 시뮬레이션과 시험 결과의 차이점에 대한 요인을 고찰해 보면 :

- (1) 시뮬레이션의 노면은 이론적으로 완전히 매끈한 반면 실제 노면은 시멘트 포장도로로서 다소의 요철이 있다.
- (2) 궤도의 영향을 무시하여 브릿지 효과에 의한

충격완화 현상을 고려치 못 하였다.

(3) 실험시 차량진행속도가 측정되지 못했다. 실제 차량은 주행저항이 매우 크며 운전자의 가속 정도에 따라 주행속도가 변화하고 가속도 신호 패턴도 따라서 변한다.

(4) 가속도 형태에서 해석결과는 40개 이상의 신호를 보이고 있으나 시험결과는 20 Hz에서 필터링되어 다소 단순한 형태로 되었다.

따라서 가속도 크기의 가감 요인이 공존하고 있고 주행속도 및 신호형태도 정확히 일치할 수는 없다. 이러한 점을 고려해 보면 가속도의 크기는 납득할 만한 수준이며 전체적인 패턴으로 보아 시뮬레이션이 성공적이라고 사료된다.

Fig. 10과 Fig. 11은 30 kph와 50 kph로 주행할 때 차체의 X방향에 대한 가속도, 속도 및 변위 결과를 보이고 있다. 여기서 주행방향의 감가속도가 각각

크게 10회 나타나고 있는데 이것은 5쌍의 차륜이 2개의 범프를 각각 지날 때마다 나타난 것이며 여기서 각 피크 값이 2개로 나타난 것은 좌우차륜의 위상차이 때문인 것으로 판단된다. 반면에 + 방향의 가속도는 미미하게 나타나고 있는데 이것은 차륜이 범프의 하강면을 지날 때 차륜의 도약현상 발생(zero 구간)과 접촉하더라도 댐퍼에 의한 접지력 저감현상 때문인 것으로 판단된다. 이점은 Fig. 12의 차륜경로 결과에서도 나타나고 있다. 속도는 범프를 지나는 동안 점차로 감소하고 있고, 증가하는 구간은 매우 작게 나타나고 있으며 0.75초 후에는 일정속도를 보이고 있으나 초기속도에 비해 상당히 감속된 결과를 보이고 있다. 이것은 결국 범프를 지나는 동안 그만큼의 에너지가 현수장치 댐퍼와 차륜의 고무 댐퍼에 의해 소산되었음을 나타낸다. 변위는 속도가 감소함에 따라 완만하게 기울기가 감소하는 것을 보이고 있다. 현재 차체 6 자유도중 x방향 결과만을 도시하였으나 본

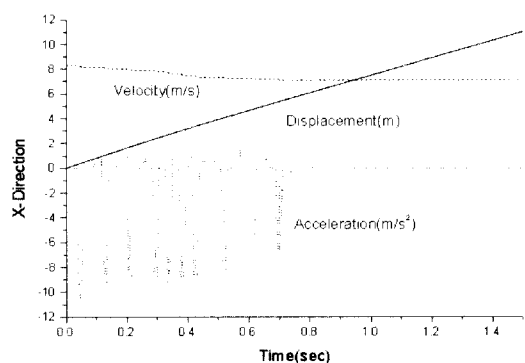


Fig. 10 Simulation results of x-direction acceleration, velocity and displacement of c.g. point of the vehicle at 30 kph

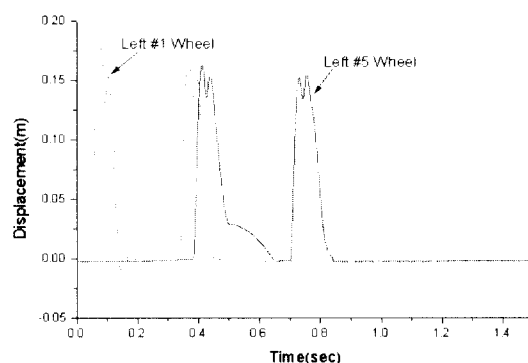


Fig. 12 Simulation results of #1 and #5 wheel path of the vehicle at 30 kph

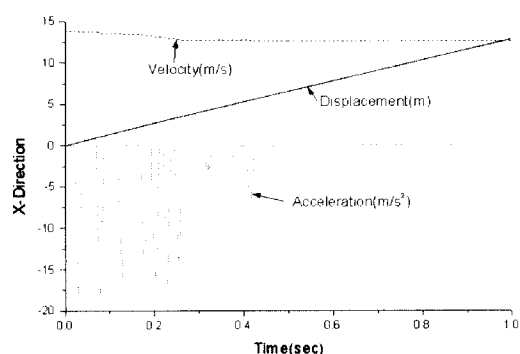


Fig. 11 Simulation results of x-direction acceleration, velocity and displacement of c.g. point of the vehicle at 50 kph

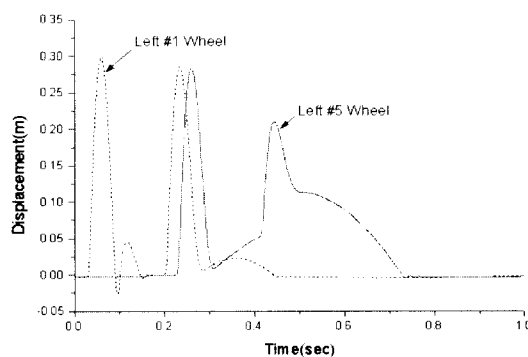


Fig. 13 Simulation results of #1 and #5 wheel path of the vehicle at 50 kph

프로그램을 이용하여 차체 6 자유도에 대한 모든 동적 상태를 알 수 있다.

또한, 각 차륜에 대해서도 마찬가지로, Fig. 12의 좌측 #1 차륜의 경로를 보면 범프 상에서 한번의 점프와 내려올 때의 뒤 튕는 현상을 보이고 있다. 그리고 #5 차륜은 첫 범프를 지난 후 가벼운 도약현상이 보이는데 Fig. 13에서 보듯이 50 kph로 달릴 경우에는 이러한 현상이 매우 현저하게 나타나고 있다. 이 점은 궤도의 브리지 효과 등을 고려치 않았기 때문에 실제보다 다소 과장된 것으로 판단된다.

## 6. 결론

궤도차량과 같이 차륜이 많은 차량의 동특성 해석을 위하여 차륜 동특성을 고려한 동역학적 모델과 운동방정식을 수립하고 차량 동특성 해석 전용의 전산 프로그램을 개발하였다. 또한 차륜의 기하학적 효과를 고려한 차륜 노면 모델을 개발하여 시뮬레이션에 적용하였다.

개발된 프로그램에 의한 해석결과를 시험결과와 비교 검토한 결과 동적 상태의 경향은 거의 일치하고 있고, 피크 가속도는 시험치의 60~120 %로 나타나고 있으며 시험조건과 해석가정조건이 차이 그리고 실험 측정오차 등을 고려해 볼 때 프로그램의 결과가 유효한 것으로 판단된다. 따라서 개발된 프로그램을 이용하면 차체와 차륜의 모든 동적 거동을 분석하고 차량의 주행성능을 예측할 수 있으므로 현수장치의 제어 알고리즘 개발 및 차량의 설계개발 등에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

향후 궤도장력에 의한 영향을 고려할 수 있도록 프로그램을 확장하면 보다 실제에 가깝게 해석하는 것이 가능할 것으로 판단된다.

## 참고 문헌

(1) Sattinger, I. J., Therkelsen, E. B., Garelis, C. and Geyer, V. H., 1954, "Analysis of the Suspension System of the M47 Tank by Means of

Simulation Techniques", University of Michigan Research Institute, Ann Arbor, 2023-2-T.

(2) Clark, D. S., 1961, "An Analysis of Track Mechanics to Improve the Simulation of the Ride Dynamics of Track Laying Vehicles", Report No. YM-1424-V-205, Cornell Aeronautical Laboratory Inc., Buffalo, NY.

(3) Lessem, A. S., and Murphy, N. R., Jr., 1972, "Studies M-72-1", U.S. Army Waterways Experiment Station, Vicksburg, Miss.

(4) Garnich, M., 1983, "Modeling and Simulation of a Tracked Vehicle", M. S. Thesis, Michigan Technological University.

(5) Dhir, A., Sankar, S., "Assessment of Tracked Vehicles Suspension System Using a Validated Computer Simulation Model", J. of Terramechanics, Vol. 32, No. 3, pp. 127~149.

(6) ADAMS(Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems), Mechanical Dynamics Incorporated, Michigan, U.S.A.

(7) DADS(Dynamic Analysis and Design System), Computer Aided Design Software Incorporated, Iowa, U.S.A.

(8) 신영철, 1982, "다륜선로차량의 승차감 해석을 위한 동적거동에 관한 연구" 박사학위 논문, 한양대학교.

(9) 정인수 외 2인, "차량동역학 시뮬레이션용 프로그램 개발", ADD Report AMSD-419-88353.

(10) 최윤상, 1988, "궤도차량 현수장치에서 스프링 특성 및 감쇠특성의 변화가 주행성능에 미치는 영향에 관한 연구", ADD Report AMSD-419-88277.

(11) 백운경 외 2인, 1999, "Dynamic Analysis of a High Mobility Tracked Vehicle Using Compliant Track Link Model". 한국소음진동공학회지, 제9권, 제6호, pp. 1259~1266.

(12) 정인수 외 4인, 1987, "범프 노면상을 주행하는 XK270의 동특성시험", ADD Report AMSD-519-87195.