

휠형차량의 연약지 견인성능 예측

Prediction of Tractive Performance of Wheeled Vehicles on Soft Terrains

| | |
|------------|-----------|
| 박 원 엽 | 이 규 승 |
| 정회원 | 정회원 |
| W. Y. Park | K. S. Lee |

SUMMARY

In this paper, mathematical model was developed for predicting the tractive performance of off-road wheeled vehicles operated on soft terrains. Based on the mathematical model, a computer simulation program(TPPMWV) was developed. The model takes into account main design parameters of wheeled vehicle, including radius and width of front and rear tire, weight of vehicle, wheelbase and driving type(4WD, 2WD). Soil characteristics, such as the pressure-sinkage and shearing characteristics and the response to repetitive loading and slip-sinkage effect, are also taken into consideration.

The effectiveness of the developed model was verified by comparing the predicted drawbar pulls using TPPMWV with measured ones obtained by field tests for two different driving types of wheeled vehicle. As a results, the drawbar pulls predicted by the TPPMWV were well matched to the measured ones within the absolute errors of 3.916%(4WD) and 13.31%(2WD) for two different driving types, respectively.

주요용어(Key Words) : 휠형차량(Wheeled vehicle), 견인성능(Tractive performance), 견인력(Drawbar pull), 슬립-침하효과(Slip-sinkage effects), 연약지(Soft terrain)

1. 서 론

농업기계, 건설중장비, 군용차량 등과 같이 연약지(soft terrain)에서 주로 운용되는 로외차량(off-road vehicle)은 주행부(휠)의 침하에 따른 운동저항의 증가로 인해 주행 및 작업시 많은 동력이 소요되고, 또한 차량의 엔진 출력이 충분한 경우에도 휠과 토양(wheel-soil)의 접지면에서 발생하는 토양의 침하 및 파괴 현상 등에 의해 차량의 주행

에 필요한 충분한 추진력을 발생시킬 수 없는 경우가 많다(Park, 2000 ; Reece, 1964 ; Wong, 1989). 즉, 로외차량의 견인성능은 휠-토양 접지면에서 발생하는 추진력과 운동저항에 의해 결정되고, 이러한 추진력과 운동저항은 휠의 형태 및 휠에 작용하는 수직하중과 침하에 의해 결정되는 휠-토양 접지면에서의 수직응력과 전단응력 분포로부터 결정된다.

차량이 연약지를 주행할 경우, 토양-휠의 접지

The article was submitted for publication in June 2000, reviewed in September 2000, and approved for publication by the editorial board of KSAM in October 2000.

The authors are Won Yeop Park, Research Associate, Kyou Seung Lee, Professor, Dept. of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea.

Corresponding author: K. S. Lee, Professor, Dept. of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, 440-746, Korea. fax:+82-31-290-7830; E-mail: <seung@yurim.skku.ac.kr>.

부에서는 수직응력과 전단응력에 의해 토양의 압축 및 파괴 현상이 나타나고, 차량의 주행에 필요한 추진력을 발생시킨다. 이러한 주행부 아래에서의 토양의 압축 및 파괴현상은 구동륜(driving wheel)에서 나타나는 차량의 이론속도와 실제속도의 차이, 즉 슬립을 유발한다. 일반적으로 연약지에서는 추진력의 증가와 함께 슬립도 함께 증가하고, 또한 슬립의 증가는 주행부 아래에서의 토양 파괴 현상에 의해 주행부의 침하도 함께 증가하게 된다. 이와 같이 슬립의 증가에 따라 추가적으로 발생하는 침하 현상을 슬립-침하(slip-sinkage)라고 하고(Wong, 1993), 슬립-침하는 차량의 운동저항의 증가를 유발하게 되어 결과적으로 차량의 견인성능에 영향을 미치게 된다.

Reece(1966)는 차량의 슬립이 침하에 미치는 영향을 조사하기 위하여 점토, 건조사토, 습윤사토 등 세 가지 토양조건에서 전단판을 이용하여 전단변위에 따른 침하량을 측정하였고, 여기서 그는 세 가지 토양조건 모두에 대해 전단변위가 증가함에 따라 침하량도 함께 증가한다는 실험 결과를 보고하였다. 또한, Wong(1993)은 전단링 시험에서 전단링은 회전(직사각형 전단판에 대해서는 수평방향의 이동)하는 동안 추가적인 침하 즉, 슬립-침하가 발생하기 때문에 슬립 상태에서의 전체 침하는 정적하중 상태에서의 침하와 슬립에 따른 추가적인 침하의 합으로 나타내야 하고, 차량의 전체 침하량을 정확하게 예측하기 위해서는 슬립-침하 현상을 고려해야 한다고 보고하였다.

따라서 로외차량의 견인성능을 보다 정확히 예측하기 위해서는 차량의 설계변수 뿐만 아니라 차량이 운용되고 있는 토양특성, 그리고 슬립-침하 효과를 고려한 휠-토양 접지면에서의 역학적 상호작용을 규명하여 토양특성에 따른 휠의 침하형태 및 휠-토양 접지면에서의 수직응력분포와 전단응력분포에 대한 보다 명확한 해석이 필요하고, 이로 부터 휠형차량의 설계변수와 토양특성 및 운용조건 등을 고려한 견인성능을 예측할 수 있다. 그러나 현재까지의 연구결과는 슬립-침하 효과가 로외차량의 견인성능 예측에 포함되어져야 한다는 필요성이 많이 보고되고는 있으나 이러한 보고는 단지 전단판 또는 전단링 시험을 통해서 나타난 슬립-침하 효과의 필요성만이 제시되었을 뿐 실제 견인성능 예측 모델에서는 차량의 침하를 정적

상태하에서의 침하로 가정하여 해석하고 있으며, 슬립-침하 효과를 직접적으로 고려한 견인성능 예측 모델에 관한 연구결과는 수행되지 않고 있다.

따라서 본 연구는 휠형차량의 주요 설계변수와 슬립-침하 효과를 포함하는 토양특성, 그리고 차량의 운용조건 등을 고려하여 휠형차량의 견인성능을 예측할 수 있는 수학적 모델을 개발하고, 모델로부터 휠형차량의 견인성능을 평가할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하기 위해 수행되었다.

2. 견인성능 예측 모델

가. 휠형차량의 모형화

휠형차량이 연약지를 주행할 경우, 차량의 전체 하중은 전륜(front wheel)과 후륜(rear wheel)의 축에 작용하고, 각각의 휠은 축에 작용하는 수직하중과 토양특성 및 토양-휠의 역학적 상호작용에 의해 임의의 침하가 발생한다. 따라서 휠의 침하량과 침하형태를 결정할 수 있는 경우 휠-토양 접지면에서의 수직응력과 전단응력분포가 결정되고, 이로 부터 휠에서 발생하는 추진력과 운동저항을 결정할 수 있다(Bekker, 1969).

한편, 휠형차량의 주행에 따른 전륜과 후륜의 연속적인 통과와 견인력 작용점의 위치, 그리고 슬립에 따른 추가적인 침하는 차량에 대해 하중전이(weight transfer) 효과를 유발시켜 후륜의 침하량은 전륜보다 크게 되어 그림 1과 같이 차량의 자세는 임의의 경사 δ 만큼 차량의 후부가 전부보다 낮아지는 상태가 된다. 따라서 로외에서 운용되고 있는 휠형차량의 해석은 차량변수 뿐만 아니라 차량이 운용되고 있는 토양의 특성과 휠-토양 접지면에서의 역학적 상호관계를 정확히 분석할 때 가능하게 된다.

본 연구에서는 휠형차량의 견인성능 예측 모델을 개발하는데 있어, 휠형차량의 주요 설계변수 뿐만 아니라 차량의 견인성능에 크게 영향을 미치는 주요 토양변수를 해석에 고려하였다. 해석에 고려한 차량변수로는 차량무게, 차량의 무게중심 위치, 휠의 직경과 폭, 전·후륜의 축간거리(wheelbase), 구동방식(2륜구동, 4륜구동) 등을 고려하였고, 토양변수로는 토양의 압력-침하특성, 전단

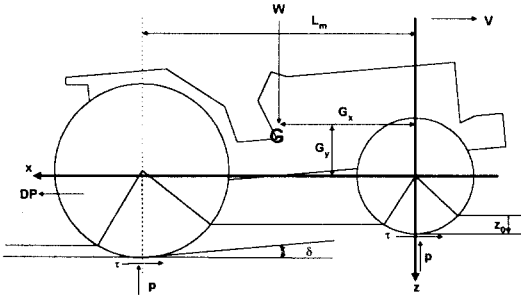


Fig. 1 Geometry and forces of a wheeled vehicle in contact with a soft terrain.

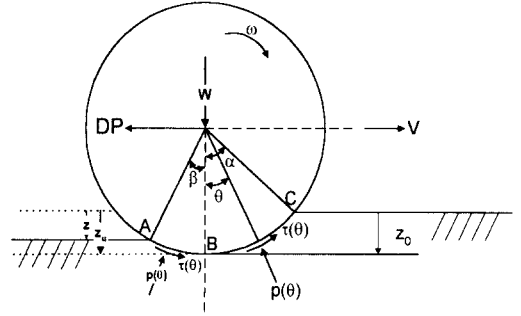


Fig. 2 Simplified model for driving wheel-soil interaction.

응력-전단변위특성, 반복하중에 대한 토양의 반응특성, 그리고 슬립에 따른 추가적인 침하를 반영하는 슬립-침하 효과 등을 고려하였다.

나. 휠-토양의 상호작용

그림 2는 휠형차량이 연약지를 주행할 경우 구동륜에 작용하는 힘의 구성과 구동륜의 침하형태를 보여 주고 있다. 그림 2에 나타난 바와 같이 휠에 작용하는 수직하중은 휠-토양 접지면에서의 역학적 상호작용에 의해 휠에 대해 임의의 침하량 z_0 를 발생시키고, 휠의 침하에 의해 결정되는 휠과 토양의 전 접지면을 따라 수직응력(p)과 전단응력(τ)이 발생하게 된다.

그림 2에 나타난 휠-토양 접지면의 임의의 위치에서의 수직응력 p 는 식 (1)과 같이 Bekker (1969)가 제안한 평판의 압력-침하 관계식으로부터 결정할 수 있다.

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n \quad (1)$$

여기서,

p : 평판에 가해주는 수직압력(kPa)

z : 평판의 침하(m)

b : 평판의 폭(m)

k_c, k_ϕ : 토양 변형계수($kN/m^{1+n}, kN/m^{2+n}$)

n : 토양 변형지수(dimensionless)

또한 휠-토양 접지면의 임의의 위치에서의 수직압력이 결정되면, 그 때 그 위치에서의 전단응력

은 식 (2)에 의해 결정할 수 있다(Janosi, 1961).

$$\tau(x) = [c + p(x) \tan \phi] \left(1 - e^{-\frac{x}{K}} \right) \quad (2)$$

여기서,

c : 토양의 점착력(kPa)

ϕ : 내부마찰각(degree)

j : 전단변위(m)

K : 전단변형지수(m)

$p(x)$: 휠-토양 접지면의 임의 위치에서의 수직압력(kPa)

한편, 토양은 탄-소성거동(하중이 제거된 후 약간의 회복이 있는 상태)을 하기 때문에 휠-토양의 접지면의 형태는 그림 2에 나타난 바와 같이 임의의 침하 z_0 에 대해서 휠의 진입각(entry angle) α 와 탈출각(exit angle) β 는 다르게 나타나고, 또한 전륜이 통과한 후에 변형된 토양 위를 잇따라 통과하는 후륜의 침하 형태는 전륜과는 다르게 나타난다.

따라서 그림 2에서와 같이 침하 z_0 가 발생했을 때 전륜의 후부와 전륜에 이어 통과하는 후륜에 대한 휠-토양 접지면에서의 상호작용은 토양의 반복하중 특성을 고려해야 한다.

토양의 반복하중에 대한 반응 특성을 고려한 휠-토양 접지면의 임의의 위치에서의 압력은 식 (3)에 의해 결정할 수 있다(Wong, 1989).

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z_u^n - k_u(z_u - z) \quad (3)$$

여기서,

zu : 비하중(unloading)이 시작할 때의 침하,
 ku : 하중-비하중-재하중 과정 동안에 토양의
 회복정도를 나타내는 토양의 강도 변수,

$$k_u = k_o + A_u z_u$$

k_o, A_u : 실험자료로부터 유도된 변수

따라서 그림 2에 나타난 휠의 침하 형태에 대해
 휠-토양 접지면의 임의 위치에서의 수직응력분포
 와 전단응력분포는 위의 식 (1), (2), (3)을 이용하
 여 결정할 수 있고, 그 때 구동륜에 작용하는 힘
 들의 수직방향과 수평방향의 평형조건은 식 (4)와
 (5)로 나타낼 수 있다.

$$W = b \int_{\frac{\pi}{2}-\alpha}^{\frac{\pi}{2}} [p(\theta) \sin \theta + \tau(\theta) \cos \theta] r d\theta + b \int_0^{\beta} [p(\theta) \cos \theta - \tau(\theta) \sin \theta] r d\theta \quad (4)$$

$$DP = b \int_{\frac{\pi}{2}-\alpha}^{\frac{\pi}{2}} [\tau(\theta) \sin \theta - p(\theta) \cos \theta] r d\theta + b \int_0^{\beta} [\tau(\theta) \cos \theta + p(\theta) \sin \theta] r d\theta \quad (5)$$

여기서,

W : 휠에 작용하는 축하중

b, r : 휠의 폭과 반경

α, β : 휠의 진입각과 탈출각,

$p(\theta), \tau(\theta)$: 휠상의 임의의 회전각(θ)에서 휠에
 작용하는 수직응력과 전단응력

DP : 휠의 전 접지면에서 발생하는 견인력
 (drawbar pull)이다.

다. 슬립-침하 효과를 고려한 침하량 산정

본 연구에서는 휠형차량의 견인성능 예측모델을
 개발하는데 있어 슬립-침하 효과를 해석에 고려
 하였다. 슬립-침하 효과는 토양물리성 측정장치
 의 전단시험장치를 이용하여 토양의 슬립-침하
 특성을 경험적으로 유도하였다.

그림 3은 실험토양에서 일정 수직압력 상태하에
 서의 전단응력-변위관계와 전단변위의 증가에 따

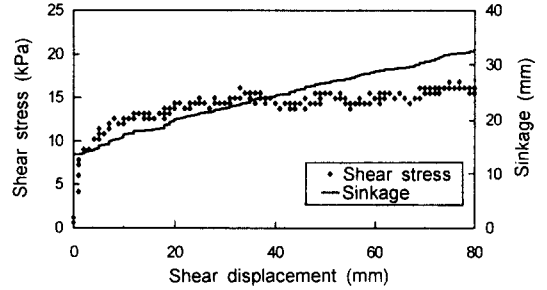


Fig. 3 Shear stress and sinkage curves with shear displacement under constant normal pressure.

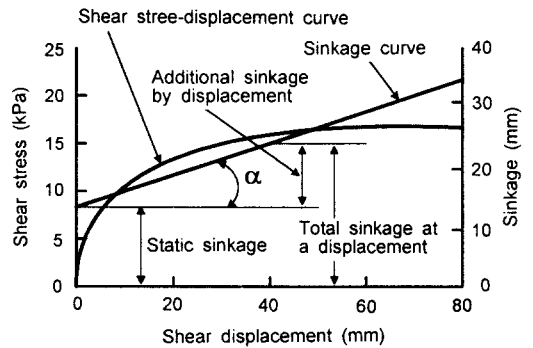


Fig. 4 Shear stress-displacement and sinkage-displacement curves under a constant normal stress.

른 침하량의 변화관계를 측정된 결과로서 침하량
 은 전단변위가 증가함에 따라 함께 증가하는 경향
 을 나타내었다.

그림 4는 그림 3의 측정결과로부터 전단응력-
 변위관계와 전단변위의 증가에 따른 침하관계를
 도식적으로 나타낸 것으로서, 침하량은 전단변위
 가 0인 초기 상태 즉, 정적침하(static sinkage) 상
 태에 대해 전단변위가 증가함에 따라 기울기 α
 에 의해 증가하고 있다. 따라서 임의의 전단변위
 상태에서의 전체 침하량(total sinkage)은 정적침하
 와 전단변위의 증가에 의해 추가적으로 발생하는
 침하(additional sinkage)의 합으로 나타낼 수 있다.

한편, 토양의 최대 전단응력은 슬립 100%일 때
 발생하므로 그림 4에서 최대 전단응력이 나타날
 때의 최대 전단변위를 슬립 100%로 가정하면, 그
 림 4의 전단변위-침하관계는 그림 5와 같이 슬립

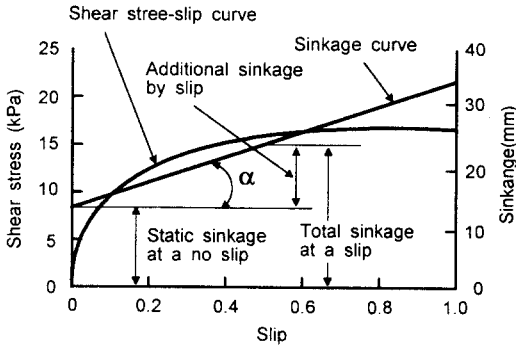


Fig. 5 Shear stress-slip and sinkage-slip curves under constant normal stress.

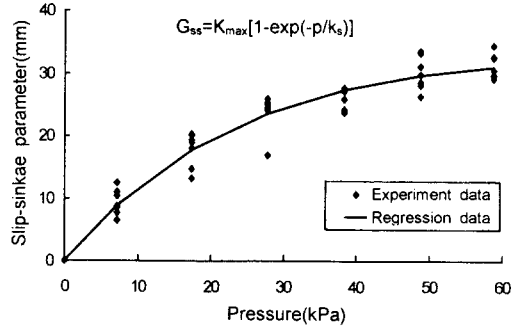


Fig. 7 Relationship between the pressure and slip-sinkage parameters.

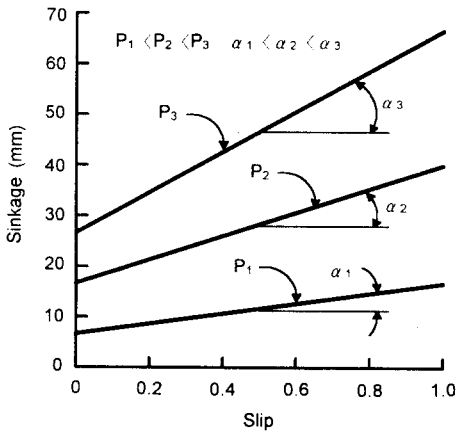


Fig. 6 Variations of the slip sinkage with slip at various pressure.

-침하관계로 변환될 수 있고, 그 때 슬립의 변화에 따른 침하량은 다음과 같이 식 (6)에 의해 나타낼 수 있다.

$$z_{total} = z_{static} + z_{slip} = \left(\frac{p}{\frac{k_c}{b} + k_\phi} \right)^{\frac{1}{n}} + i \cdot G_{ss} \quad (6)$$

여기서,

z_{total} : 슬립-침하 효과를 고려한 전체 침하(m)

z_{static} : 정적인 상태(슬립 0)에서의 침하(m)

z_{slip} : 슬립에 의한 추가적인 침하(m)

G_{ss} : 슬립-침하곡선에서 유도된 슬립-침하 변수(m) ($G_{ss} = \tan \alpha$)

α : 슬립-침하곡선의 기울기(dimensionless)

i : 슬립(0~1)(dimensionless)

그림 6에 다양한 수직압력하에서 슬립에 따른 침하량의 관계를 도식적으로 나타내었다. 그림 6의 결과는 모든 수직압력하에서 슬립이 증가할수록 침하량도 함께 증가하는 것으로 나타났고, 또한 수직압력이 클수록 슬립의 증가에 대한 침하량의 증가폭(기울기)이 커지는 것으로 나타났다. 즉, 슬립-침하는 수직압력에 영향을 받는 것으로 나타났다. 따라서 슬립-침하를 수직압력의 함수로 표현하기 위해, 다양한 수직압력하에서 측정된 슬립에 따른 침하량의 기울기를 수직압력에 대한 슬립-침하량의 기울기 관계로 표현하면 그림 7과 같이 나타낼 수 있고, 그 때 임의의 하중에 대해서 슬립-침하관계의 기울기는 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{ss} = K_{max} \cdot (1 - e^{-p/k_s}) \quad (7)$$

여기서,

K_{max} : 최대 슬립-침하량(Maximum slip-sinkage)
(m)

k_s : 슬립-침하 지수 (slip-sinkage modulus)(kPa)

p : 수직압력(kPa)

따라서 임의의 수직압력에서 슬립-침하효과를 고려한 침하량은 식 (7)을 식 (6)에 대입함으로써 식 (8)과 같이 결정할 수 있다.

$$Z_{total} = Z_{static} + Z_{slip} = \left(\frac{p}{\frac{k_c}{b} + k_\phi} \right)^{\frac{1}{n}} + K_{max} \cdot (1 - e^{-\frac{b}{k_c}}) \cdot i \quad (8)$$

라. 휠형차량의 해석

각각의 휠은 구동축으로부터 전달된 토크의 유·무에 따라 구동륜과 피구동륜으로 구별된다. 구동륜의 경우에는 휠의 침하량에 의해 결정되는 휠-토양의 전 접지면에 따라 수직응력과 전단응력이 발생하게 된다. 그러나 피구동륜인 경우에는 토크가 0인 상태에서 외력에 의해 끌려가는(또는 밀리는) 상태로서 활과 토양의 접지면에서 수직응력이 발생하게 된다. 따라서 피구동륜은 수직응력에 의해 운동저항은 발생하지만 전단응력이 존재하지 않기 때문에 추진력이 발생되지 않으며 견인력은 음(-)의 값을 갖게 된다. 즉, 피구동륜의 경우에는 $\tau(\theta)$ 항이 0이 된다. 따라서 4륜구동(four wheel drive ; 4WD)의 경우는 4개의 휠 모두를 구동륜으로, 2륜구동(two wheel drive ; 2WD)의 경우는 전륜과 후륜이 각각 피구동륜과 구동륜으로 해석할 수 있다.

전체 차량의 해석을 위한 첫번째 단계로서 임의의 차량경사 δ 에 대해 전륜의 침하량 z_0 를 임의로 가정한 후, 식 (4)를 이용하여 휠-토양의 전 접지면에 작용하는 수직응력과 전단응력에 의해 계산된 수직반력과 실제 차량무게에 대한 수직방향의 평형조건이 만족될 때까지 침하량을 증감시킨다. 수직방향의 평형조건이 만족되었을 때, 두번째 단계로서 전체 차량에 작용하는 모멘트를 취하여 모멘트의 평형조건이 만족될 때까지 차량의 경사를 증감시켜가며 첫 번째 단계를 반복 수행한다. 따라서 차량의 해석은 위의 두 단계 즉, 수직방향 평형조건과 모멘트 평형조건이 만족될 때 완료되고, 그 때 식 (9)에 의해 차량의 추진력(H), 운동저항(R) 및 견인력(DP)을 슬립의 함수로서 구할 수 있다.

$$DP = H - R \quad (9)$$

여기서,

$$H = 2b_f \int_{\frac{\pi}{2}-\alpha}^{\frac{\pi}{2}+\beta} [\tau(\theta) \sin \theta] r_f d\theta$$

$$+ 2b_r \int_{\frac{\pi}{2}-\alpha}^{\frac{\pi}{2}+\beta} [\tau(\theta) \sin \theta] r_r d\theta$$

$$R = 2b_f \int_{\frac{\pi}{2}-\alpha}^{\frac{\pi}{2}+\beta} [p(\theta) \cos \theta] r_f d\theta$$

$$+ 2b_r \int_{\frac{\pi}{2}-\alpha}^{\frac{\pi}{2}+\beta} [-p(\theta) \cos \theta] r_r d\theta$$

b_f, b_r : 전륜과 후륜의 폭

r_f, r_r : 전륜과 후륜의 반경

α_f, α_r : 전륜과 후륜의 진입각

β_f, β_r : 전륜과 후륜의 탈출각

마. 견인성능 예측 프로그램

전 절에서 개발된 견인성능 예측 모델을 이용하여 토양변수와 휠형차량에 대한 입력변수로부터 휠형차량의 견인성능을 예측할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램(Tractive Performance Prediction Model for Wheeled Vehicles ; TPPMWV)을 개발하였다.

TPPMWV는 토양변수와 휠형차량의 설계변수에 대한 입력자료로부터 차량의 전륜과 후륜의 침하, 차량의 경사, 접지압, 전단응력분포 등을 계산하고, 이로부터 로의차량의 성능 척도인 추진력, 운동저항, 견인력, 견인계수, 견인효율 등을 슬립의 함수로서 계산한다. 사용된 언어는 C 언어로서 운영방식은 사용자가 자료를 입력한 후 그 결과를 파일로 저장하거나 화면상에서 그래픽으로 볼 수 있도록 제작되었다.

그림 8은 TPPMWV를 실행했을 때, 계산과정중의 차량의 자세와 침하형태, 그리고 그 결과의 변화를 연속적으로 화면상에 보여주는 그림이고, 그림 9는 계산종료시 차량의 추진력, 운동저항, 견인력에 대한 결과를 슬립의 함수로서 화면상에 나타낸 그림이다. 한편, 최종결과를 저장한 파일에는 전·후륜의 각각에 대한 하중분포 및 침하형태, 그리고 추진력, 운동저항, 견인력, 견인계수, 견인효율 등에 관한 보다 상세한 정보가 포함된다.

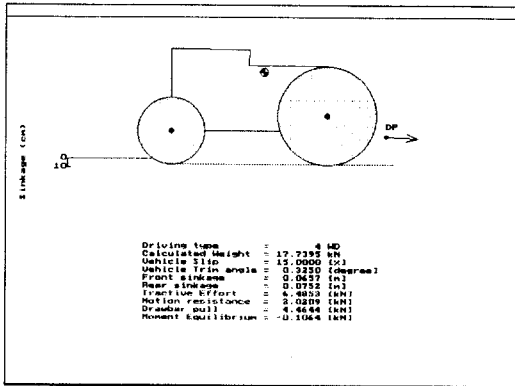


Fig. 8 Status of wheeled vehicle during calculation.

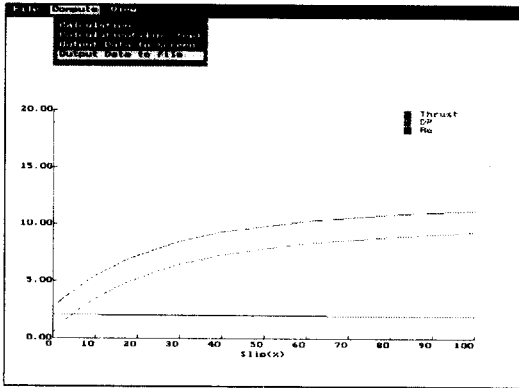


Fig. 9 Results on screen by simulation.

3. 견인력 시험

수학적 모델로부터 개발된 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램의 유효성을 검증하기 위하여 수분 함량이 15.59%인 양토(loam)에서 토양의 물리적 특성을 측정 후 견인력 실험을 수행하였다. 토양의 물리적 특성은 성균관대학교 생물기전공학과에서 제작한 베바메타(Park, 1999)를 이용하여 식 (1), (2), (3), (8)에서 언급한 토양의 압력-침하특성, 전단응력-전단변위특성, 토양의 반복하중에 대한 반응특성 및 토양의 슬립-침하 특성 등을 측정하였다. 표 1에 견인력 실험이 수행되기 전에 실험 토양에서 베바메타를 이용하여 측정된 값으로부터 유도된 토양변수를 나타내었다.

견인력은 시험차량의 후미 견인고리와 하중차량의 전면 견인고리에 각각 강선을 연결하고 그 사이에 하중변환기를 부착한 후, 시험차량을 구동하여 하중변환기에 나타나는 인장력을 측정하여 구하였다. 또한 슬립과 견인력 관계를 구하기 위해 시험차량의 후륜에 부착된 로타리엔코더로부터 측정된 이론주행거리와 시험차량의 후부에 장착된 5륜(fifth wheel)으로부터 측정된 실제주행거리를 이용하여 슬립을 측정하였다. 한편, 견인력실험은 4WD와 2WD의 두 가지 구동방식에 대해 각각 5회반복으로 수행되었다. 그림 10과 그림 11은 각각 견인력 실험에 사용된 시험차량과 하중차량을 보여 주고 있다.

Table 1 Characteristics of soil used in traction test

| Parameters | Values | Units |
|--|---------|------------------------|
| Parameter derived from plate sinkage tests, k_c | 78.31 | [kN/m ⁿ⁺¹] |
| Parameter derived from plate sinkage tests, k_ϕ | 2355.08 | [kN/m ⁿ⁺²] |
| Plate sinkage exponent, n | 1.2691 | |
| Unloading-reloading parameter, k_0 | 36130 | [kN/m ³] |
| Unloading-reloading parameter, A_u | -165519 | [kN/m ⁴] |
| Soil cohesion, c | 3.69 | [kN/m ²] |
| Soil internal friction angle, ϕ | 36.78 | [degree] |
| Soil shear deformation modulus, K | 0.0197 | [m] |
| Slip-sinkage parameter, K_{max} | 0.033 | [m] |
| Slip-sinkage parameter, k_s | 22.98 | [kN/m ²] |



Fig. 10 View of test vehicle.



Fig. 11 View of load vehicle.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서 개발한 견인성능 예측 모델의 유효성을 검증하기 위해 모델로부터 개발된 시뮬레이션 프로그램(TPPMWV)을 이용하여 예측된 견인력을 실험에 의해 측정된 견인력과 비교하였다.

비교 결과 두 가지 구동방식(2WD, 4WD)에 따른 측정치는 슬립이 증가함에 따라 어떤 일정한 경향을 나타내었으나, 일정 슬립에 대한 견인력 측정치의 넓은 분포로 인해 두 가지 구동방식에 대해 측정된 견인력을 예측치와 직접 비교하여 차이를 구명하기에는 어려움이 많았다. 따라서 비교의 편의를 위해, 측정결과를 Janosi and Hanamoto(1961)가 제안한 식을 수정한 식 (10)에 적용하여 슬립의 함수로서 모형화하여 측정치에 대한 실험식을 유도하였고, 실험식으로부터의 결과를

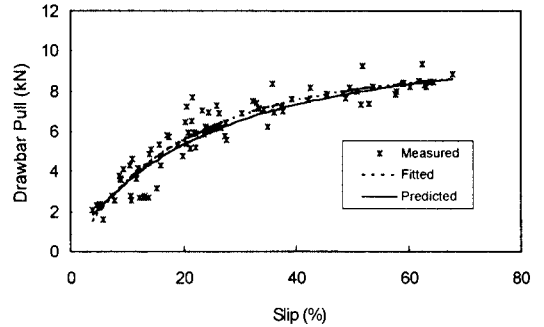


Fig. 12 Comparison between the measured drawbar pulls and the predicted ones for 4WD on the loam soil.

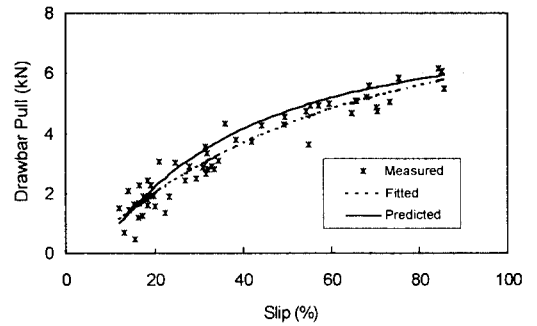


Fig. 13 Comparison between the measured drawbar pulls and the predicted ones for 2WD on the loam soil.

예측된 결과와 비교하였다.

$$DP = W \cdot A \cdot \left[1 - \frac{B}{I} \left(1 - e^{-\frac{I}{B}} \right) \right] + C \quad (10)$$

여기서,

DP : 견인력

W : 차량의 무게

I : 슬립

A, B, C : 회귀식에 의해 결정된 상수

그림 12와 그림 13은 각각 4WD와 2WD 상태에서의 측정치와 예측치를 나타낸 것으로서 측정치와 예측치는 각각 점과 실선으로 나타내었고, 측정치로부터 유도된 실험식으로부터 구한 결과는 점선으로 나타냈었다.

4WD 상태에서 측정치와 예측치를 비교한 결과, 예측치는 전체 슬립구간에서 측정치와 유사한 경향을 보였고, 측정치로부터 유도된 실험식과 예측치간의 최대오차는 슬립 26.573%에서 0.252kN (3.916%)으로서 측정치와 예측치는 잘 일치하는 것으로 나타났다. 또한 2WD 상태에서 전체 슬립구간에 따른 예측치와 측정치간의 비교결과는 4WD의 경우에 비해 상대적으로 덜 일치하는 경향을 나타냈으나 최대오차는 슬립 38.255%에서 0.475kN(13.31%)로 매우 작게 나타났다. 따라서 그림 12와 그림 13의 결과로부터 본 연구에서 개발한 견인성능 예측모델은 주어진 실험조건에서 휠형차량의 견인력을 두 가지 구동방식에 대해 최대 14% 이내의 오차 범위내에서 잘 예측할 수 있는 것으로 나타났다.

한편, 본 연구에서는 TPPMWV를 이용하여 두 가지 구동방식에 따른 휠형차량의 견인성능을 비교하였다. 그러나 견인력은 일반적으로 차량의 무게가 증가하면 함께 증가하기 때문에 전술한 견인력만으로는 차량의 절대적인 성능을 평가할 수 없다. 따라서 식 (11)과 (12)와 같이 로외차량의 성능을 평가하는데 있어 일반적인 척도로서 사용되고 있는 견인계수(tractive coefficient ; CT)와 견인효율(tractive efficiency ; TE)(Wong, 1989, 1993)을 이용하여 두 가지 구동방식에 따른 견인성능을 비교 분석하였다.

$$C_T = \frac{DP}{W} \quad (11)$$

$$TE = \frac{DP}{H} (1-i) \quad (12)$$

그림 14는 두 가지 구동방식에 대해 TPPMWV에 의해 예측된 견인계수의 결과를 보여주고 있다. 그림 14의 결과는 2WD와 4WD 모두 슬립이 증가함에 따라 견인계수가 증가하는 것으로 나타났다. 또한 구동방식에 따른 견인계수는 전체 슬립구간에서 4WD의 경우가 2WD에 비해 높게 나타났다고, 최대견인계수는 2WD의 경우는 0.346, 4WD의 경우는 0.521로서 4WD의 경우가 2WD에 비해 약 0.175(50.578%) 높게 나타났다.

한편, 2가지 구동방식에 대해 슬립에 따라 예측된 견인효율은 견인계수의 결과와 마찬가지로

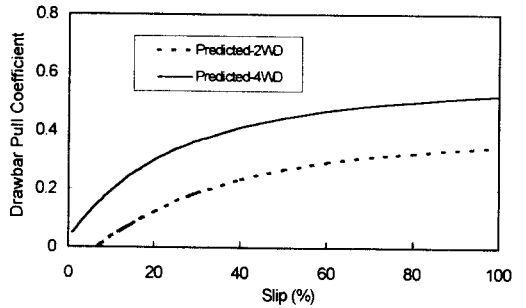


Fig. 14 Variations of drawbar pull coefficient of 2WD and 4WD with slip.

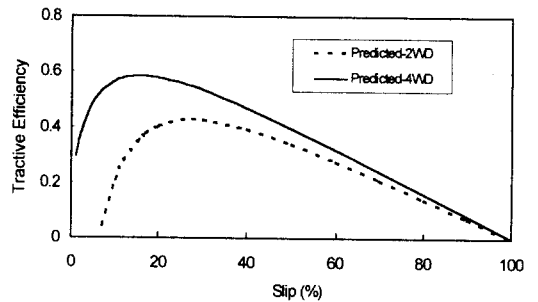


Fig. 15 Variations of tractive efficiency of 2WD and 4WD with slip.

4WD의 경우가 전체 슬립구간에 걸쳐 2WD에 비해 크게 나타났다(그림 15). 또한 최대 견인효율은 4WD의 경우에는 슬립 15%에서 0.585, 2WD의 경우에는 슬립 25%에서 0.426로 나타나 4WD의 경우가 2WD에 비해 약 0.159(37.32%) 크게 나타났다.

위의 결과를 종합해 볼 때, 주어진 토양조건과 차량조건에 대해서 4WD의 경우가 2WD에 비해 높은 견인성능을 나타내는 것으로 나타났다.

5. 결 론

본 연구에서는 연약지에서 주로 운용되고 있는 휠형 로외차량의 견인성능을 예측할 수 있는 수학적 모델을 개발하고, 모델로부터 휠형차량의 견인성능을 평가할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램(TPPMWV)을 개발하였다. 개발된 모델의 유효성은 실제 토양조건에서 휠형차량을 이용하여 두

가지 구동방식(4WD, 2WD)에 대해 측정된 견인력과 수학적 모델로부터 개발된 TPPMWV에 의해 예측된 결과를 비교함으로써 검증하였다. 또한 검증된 TPPMWV를 이용하여 두 가지 구동방식에 따른 견인성능을 비교하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 두 가지 구동방식에, 다른 휠형차량의 견인력 측정치와 예측치의 비교 결과, 측정치에 대한 예측치의 최대오차는 4WD의 경우는 3.916%, 2WD의 경우는 13.31%로서 최대 14% 이내로 나타났다. 따라서 본 연구에서 개발한 견인력 예측 모델은 주어진 토양상태에서 휠형차량의 견인력을 잘 예측할 수 있는 것으로 판단된다.

2) TPPMWV를 이용하여 구동방식에 따른 견인성능을 비교한 결과는 4WD가 2WD에 비해 전체 슬립구간에 걸쳐 견인계수와 견인효율이 모두 크게 나타났고, 4WD와 2WD의 최대 견인계수는 각각 0.521, 0.346, 최대 견인효율은 각각 0.585, 0.426으로서 4WD의 경우가 2WD에 비해 견인계수는 약 0.175(50.578%), 견인효율은 약 0.159(37.32%) 크게 나타났다. 따라서 4WD의 경우가 2WD에 비해 높은 견인성능을 발휘할 수 있는 것으로 나타났다.

참 고 문 헌

1. Bekker, M. G. 1969. Introduction to terrain vehicle system. University of Michigan Press

2. Janosi, Z. and B. Hanamoto. 1961. The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soils. Proceedings of the 1st International Conference on the Mechanics of Soil Vehicle Systems

3. Park, W. Y. and K. S. Lee. 1999. Experimental Validation of Tractive Performance Prediction Model for Flexible Tracked Vehicles. J. of the Korean Society for Agricultural Machinery 24(2):89-98(In Korean)

4. Park, W. Y., K. S. Lee and J. G. Park. 2000. The Prediction of Side Thrust Generated by Grousers Under Track. J. of the Korean Society for Agricultural Machinery 25(1):1-10(In Korean)

5. Reece, A. R. 1964. The effect of grousers on off-road vehicle performance. J. of Agricultural Engineering Research 9(4):360-371

6. Reece, A. R. 1966. Principles of Soil-Vehicle Mechanics. Proc. Institute of Mechanical Engineers Vol. 180, Part 2A

7. Shmulevich, I., U. Mussel and D. Wolf. 1998. The effect of velocity on rigid wheel performance. J. of Terramechanics 35(3):189-207

8. Wong, J. Y. 1989. Terramechanics and off-road vehicles. Elsevier Publishers

9. Wong, J. Y. 1993. Theory of Ground Vehicles. John Wiley & Sons



학 위 취 득

성 명 : 오 문 근 (吳文根)
 생 년 월 일 : 1950년 1월 27일
 취 득 학 위 명 : 공 학 박 사
 학 위 수 여 대 학 : 성균관대학교
 학 위 취 득 년 월 일 : 2000년 8월 25일
 학 위 논 문 : 신개념 로터리 엔진 개발

