한국농업기계학회지 제23권 제3호. pp. 219~228. 1998

연성 궤도형차량의 견인성능 예측 모델 개발

Development of Tractive Performance Prediction Model for Flexible Tracked Vehicles

박 원 엽* 정회원 W. Y. Park

이 규 승* 정회원 K. S. Lee

ABSTRACT

This study was conducted to develop the mathematical model and computer simulation program(TPPMTV98) for predicting the tractive performance of tracked vehicles.

It takes into account major design parameters of the vehicle as well as the pressure-sinkage and shearing characteristics of the soil, and the response of the soil to repetitive loading. Structural analysis and numerical iterative method were used for the derivation of mathematical model.

The simulatiom model TPPMTV98 can predict the ground pressure distribution and the shear stress under a track, the motion resistance, the tractive effort and the drawbar pull of the vehicles as functions of slip.

Predicted tractive performance results obtained by the simulation model were validated by comparing the results from the Wong's model, the effectiveness of Wong's model validated by many of the experiment. It was found that there is fairy close agreement between the prediction by TPPMTV98 and the results from Wong's model.

The computer simulation model TPPMTV98 can be used for the optimization of tracked vehicle design or for the evaluation of vehicle candidates for a given mission and environment.

주요용어(Key Words): 궤도형차량(Tracked Vehicle), 견인성능(Tractive Performance), 전륜(Roadwheel), 접지압분포(Ground Pressure Distribution)

1. 서 론

현재 국내의 산업용 건설기계나 농업용 차량에 이용되고 있는 주행장치로는 차륜형과 궤도형이 사용되고 있다. 그러나 차륜형 차량은 도로에서는 뛰어난 기동성을 갖고 있는 장점이 있음에도 불구하고 로외(off-road)에서는 높은 접지압과 침하로 인해 궤도형 차량에 비해 견인성능이 떨어지는 단점을 가지고 있다. Culshaw(1988)는 농업용 트랙터에 사용된 공기타이어와 전통적인 강철 궤도의 상대적인 장점을 연구하여 각각의 장점을 혼합한 고무궤도의 이용가능성에 관해 조사하였다. 그는 고무궤도를 장착한 덤프트럭은 고무타이어를 장착한 같은 무게의 트랙터와 비교하여 비슷한 견인효율에서도 트랙터에 비해 약 2배의 견인력이 나타난다고 하였다. 최근에는 농용트랙터와 타 분야의 로외차량(off-road vehicle)

* 본 논문은 1996년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비 지원에 의해 수행되었음.

* 성균관대학교 생명자원과학대학 생물기전공학과

의 주행장치로 궤도를 장착한 궤도형차량(tracked vehicle)의 수요와 생산이 점차 증가하고 있다.

궤도형차량의 견인성능은 궤도-토양의 상호작용에 의해 결정된다. 그러나 궤도형 차량이 운용되고 있는 토양은 점토에서부터 눈, 모래에 이르기까지 매우 다양하기 때문에 토양조건은 궤도형 차량의 견인성능에 제한적인 요소로 작용한다. 따라서 궤도형 차량의 성능을 평가하고 설계방안을 확립하기 위해서는 주어진 토양조건에서 토양변수와 궤도형 차량의 설계변수와의 상호관계를 정확히 예측하는 것이 필요하다.

궤도형 차량의 견인성능을 평가하는 방법은 궤도형 차량의 견인성능이 궤도-토양 접지면에서의 수직압력과 전단응력에 밀접한 관련이 있다는 이론에서 나왔다. 따라서 궤도-토양의 상호 역학적인 관계에 대한 연구는 주로 궤도와 토양 접촉면에 대한 수직응력과 전단응력 분포를 규명하여 궤도에 작용하는 하중과의 평형조건으로부터 차량의 성능을 예측하는데 있다. 이러한 접근방법은 Bekker(1956)에 의해 처음으로 제시되어 많은 사람들에 의해 수정되어 사용되어 왔으며 계속적으로 연구 되어지고 있다.

Kogure(1982, 1983)는 궤도형 차량의 토양 추진력을 평가하기 위해 전단시험으로부터 얻은 토양 전단토크 곡선과 궤도형 차량의 추진력 곡선간의 관계를 분석하여 이들간의 변환법칙을 이용하여 토양추진력을 쉽게 평가할 수 있는 방법을 제안하였으나 궤도의 장력은 고려하지 않았다. 또한 Muro(1989)는 연약지에서 운용되는 불도저의 견인성능을 예측하기 위해 궤도의 토양반력은 궤도장력의 수직분력과 같다고 가정하여 구해진 궤도의 침하로부터 접지압을 구하였다. 그러나 그의 연구는 궤도장력을 초기장력과 토양 추진력의 합으로 보았으나 궤도의 접지부 형태에 따른 장력의 변화를 고려하지 않았다.

Dwyer 등(1987)은 고무궤도형 차량의 견인성능을 예측하기 위해, 궤도를 완전한 강체와 연성의 두 가지의 극단적인 경우로 궤도계를 가정한 후 각각의 수학적 모델로부터 견인력을 구하여 실험치와 비교검토하였다. 여기서 그는 궤도길이와 궤도의 접지압 분포가 견인력에 가장 크게 영향을 미치는 인자라고 보고하였다. 한편, 같은 엔진출력에서 고무궤도와 4륜구동 트랙터의 견인력을 비교 실험하여, 고무궤도형 차량이 4륜구동에 비해 약 20% 정도 견인력이 높게 나타내는 것으로 보고 하였다. 한편 Okello(1994)는 궤도를 두 가지의 극단적인 경우로 가정한 Dwyer 등의 결과를 보완하여 실제 운용되고 있는 고무궤도형 차량의 궤도를 대상으로 궤도장력을 고려한 수학적 모델을 개발하였다. 여기서 그는 고무궤도-토양의 상호작용 형태로서 전륜(roadwheel) 사이의 유연한 궤도부분들의 형태를 유한요소의 절점좌표들에 의해 결정하고, 각각의 점에서의 토양변형을 모델에 포함시켜 모델에 의해 예측된 값과 측정된 값을 비교하여 고무궤도형 차량의 견인성능 예측모델의 타당성을 입증하였다. 그러나 토양을 회복이 없는 토양으로 간주하였고, 각각의 전륜에서의 탈출각(exit angle)을 고려하지 않았다.

Wong(1984)은 차량무게, 궤도장력, 궤도크기, 로드휠 배열 등의 주요 차량설계 변수와 압력-침하, 전단특성, 지형의 반복하중에 대한 반응을 포함하는 궤도-지형간의 상호작용에 영향을 주는 지형특성을 고려하여 궤도형 차량의 접지압 분포를 예측하여 궤도형 차량의 성능을 평가할 수 있는 수학적 모델을 만들어 타당성을 증명하였다. 그러나 그는 궤도아래 접지압 분포를 예측하기 위해 전륜사이 궤도부분의 평균장력을 사용하여 궤도형상을 구했으나, 실제의 경우에서는 궤도길이의 후방으로 갈수록 토양전단력에 의해 장력이 증가하므로 궤도 길이에 따른 연속적인 장력변화를 해석에 고려해야 한다.

한편 국내에서도 궤도형 차량에 대한 연구가 점차 증가하고 있으나 궤도형차량 설계에 필요한 지식과 기술은 아직 초보 단계에 머무르고 있어 궤도형 차량의 성능을 높이기 위한 연구의 필요성이 크게 요구되고 있다.

본 연구의 목적은 국내의 농업기계, 건설중장비 등의 주행장치로서 점차 그 이용 추세가 늘고 있는 연성 궤도형 차량의 성능을 평가하기 위하여 토양특성과 궤도형 차량의 주요 설계변수들간의 역학적 상호작용을 분석하여 궤도형 차량의 견인성능을 예

측할 수 있는 수학적 모델을 개발하고, 모델로부터 궤도형 차량의 성능을 종합적으로 평가할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 모델을 개발하는데 있다.

2. 견인력 예측 모델 개발

가. 궤도계의 모형화

강성 궤도형 차량이 연약한 지반위에 놓여 있을 때, 궤도는 지면에 평평한 상태로 놓여 있게 되고 전체 궤도길이에 따른 침하는 선형적인 관계를 나타내게 된다. 그러나 연성 궤도형 차량이 연약한 지반위에 놓여 있을 때, 궤도계를 통해 작용하는 수직하중은 전체 궤도계에 걸쳐 다르게 분포되어 전륜 아래의 궤도부분에서 최대 침하가 나타나고, 전륜 사이의 궤도부분(track segment part)에서 최소 침하가 발생하게 된다. 전륜 아래 궤도부분의 형상은 전륜의 형태에 의해 영향을 받고, 전륜 사이의 궤도구간의 형상은 토양-궤도 변수의 상호작용, 특히 궤도장력에 크게 영향을 받아 전체 궤도계는 곡선형태를 나타내게 된다. 한편 궤도형 차량의 주행에 따른 전륜의 연속적인 통과와 궤도 아래에서 발생하는 추진력과 슬립, 그리고 견인력 작용점(drawbar point)의 위치는 차량 후부(rear part)의 추가적인 침하를 유발하여 차량의 후부가 전부(front part)보다 낮아지는 상태가 된다(그림 1) (Okkello, 1994; Wong, 1989). 따라서 궤도계의 해석은 토양변수와 차량의 설계변수, 그리고 운용조건에 따른 상호관계를 정확히 분석할 때 가능하게 된다.

따라서 본 연구에서는 토양변수 뿐만 아니라 궤도의 주요 설계변수를 궤도계의 해석에 고려하였다. 해석에 고려된 토양변수로는 Bekker의 압력-침하식에 포함된 토양변형에 대한 점착 및 마찰계수와 토양변형지수, 그리고 전단응력-전단변위 관계식에 포함된 점착력, 내부마찰각, 토양변형지수 등이며, 궤도의 설계변수로는 차량무게, 차량의 무게중심 위치, 궤도 폭, 전륜 수, 전륜 직경, 전륜간의 간격, 궤도의 초기 장력 등을 고려하였다. 한편, 차량의 운용에 관계되는 조건변수로는 차량의 경사와 슬립, 그리고 견인력의 작용점 위치를 해석에 고려하여 궤도계를 미소길이를 갖는 유한개의 요소로 구성하여 수치해석적 반복기법에 의해 궤도계를 해석하였다.

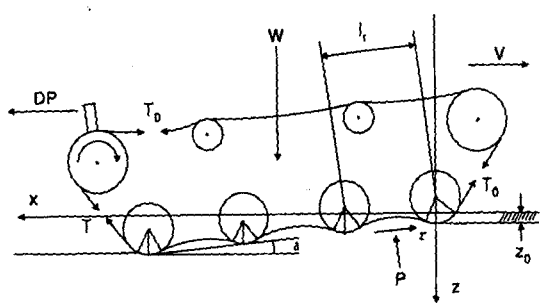

Fig. 1 Geometry and forces of a track system in contact with a soft ground.

나. 궤도계의 해석

1) 스프로켓과 첫번째 전륜사이 궤도부분의 해석

그림 1과 같이 연성 궤도형차량이 연약한 지면에서 주행하면, 궤도형차량은 전부에서 임의의 침하가 발생하고, 후부로 갈수록 더욱 큰 침하가 발생하여 임의의 경사로 아래쪽으로 기울어지게 된다. 따라서 그림 1과 같은 궤도계를 해석하는데 있어 초기 침하와 차량의 경사를 가정함으로서 궤도형차량의 전부에서 첫 번째 전륜(first roadwheel)의 진입각(entry angle)은 식 (1)에 의해 쉽게 구할 수 있다(그림 2, 상태 1).

$$\alpha_1 = \cos^{-1}\left(\frac{r-Z_0}{r}\right) \quad \text{for } Z_0 \le r(1-\cos\alpha_0) \qquad \cdots\cdots (1)$$

여기서, Z_0 : 초기 침하

α_1 : 토양표면과 접한 첫번째 전륜의 원주상의 각

α_0 : 전부 스프로켓과 첫번째 전륜사이 궤도의 수평면에 대한 각

r : 전륜의 반경

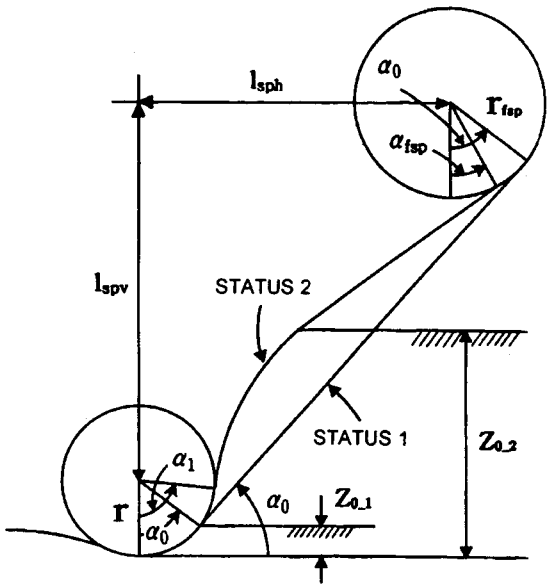

Fig. 2 Change of track shape with sinkage.

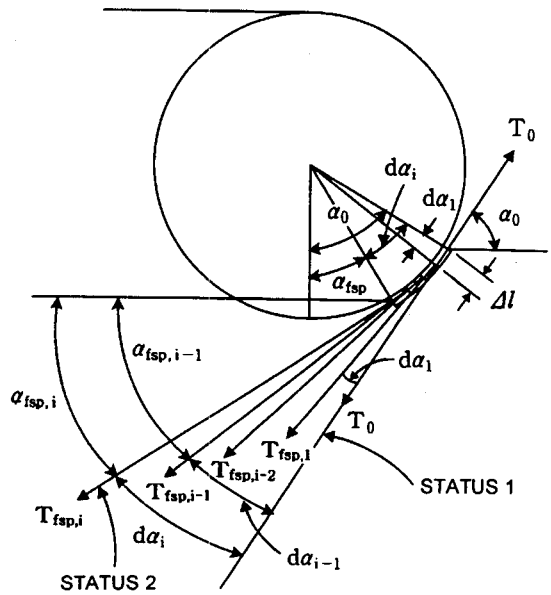

Fig. 3 Path variation of track segment with contact angle of sprocket.

그러나 침하가 매우 커서 토양표면의 높이가 첫번째 전륜상의 각점의 높이보다 위에 있을 경우, α_0의 위 부분에서 토양 표면까지 토양과 접하는 궤도부분에 대해서는 토양반력이 작용한다(그림 2, 상태 2).

따라서 α_0 점의 위에 위치한 궤도부분은 토양반력에 의해 장력이 증가하고, 이러한 장력 증가는 궤도길이의 증가를 초래하여 궤도의 형태는 직선에서 곡선형태로 변형되어 첫 번째 전륜의 진입각 α_0는 α_1으로 변하고, 스프로켓과 분리되는 궤도의 수평면에 대한 각 α_0는 α_{fsp}로 이동하여 궤도의 형상은 그림 2의 상태 1에서 상태 2와 같이 변형된다. 그러므로 침하가 클 경우에는 궤도형상의 변화와 토양반력에 의한 궤도장력의 변화, 그리고 궤도가 스프로켓과 첫 번째 전륜에서 분리되는 위치에서의 각 변화를 해석에 고려해야 한다.

큰 침하에 대해 궤도의 형태가 상태 1에서 상태 2로 변화했을 때, 궤도가 스프로켓과 분리되는 점의 스프로켓상의 원주상의 각도가 α_0에서 α_{fsp}로 이동했다면, α_0에서 α_{fsp}의 구간까지 접촉하는 스프로켓상의 궤도길이는 Δi의 미소길이를 갖는 유한개의 요소의 합으로 나타낼 수 있다.(그림 3)

요소가 한 개일 때의 원주상의 각도를 $d\alpha$ ($d\alpha = \frac{\Delta l}{r_{fsp}} \times 1$)라 하면, 스프로켓상의 전체 각 변화량 $d\alpha_i$는 $d\alpha$를 i 개의 요소까지 더한 $d\alpha_i = \frac{\Delta l}{r_{fsp}} \times i$로 나타낼 수 있다. 따라서 첫 번째 요소부터 i 번째 요소까지 스프로켓 원주상의 궤도부분에 대해 궤도장력의 평형을 고려하면, 각각의 요소에서의 평형방정식은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{fsp,i}\cos d\alpha = T_{fsp,i-1} + b\int_{\frac{\pi}{2}-\alpha_{fsp,i-1}}^{\frac{\pi}{2}-\alpha_{fsp,i}} \tau(\theta)\cos\left(\theta - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{fsp,i-1}\right)\right) r_{fsp}\,d\theta + b\int_{\frac{\pi}{2}-\alpha_{fsp,i-1}}^{\frac{\pi}{2}-\alpha_{fsp,i}} P(\theta)\sin\left(\theta - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{fsp,i-1}\right)\right) r_{fsp}\,d\theta \quad \cdots\cdots (2)$$

여기서, $T_{fsp,i}$: 스프로켓과 분리되는 궤도의 i번째 요소에서의 궤도 장력

(단, $T_{fsp,0} = T\alpha_0 = T_0$)

T_0 : 궤도의 초기 장력

$\alpha_{fsp,i}$: 스프로켓과 분리되는 궤도의 i번째 요소에서의 수평면에 대한 각도

$$\alpha_{fsp,i} = \alpha_0 - d\alpha_i,\ \alpha_{fsp,0} = \alpha_0$$

α_0 : 스프로켓과 분리되는 궤도의 수평면에 초기 각도(또는 초기 진입각)

$d\alpha_i$: i번째 요소에서 초기 각도 α_0에 대한 스프로켓 원주상의 각 변화

$$d\alpha_1 = \frac{\Delta l}{r_{fsp}} \times 1,\ d\alpha_2 \frac{\Delta l}{r_{fsp}} = \times 2,$$

$$\cdots\cdots,\ d\alpha_i = \frac{\Delta l}{r_{fsp}} \times i$$

Δl : 요소의 길이

한편, 스프로켓과 접한 궤도부분이 토양과 닿지 않을 경우에는 궤도부분에 토양반력이 작용하지 않으므로, $\tau(\theta) = p(\theta) = 0$이 되고, 위 식 (2)는 (3)과 같이 나타난다.

$$T_{fsp,i} \cos d\alpha = T_{fsp,i-1} \quad \cdots\cdots (3)$$

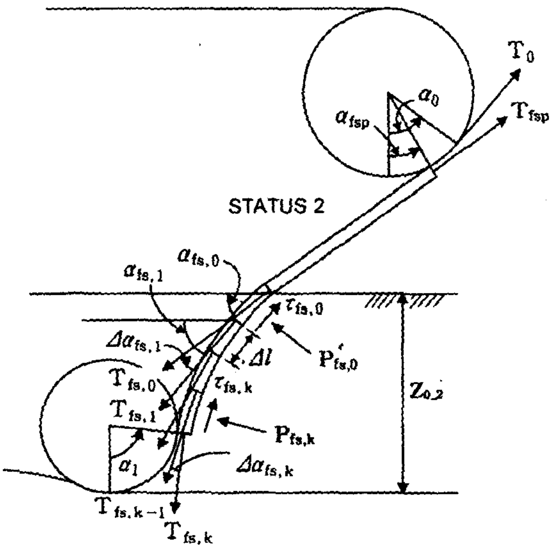

Fig. 4 Forces acting on elements of track segment between sprocket and first roadwheel.

따라서 궤도가 스프로켓과 분리되는 위치에서의 궤도장력은 식 (2) 또는 (3)으로 부터 구할 수 있다.

스프로켓과 첫 번째 전륜 사이의 궤도부분에 대한 해석은 스프로켓의 탈출각 $\alpha_{fsp,i}$를 임의의 가정한 후, 그 위치부터 첫 번째 전륜과 접하는 궤도부분을 Δi의 미소길이를 갖는 유한개의 요소의 합으로 가정하였다. 따라서 궤도부분의 첫 번째 요소부터 시작하여 임의의 요소까지 요소 수를 증가시켜가며 궤도의 길이방향과 수직방향에 대한 평형해석을 통해 각각의 요소좌표를 구한 후, 임의의 요소좌표가 첫 번째 전륜과 만나는 좌표를 구하여 그 점에서 첫 번째 전륜의 진입각 α_1을 구하였다(그림 4).

2) 첫 번째 전륜의 해석

앞의 과정으로부터 첫 번째 전륜의 진입각 α_1을 결정한 후 궤도가 첫 번째 전륜과 분리되는 점에서 전륜의 원주상의 각도를 β_1이라 가정하면, 첫 번째 전륜에 작용하는 힘들의 구성은 그림 5와 같이 나타낼 수 있다.

전륜이 최대 침하점부터 β_1까지 접촉하는 구간의 전륜상의 궤도 길이는 Δi의 미소 길이를 갖는 유한개의 요소의 합으로 나타낼 수 있고, 요소 한 개에 대한 원주상의 각도를 $\Delta\beta(\Delta\beta = \frac{\Delta l}{r})$라 하면, β_1은 $\Delta\beta$를 i 개의 요소까지 더한 β_{1i}로 나타낼 수

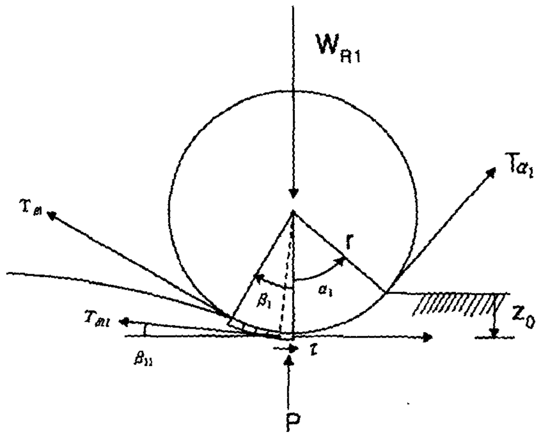

Fig. 5 Forces acting on a roadwheel in ccontact with track.

있다. 따라서 첫 번째 요소부터 i 번째 요소(β_{1i})까지 전륜 아래의 궤도부분에 대해 평형 해석을 고려하면 각각의 요소에서의 평형방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{\beta 1,i}\cos\Delta\beta = b\int_{\beta_{1,i-1}}^{\beta_{1,i}}\tau(\theta)\cos(\theta-\beta_{i-1})\,rd\theta + b\int_{\beta_{1,i-1}}^{\beta_{1,i}}p(\theta)\sin(\theta-\beta_{i-1})\,rd\theta + T_{\beta_{1,i-1}} \quad \cdots\cdots (4)$$

여기서, i : 전륜과 접하는 궤도부분에서 요소의 수 (i = 1, 2, 3, ···)

r : 전륜의 반경

$\beta_{1,i}$: i 번째 궤도요소와 접해있는 첫 번째 전륜의 원주상의 각도

$$\Delta\beta = \frac{\Delta l}{r},\quad \beta_{1,i} = \frac{\Delta l}{r}\times\ [rad]$$

Δl : 요소 1개의 길이

$T_{\beta 1,i}$: 첫 번째 전륜과 접해있는 궤도의 i 번째 요소에서의 궤도장력

$T_{\beta 1,0}$: 첫 번째 전륜의 최대 침하점 아래에서의 궤도장력

$$T_{\beta 1,0} = b\int_{\frac{\pi}{2}-\alpha_1}^{\frac{\pi}{2}}\tau(\theta)\,rd\theta + T_{a1}$$

식 (4)로부터 첫 번째 전륜상의 임의의 각도 $\beta_{1,i}$에서 분리되는 궤도의 장력을 구할 수 있다.

3) 첫 번째 궤도부분의 해석

전륜과 접하는 부분의 궤도형상은 전륜의 크기에 의해 결정되지만, 전륜사이 궤도부분의 형상은 토양-궤도의 상호작용에 의한 장력변화로 임의의 곡선형태로 나타난다(그림 6). 따라서 궤도부분의 해석은 궤도의 장력변화와 궤도곡선의 변화를 고려하였다.

궤도부분의 해석은 궤도부분을 Δl의 미소 길이를 갖는 유한개의 요소로 구분한 후, 앞에서 가정한 첫 번째 전륜의 탈출각 $\beta_{1,i}$를 시작점으로 하여 첫 번

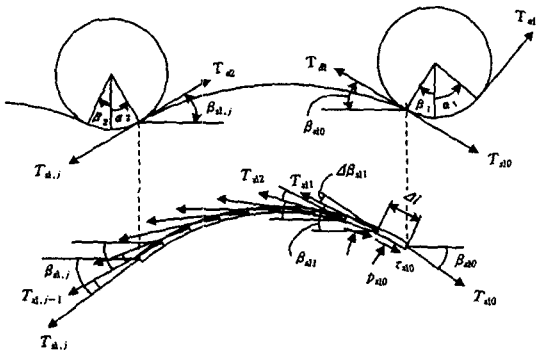

Fig. 6 Forces acting on elements of track segment between roadwheels.

째 궤도부분의 첫 번째 요소부터 임의의 요소까지 각 궤도의 접선방향과 수직방향에 대해 평형방정식을 구하면, 첫 번째 궤도부분의 임의의 요소(k번째 요소)에 대한 평형방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{sl,k}\cos\Delta\beta_{sl,k} = T_{sl,k-1} + b\Delta l\ \tau_{sl,k} \quad \cdots\cdots (5)$$

$$T_{sl,k}\sin\Delta\beta_{sl,k} = b\Delta l\ p_{sl,k} \quad \cdots\cdots (6)$$

여기서, $T_{sl,k}$: 첫 번째 궤도부분의 k 번째 요소의 장력, [kN]

$T_{sl,k-1}$: 첫 번째 궤도부분의 k-1 번째 요소의 장력, [kN]
(단, $T_{sl,0} = T_{\beta 1}$)

$\Delta\beta_{sl,k}$: k 번째 요소와 k−1 번째 요소의 각도 차, [rad]

$\tau_{sl,k}$: k 번째 요소의 전단응력, [kN / m^2]

$p_{sl,k}$: k 번째 요소의 수직응력, [kN / m^2]

식 (5), (6)으로부터 k 번째 요소의 장력($T_{sl,k}$)과 첫 번째 궤도부분의 원점에 대한 임의의 요소좌표 ($X_{sl,k}$, $Z_{sl,k}$)는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{sl,k} = \frac{T_{sl,k-1} + b\Delta l\ \tau_{sl,k}}{\cos\Delta\beta_{sl,k}} \quad \cdots\cdots (7)$$

$$X_{sl,k} = X_{sl,k-1} + \Delta l\cos\beta_{sl,k} \quad \cdots\cdots (8)$$

$$Z_{sl,k} = Z_{sl,k-1} + \Delta l\sin\beta_{sl,k} \quad \cdots\cdots (9)$$

여기서, $X_{sl,k}$: 첫 번째 궤도부분의 k 번째 요소의 X 좌표 (k = 1, 2, 3, ···)

$Z_{sl,k}$: 첫번째 궤도부분의 k 번째 요소의 Z 좌표 (k = 1, 2, 3, ···)

{단, $X_{sl,0} = r \sin \beta_1$, $Z_{sl,0} = Z_0 - r(1-\cos\beta_1)$}

위의 과정을 요소를 증가시켜가며 반복하여 궤도의 임의의 요소의 좌표가 두 번째 전륜의 좌표와 일치하고 그 위치에서 궤도좌표의 기울기와 전륜의 기울기가 같을 때, 첫 번째 궤도부분의 곡선과 첫 번째 전륜의 탈출각 및 두 번째 전륜의 진입각을 구할 수 있다.

4) 전체 궤도계의 평형조건

n 개의 전륜으로 구성된 궤도계는 앞의 과정을 연속되는 마지막 전륜과 궤도부분까지 반복 수행함으로서 해석할 수 있다. 해석이 완료되면 차량의 자세를 나타내는 궤도형상으로부터 차량의 무게를 계산할 수 있고, 계산된 값이 실제 차량의 무게와 같을 때까지 침하를 변화시켜 가며 해석을 반복하여 계산된 차량의 무게가 실제 차량의 무게와 같을 때 궤도형 차량의 견인력(Drawbar pull : DP)을 구할 수 있다.

한편, 궤도형 차량의 주행은 연속되는 전륜에 의한 반복하중과 슬립에 따른 추가적인 침하를 발생시키고, 견인력의 작용점 위치와 크기는 차량의 무게중심을 후부로 이동시키게 된다. 따라서 이러한 무게 중심의 변화에 의해 차량은 하중전이가 발생하여 차량의 전부가 높아지고 후부가 낮아져 임의의 각 δ 만큼 아래쪽으로 경사지는 상태가 되어 전체 궤도계의 평형상태는 이루어지지 않는다. 따라서 앞에서 구한 견인력과 차량에 작용하는 힘들에 대한 모멘트가 평형상태를 이룰 때까지 차량의 경사 δ를 수정해 가며 앞의 해석을 반복한다.

전체 궤도계는 차량의 수직, 수평, 모멘트가 평형을 이룰 때 완전히 해석되고, 그 때 궤도형 차량의 견인력(Drawbar pull : DP)을 아래 식 (10)과 같이 구할 수 있고, 그 때 궤도형 차량의 운동저항, 추진력, 견인력을 슬립의 함수로서 구할 수 있다.

$$DP = DP_W + DP_S + DP_{fsp} + DP_{fs} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (10)$$

여기서, DP_W : 전륜부분에서 산출되는 견인력

DP_S : 궤도부분에서 산출되는 견인력

DP_{fsp} : 스프로켓부분에서 산출되는 견인력

DP_{fs} : 스프로켓과 첫 번째 전륜사이의 궤도부분에서 산출되는 견인력

$$DP_W = \sum_{n=1}^{Nr} \{ b\int_{\frac{\pi}{2}-\alpha_n}^{\frac{\pi}{2}} (\tau(\theta)\sin\theta\, r\, d\theta) - b\int_{\frac{\pi}{2}-\alpha_n}^{\frac{\pi}{2}} p(\theta)\cos\theta\, r\, d\theta \}$$

$$+ \{ b\int_0^{\beta_*} \tau(\theta)\cos\theta\, r\, d\theta + b\int_0^{\beta_*} p(\theta)\sin\theta\, r\, d\theta \}$$

$$DP_S = b\Delta l \sum_{n=1}^{Nr-1} \sum_{k=1}^{Ne} [\tau_{sn,k}\cos\beta_{sn,k} - p_{sn,k}\sin\beta_{sn,k}]$$

$$DP_{fsp} = 2b\int_{\frac{\pi}{2}-\alpha_{Z_0}}^{\frac{\pi}{2}-\alpha_{fsp}} (\tau(\theta)\sin\theta - p(\theta)\sin\theta)\, r_{fsp}\, d\theta$$

$$DP_{fs} = b\Delta l \sum_{k=1}^{Ne} [\tau_{fs,k}\cos\alpha_{fs,k} - p_{fs,k}\cos\alpha_{fs,k}]$$

3. 견인성능 예측 시뮬레이션 프로그램 개발

가. 시뮬레이션 프로그램

앞 절에서 개발한 견인력 예측 모델을 이용하여 토양변수와 궤도형 차량의 제원을 입력변수로 하여 궤도형 차량의 견인성능을 예측할 수 있는 시뮬레이

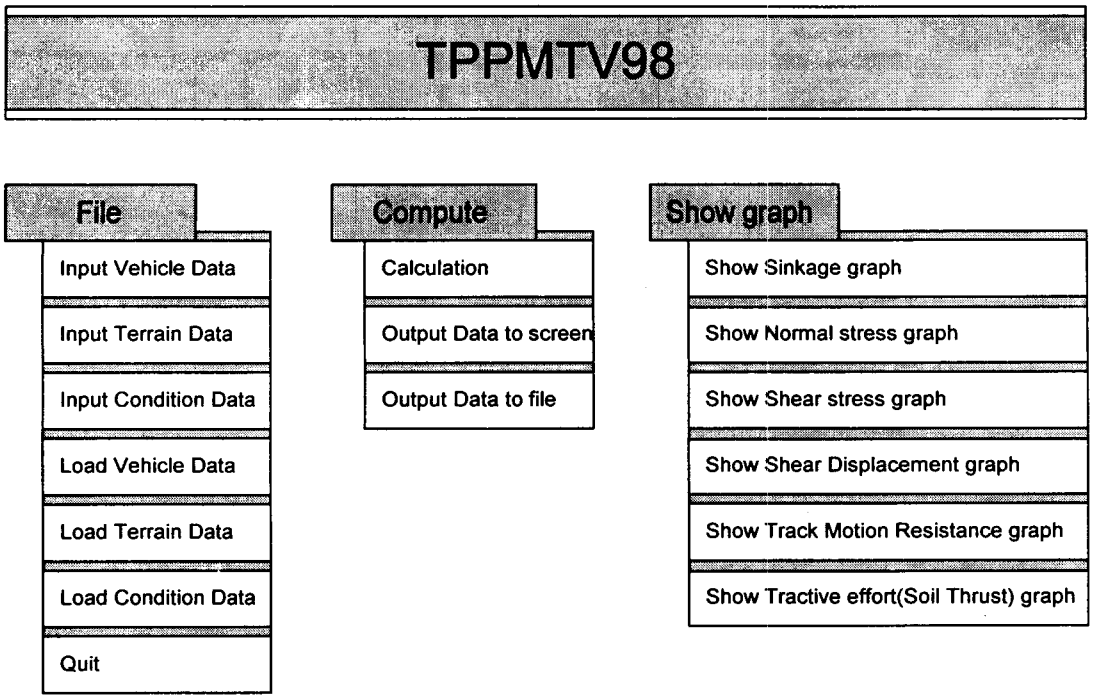

Fig. 7 Schematic Diagram of TPPMTV98.

션 프로그램(Tractive Performance Prediction Model for Tracked Vehicle, TPPMTV98)을 개발하였다. 시뮬레이션 프로그램은 토양변수와 차량설계 변수의 입력자료로부터 차량의 침하량, 접지압, 전단응력 등을 계산하여, 이로부터 차량의 설계변수와 토양조건에 따라 차량의 성능척도인 추진력, 운동저항, 견인력, 견인효율, 견인계수 등을 차량 슬립의 함수로서 나타낸다. 시뮬레이션 프로그램은 C-언어로 작성하였으며 운영방식은 사용자가 편리하도록 자료를 입력한 후 그 결과를 파일로 저장하고, 그래픽으로 볼 수 있도록 구성하였다.

프로그램의 전체 구성은 데이타 입력부(File), 견인성능 계산부(Compute) 및 그래픽 출력부(Show graph)의 3개의 주요 단계로 구성되었으며 그림 7에 프로그램의 전체 구성을 나타내었다.

나. 시뮬레이션 프로그램의 검정

수학적 모델을 이용하여 개발한 시뮬레이션 프로그램의 유효성을 검정하기 위해 그 유효성이 검증된 Wong(1989, 1994)의 문헌에 보고된 결과를 TPPMTV98을 이용한 시뮬레이션 결과와 비교하였다.

검정에 사용된 궤도형 차량과 토양은 각각 M113A1 군용 장갑차와 점토질 토양이 사용되었고, 두 모델에 의한 결과값의 비교는 접지압분포와 견인계수 및 견인효율을 대상으로 하였다.

TPPMTV98과 Wong의 모델에 의한 접지압분포의 비교는 전륜아래 평균 최대압력(MMP)을 이용하였다. 그림 8은 차량무게에 따른 평균 최대압력값을 나타낸 그림으로 TPPMTV98에 의한 평균 최대압력값은 Wong의 결과에 비해 상대적으로 낮게 예측되고 있다. 이와 같은 경향은 본 모델이 Wong의 모델에 비해 전단응력이 상대적으로 크게 나타나 전단응력에 의한 궤도의 장력증가량이 커서 전륜사이의 궤도부분에서 지지하는 하중이 크기 때문으로 판단되나 그 차이는 크지 않고 거의 유사한 경향을 나타내고 있다. 한편 그림 9는 TPPMTV98를 이용한 궤도

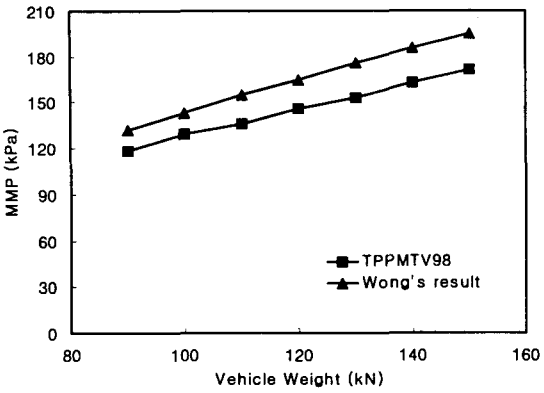

Fig. 8 Variations of MMP with vehicle weight at 20% slip.

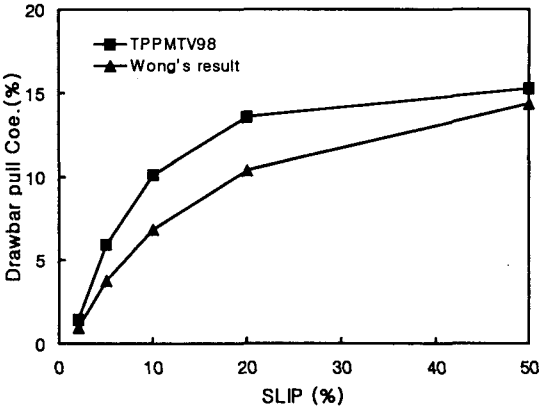

Fig. 10 Variations of the drawbar pull coefficient with slip.

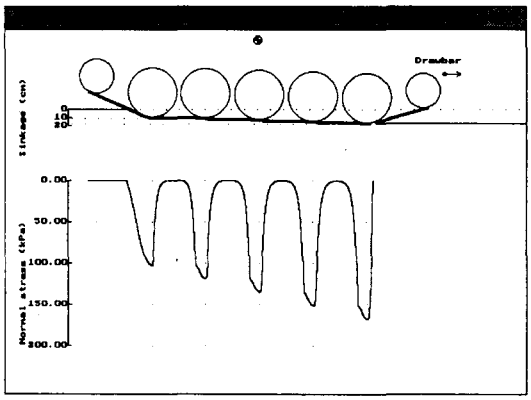

Fig. 9 Normal pressure distribution under track at 20% slip.

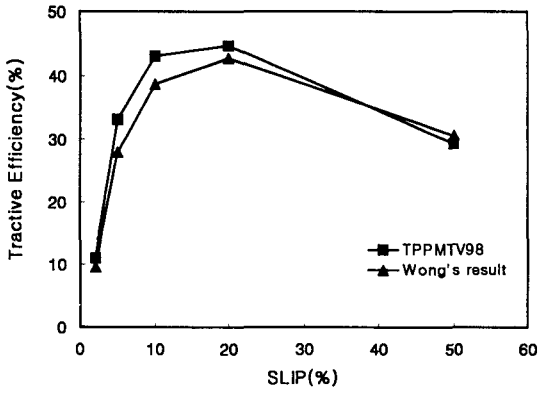

Fig. 11 Variations of the tractive efficiency with slip.

아래의 접지압분포를 보여주고 있다.

그림 10은 두 모델을 이용하여 슬립에 따른 견인력계수를 나타낸 그림으로 TPPMTV98의 결과는 Wong의 결과에 비해 약간 크게 나타났으나 전체적으로 유사한 경향을 나타내고 있다. 본 모델의 결과가 Wong의 결과에 비해 다소 크게 나타난 이유는 평균 최대압력의 비교에서와 같이 본 모델이 Wong의 모델에 비해 전단응력이 커서 추진력이 크게 예측되어 견인력계수도 높게 나타난 것으로 판단된다.

한편 슬립에 따른 견인효율은 아래 그림 11과 같이 TPPMTV98과 Wong의 결과가 거의 일치하고 유사한 경향을 나타내었다.

위의 결과를 종합해 볼 때, 본 모델의 결과는 Wong의 모델에 비해 견인력을 높게 예측하나 그 차이가 크지 않고 전반적으로 유사한 경향을 보이고 있는 것으로 판단된다.

4. 요약 및 결론

로외에서 운용되는 연성 궤도형 차량의 견인성능을 예측할 수 있는 수학적 모델을 개발하고, 모델로부터 궤도형 차량의 견인성능을 평가할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 모델(TPPMTV98)을 개발하였다. 수학적 모델은 구조해석법과 수치해석적 반복법에 의해 유도되었다.

TPPMTV98은 주어진 토양조건과 궤도형 차량의

설계변수로부터 궤도형 차량의 침하량과 궤도형상, 접지압분포, 전단응력, 추진력, 운동저항, 견인력 등을 종합적으로 예측할 수 있다. TPPMTV98의 검정은 유효성이 입증된 Wong의 결과와 비교하는 방법으로 검정하였으며, 시뮬레이션 결과는 유효성을 인정할 수 있는 것으로 나타났다. 따라서 본 시뮬레이션 프로그램 TPPMTV98은 궤도형 차량의 투입 및 운용 뿐만아니라 궤도형 차량의 설계과정에서 설계인자에 따른 상대적인 성능비교를 가능하게 하므로 궤도형 차량의 견인성능을 향상시키는데 활용될 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. 김경욱. 1994. "궤도형 로외차량의 주행 및 견인성능 예측 모형 개발" 한국과학재단 연구보고서.
2. 室 達朗. 1993. "テラメカニックス-走行力學-", 技報堂.
3. Bekker, M. G. 1956. "Theory of land locomotion." University of Michigan Press.
4. Culshaw, D. 1988. "Rubber tracks for traction." Jounal of Terramechanics, Vol. 25, No. 1. pp. 69-80.
5. Dwyer, M. J. 1987. "Prediction of drawbar test performance." Journal of Terramechanics, Vol. 24, No. 2. pp. 169-177.
6. Kogure, K., Y. Ohira, and H. Yamaguchi. 1982. "A simplified method for the estimation of soil thrust exerted by a tracked vehicle." Journal of Terramechanics. Vol. 19, No. 3. pp. 165-181.
7. Kogure, K., Y. Ohira, and H. Yamaguchi. 1983. "Prediction of sinkage and motion resistance vehicle using plate penetration test." Journal of Terramechanics, Vol. 20, No. 3/4, pp. 121-128.
8. Muro, T. 1989. "Tactive performance of a bulldozer running on weak ground." Jounal of Terramechanics, Vol. 26, No. 3/4, pp. 249-273.
9. Okello, J. A. 1994. "Prediction and experimental validation of the feild tractive performance of a rubber track unit." Journal of Agricultural Engineering Research, Vol. 59, No. 2, pp. 163-171.
10. Wong. J. Y., M. Garber, and J. Preston-Thomas. 1984. "Theoretical prediction and experimental substantiation of the ground pressure distribution and tractive performance of tracked vehicles." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Vol. 198D, No. 15, pp. 265-285.
11. Wong, J. Y. 1989. "Terramechanics and off-road vehicles." Elsevier Publishers.
12. Wong, J. Y. 1994. "On the role of Mean Maximum Pressure as An Indicator of Cross-country Mobility for Tracked Vehicles." Journal of Terramechanics, Vol. 31, No.3, pp. 197-213.