

오일러 매개변수를 이용한 해저연약지반 무한궤도 차량의 동적거동 해석

김형우* · 홍 섭* · 최종수* · 여태경*

*한국해양연구원 해양시스템안전연구소

Dynamic Analysis of Underwater Tracked Vehicle on Extremely Soft Soil by Using Euler Parameters

HYUNG-WOO KIM*, SUP HONG*, JONG-SU CHOI* AND TAE-KYEONG YEU*

*Maritime and Ocean Engineering Research Institute, KORDI, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Dynamic analysis 동적거동 해석, Tracked vehicle 무한궤도차량, Extremely soft soil 연약지반, Euler parameters 오일러 매개변수, Hydrodynamics force 유체력

ABSTRACT: This paper is concerned with the dynamic analysis of an underwater tracked vehicle, operating on extremely soft soil of the deep-seafloor. The vehicle is assumed as a rigid-body with 6-dof. The orientation of the vehicle is defined by four Euler parameters. To solve the motion equations of the vehicle, the Newmark numerical integrator is used in the incremental-iterative algorithm. The normalization constraint of Euler parameters is satisfied by using of a sequential updating method. The hydrodynamic force and moment are included in the tracked vehicle's dynamics. The hydrodynamic effects on the performance of tracked vehicles are investigated through numerical simulations.

1. 서 론

각종 공학적 설계 문제에 있어서 컴퓨터 시뮬레이션의 사용이 점차적으로 늘어나고 있다. 컴퓨터 시뮬레이션의 장점은 제반 설계변수의 변화에 따른 결과를 손쉽게 확인할 수 있고, 문제해결에 필요한 시간과 경비를 획기적으로 절감함과 더불어 설계 조건들을 광범위하게 검토할 수 있다는 점이다. 또한, 시뮬레이션을 통하여 설계 단계에서부터 제작과 운용을 함께 고려할 수 있는 점은 시뮬레이션을 기반으로 하는 설계기법의 확장의 주요 이유가 된다.

연약 지반 주행차량의 성능해석에도 컴퓨터 시뮬레이션이 많이 사용되고 있다. 지금까지의 연구사례를 검토해 보면, 3차원 차량운동을 2차원으로 단순화하거나 정상상태의 운동조건으로 제한한 운동해석을 다루었다. (Hayasi, 1975; Kitano and Tyorzaki, 1976; Kitano and Kuma, 1977; Baladi and Rohani, 1978; Bode, 1991; Murakami et al., 1992; Zhang, 1995).

Hong et al.(2002)은 Murakami et al.(1992)의 연구결과를 바탕으로 무한궤도 차량의 3차원 과도기(Transient) 동력학 해석 방법을 개발하였다. 주행차량모델을 6자유도를 갖는 강체로 가정하였으며, 주행차량모델의 자세를 표현하기 위해서 오일러 각(Nikravesh, 1988)이 사용되었으며, 시적분을 위해 Newmark- β 수치적분법이 사용되었다. 차량과 연약지반사이의 상호관계

교신저자 김형우: 대전광역시 유성구 장동 171
042-868-7736 guddn@moeri.re.kr

를 나타내는 연약지반 역학 모델이 개발되었다. Kim et al.(2003)은 Hong et al.(2002)에 의해 개발된 지반역학 모델을 다물체 무한궤도 차량에 적용시켜 수치해석을 수행하였으며, 이를 강체모델의 수치해석 결과와 비교·검증 하였다. 이와 같이 무한궤도 차량의 3차원 거동 해석에는 오일러 각이 흔히 사용되어 왔다(Murakami et al., 1992; Hong et al., 2002; 홍섭 등, 2002; 김형우 등, 2003; 김형우 등, 2004).

강체 운동학 분야에서 오래 전부터 연구된 오일러 각은 물체의 회전을 설명하는 데 편리함과 더불어 몇 가지 단점을 가지고 있다. 예를들면 물체의 회전을 기술하는데, 특이(Singular) 방향각을 가지고 있으며, 또한 삼각함수의 계산 양이 많다는 점이다. 이러한 이유로 비행체역학, 다물체 동력학 분야에서는 오일러 매개변수(Euler parameters)의 사용이 선호되고 있다. (Goldstein, 1980; Haug, 1989). 오일러 매개변수의 특징은 오일러 각과는 달리 변환행렬이 삼각함수가 아닌 1, 2차 함수로 표시되고, 어떠한 특이점도 발생하지 않는다. 하지만 4개의 오일러 변수 각각이 서로 독립적이지 않고, 4개의 오일러 매개변수 사이에 대수방정식으로 표현되는 구속조건식이 존재한다. 운동방정식은 일반적으로 미분방정식(ODE; Ordinary differential equation)으로 표현되지만 오일러 매개변수에 대한 구속조건식은 대수방정식(AE; Algebraic equation)으로 표현된다. 오일러 매개변수의 구속 조건식을 포함하는 전체 시스템의 방정식은 미분대수 방정식(DAE; Differential algebraic equation)으로 표현된다. 일반적으로 미분대수방정식이 미분방

정식보다 풀기 어려운 것으로 알려져 있다(Löstedt and Petzold, 1986).

Bae(1994)는 오일러 매개변수의 구속조건의 순차적인 교정방법을 제안하였다. 이 방법에 의하면, 오일러 매개변수에 대한 구속조건식을 직접 풀지 않아도 항상 구속조건식을 만족하게 된다.

본 논문에서는 심해용 연약지반 주행차량의 해석기법에 있어서 걸림돌이 되고 있는 오일러 각의 특이점 문제를 해결하기 위해 오일러 매개변수를 연약지반 주행차량의 해석에 적용하는 기법을 다루고 있다. 아울러 심해저 주행차량의 동적거동을 관찰하기 위해 유체저항력을 적용시켰다(Faltinsen, 1990).

차량의 거동에서 발생하는 회전각속도 및 회전각가속도 등을 오일러 매개변수를 이용하여 표현하였고, 지배방정식의 해법으로 미소증분 반복계산 알고리즘을 적용하여 반복계산 과정에서 오일러 매개변수의 구속조건을 연속적으로 교정하는 방법을 정립하였다. 오일러 매개변수를 이용한 연약지반 주행차량의 시간영역 해석 프로그램을 Fortran-90을 이용하여 개발하였다. 수치적분기로는 Newmark-β를 사용하였다.

2. 오일러 매개변수

Fig. 1은 2개의 오른손 직교좌표계를 나타낸다. $X-Y-Z$ 는 공간에 고정되어 있는 좌표계를 나타내며, $x-y-z$ 는 차량의 무게중심에 고정되어 있는 국부좌표계이다. $X-Y-Z$ 와 $x-y-z$ 사이의 변환행렬을 4개의 오일러 매개변수를 사용하여 나타내면, 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$A = 2 \begin{bmatrix} e_0^2 + e_1^2 - \frac{1}{2} & e_1 e_2 - e_0 e_3 & e_1 e_3 + e_0 e_2 \\ e_1 e_2 + e_0 e_3 & e_0^2 + e_2^2 - \frac{1}{2} & e_2 e_3 - e_0 e_1 \\ e_1 e_3 - e_0 e_2 & e_2 e_3 - e_0 e_1 & e_0^2 + e_3^2 - \frac{1}{2} \end{bmatrix} \quad (2)$$

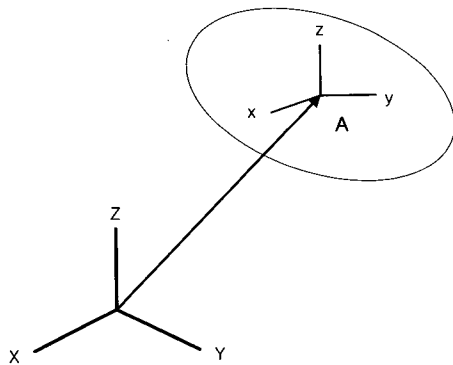


Fig. 1 Reference frame

여기서 e_0, e_1, e_2, e_3 는 오일러 매개변수이며, 4개의 오일러 매개변수는 다음과 같이 정의된다(Haug, 1989).

$$\begin{aligned} e_0 &= \cos \frac{\chi}{2} \\ \mathbf{e} = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} &= \mathbf{u} \sin \frac{\chi}{2} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 \mathbf{u} 는 고정좌표계에 대한 국부좌표계의 회전축을 나타내며, χ 는 이때의 회전각을 의미한다.

2.1. 오일러 매개변수의 표준화

4개의 오일러 매개변수는 각각이 독립변수가 아닌 다음과 같은 관계식을 가진다.

$$\mathbf{e}_0^2 + \mathbf{e}^T \mathbf{e} = e_0^2 + e_1^2 + e_2^2 + e_3^2 = 1 \quad (4)$$

식 (4)를 오일러 매개변수의 표준화(Normalization) 구속조건이라 한다. 4개의 오일러 매개변수를 표기의 간편화를 위해 벡터형태로 나타내면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{p} = [e_0, e_1, e_2, e_3]^T \quad (5)$$

\mathbf{p} 를 이용하여 오일러 매개변수의 구속조건을 나타내면 다음과 같다.

$$\mathbf{p}^T \mathbf{p} = 1 \quad (6)$$

$$\Phi^N = \mathbf{p}^T \mathbf{p} - 1 = 0$$

2.2. 각속도 및 각가속도

국부 각속도, 국부 각가속도와 오일러 매개변수와의 관계식은 다음과 같이 표현된다(Haug, 1989).

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\omega} &= 2 \mathbf{G} \dot{\mathbf{p}} \\ \ddot{\boldsymbol{\omega}} &= 2 \mathbf{G} \ddot{\mathbf{p}} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, $\dot{\mathbf{p}}$ 과 $\ddot{\mathbf{p}}$ 의 뉘트첨자·은 시간에 대한 1차, 2차 미분을 나타낸다. \mathbf{G} 는 오일러 매개변수로 구성된 3×4 행렬로 다음과 같이 정의된다.

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} -e_1 & e_0 & e_3 & -e_2 \\ -e_2 & -e_3 & e_0 & e_1 \\ -e_3 & e_2 & -e_1 & e_0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

2.3. 오일러 매개변수의 미소증분식

오일러 매개변수의 미소증분은 가상회전과 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\delta \mathbf{p} = \frac{1}{2} \mathbf{G}^T \delta \boldsymbol{\pi} \quad (9)$$

여기서 $\delta \boldsymbol{\pi}$ 는 국부가상회전을 나타내는 벡터이다.

3. 차량의 운동방정식

Fig. 2는 해저연약지반 주행차량의 모델을 나타내며, 주행차량의 주요치수는 Table 1에 나타나 있다.

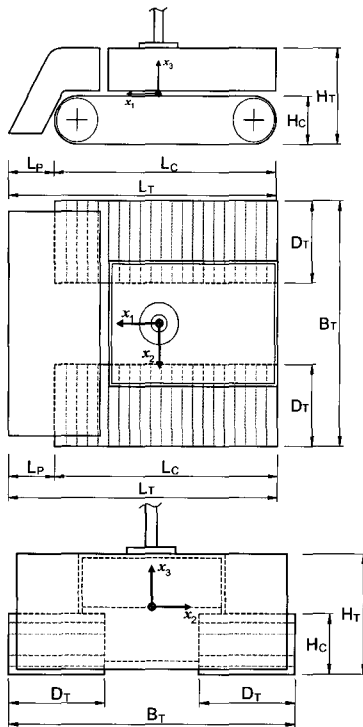


Fig. 2 Underwater tracked vehicle model

Table 1 Principal dimensions of miner model

Items	Data
Mass (m)	50 ton
Total length of miner (L_T)	10.8 m
Contact length of track belt (L_C)	9.0 m
Total breadth of miner (B_T)	10.0 m
Width of track belt (D_T)	3.5 m
Height of mass center from bottom (H_C)	1.5 m
Total height of miner (H_T)	3.0 m

Hong and Kim(2003)은 해저 연약지반을 주행하는 무한궤도 차량의 3차원 비정상 운동방정식을 차량고정 좌표계에 대하여 다음의 형태로 도출하였다.

$$-m \dot{\mathbf{V}}_C - m \tilde{\omega} \mathbf{V}_C + \mathbf{A}^T (\mathbf{W} + \mathbf{B}) + \mathbf{F}_S + \mathbf{F}_H + \mathbf{F}_T = 0 \quad (10.a)$$

$$- \mathbf{J} \dot{\omega} - \tilde{\omega} \mathbf{J} \omega + \mathbf{N}_B + \mathbf{N}_H + \mathbf{N}_S + \mathbf{N}_T = 0 \quad (10.b)$$

여기서, m 과 \mathbf{J} 는 주행차량의 질량과 관성모멘트 행렬을 나타내고, \mathbf{V}_C 와 ω 는 차량의 무게중심의 병진속도와 회전속도를 나타낸다. \mathbf{W} 와 \mathbf{B} 는 주행차량의 무게와 부력을 나타내며, \mathbf{F}_S 와 \mathbf{M}_S 는 지반에 의해서 차량에 작용하는 힘과 모멘트이다. \mathbf{F}_H 와 \mathbf{N}_H 는 유체에 의해 발생하는 힘과 모멘트를 나타낸다.

~기호를 tilde(~)라고 부르며, \tilde{a} 는 벡터 $\mathbf{a} = [a_1, a_2, a_3]^T$ 에 대해 다음과 같이 비대칭(Skew-symmetric)행렬로 정의되어진다.

$$\tilde{\mathbf{a}} = \begin{bmatrix} 0 & -a_3 & a_2 \\ a_3 & 0 & -a_1 \\ -a_2 & a_1 & 0 \end{bmatrix}$$

4. 유체저항력

연약지반 주행차량에 작용하는 유체력은 다음과 같이 표현된다.

$$\boldsymbol{\tau}_H = - \begin{bmatrix} \mathbf{F}_H \\ \mathbf{N}_H \end{bmatrix} = - \mathbf{M}_A \dot{\mathbf{v}} - \mathbf{C}_A(\mathbf{v})\mathbf{v} - \mathbf{D}(\mathbf{v})\mathbf{v} \quad (11)$$

여기서, $\mathbf{v} \equiv [V_C^T, \omega^T]^T = [u, v, w, p, q, r]^T$ 는 주행차량의 무게중심에 대한 병진과 회전속도를 나타내며, \mathbf{M}_A 는 추가질량 행렬을 나타내며, \mathbf{C}_A 는 유체력의 코리올리 행렬이며, \mathbf{D} 는 유체력 감쇠 행렬을 나타낸다.

본 논문에서는 추가질량행렬을 다음과 같이 대각 행렬로 가정하였다.

$$\mathbf{M}_A = \text{diag}\{X_{\dot{u}}, Y_{\dot{v}}, Z_{\dot{w}}, K_{\dot{p}}, M_{\dot{q}}, N_{\dot{r}}\} \quad (12)$$

식 (11)의 감쇠행렬은 다음과 같이 선형과 비선형 감쇠행렬로 구성되어진다.

$$\mathbf{D}(\mathbf{v}) = \mathbf{D} + \mathbf{D}_n(\mathbf{v}) \quad (13)$$

여기서 $\mathbf{D}_n(\mathbf{v})$ 는 유체의 점성에 의해 발생하는 2차 감쇠행렬이다. 속도가 느린 해저 차량의 경우, 감쇠행렬 $\mathbf{D}(\mathbf{v})$ 는 다

음과 같이 표현된다(Fossen, 2002).

$$D(v) = - \text{diag} \{ X_u, Y_v, Z_w, K_p, M_q, N_r \} - \text{diag} \{ X_{|u|u}, Y_{|v|v}, Z_{|w|w}, K_{|p|p}, M_{|q|q}, N_{|r|r} \} \quad (14)$$

본 논문에서는 식 (11)의 유체력에 대한 계수를 Fig. 2와 Table 1의 차량의 중요한 차원을 바탕으로 다음과 같이 계산하였다.

$$\begin{aligned} X_{\dot{u}} &= Y_{\dot{v}} = Z_{\dot{w}} = 10 \text{ ton}, \\ K_{\dot{p}} &= M_{\dot{q}} = 22.7 \text{ ton} \cdot \text{m}^2, \quad N_{\dot{r}} = 41.7 \text{ ton} \cdot \text{m}^2 \\ X_u &= 7.7 \text{ kN} \cdot \text{s/m}, \quad Y_v = 7.6 \text{ kN} \cdot \text{s/m}, \quad Z_w = 27.7 \text{ kN} \cdot \text{s/m} \\ K_p &= 15.4 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{s}, \quad M_q = 15.2 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{s}, \quad N_r = 55.4 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \\ X_{|u|u} &= 76.9 \text{ kN} \cdot (\text{s/m})^2, \quad Y_{|v|v} = 76.1 \text{ kN} \cdot (\text{s/m})^2, \\ Z_{|w|w} &= 276.8 \text{ kN} \cdot (\text{s/m})^2, \quad K_{|p|p} = 154 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2, \\ M_{|q|q} &= 152 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2, \quad N_{|r|r} = 554 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2 \end{aligned}$$

5. 지반역학 모델

토양의 지반반력은 토양의 수직응력과 전단응력으로 나눌 수 있으며, 토양의 수직응력은 차량의 지면 압력으로 표시되고, 압력-침하간의 관계식에 의해 얻어진다. 이에 반해 전단변위에 의해 발생하는 토양의 전단응력은 전단변위와 모멘트를 발생시키며, 연약한 점착성 토양은 심한 비선형성을 보여준다 (Hong and Choi, 2001).

지면의 압력은 정적침하의 함수로 나타난다(Fig. 3).

$$p = p^* (1 - K_1 \cdot i_s) (1 - e^{-K_2 \cdot i_s}) \quad (15)$$

Wong(1993)은 점착성 토양의 전단 응력을 다음과 같은 함수로 제안하였다.

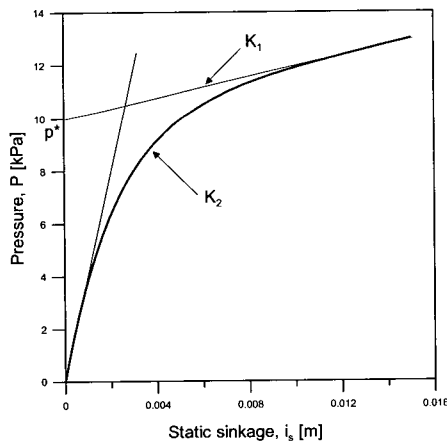


Fig. 3 Pressure-sinkage model

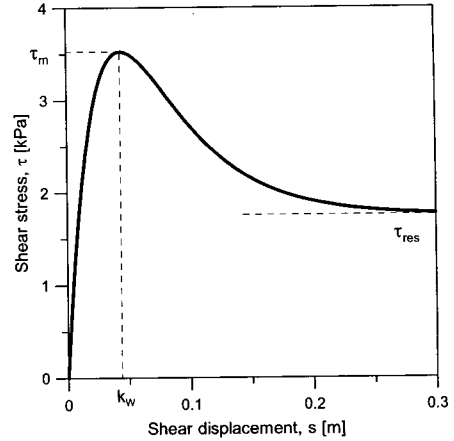


Fig. 4 Shear stress model

Table 2 Data of soil model

Pressure-sinkage model	K_1	2.0 m^{-1}
	K_2	47.0 m^{-1}
	p^*	10 kPa
Shear stress model	C	4 kPa
	E	2.7
	K_w	0.04 m
	ϕ	0 deg
Dynamic sinkage model	C_d	0.0
	p_{crit}	6.5 kPa
	C_0, C_1, C_2	0.11, 1.0, 1.0

$$\tau = \frac{\tau_m}{E} \left[1 + \left(\frac{E}{1 - e^{-1}} - 1 \right) e^{1 - \frac{s}{k_w}} \right] \left(1 - e^{-\frac{s}{k_w}} \right) \quad (16)$$

여기서, τ_m 은 최대 전단응력이고, E 는 잔류응력에 대한 최대 전단응력의 비이다. K_w 는 최대 전단응력이 발생하는 전단변위이고, s 는 전단변위이다. 함수특성 곡선은 Fig. 4와 같다.

점착성 토양의 최대 전단응력은 아래와 같이 표현된다 (Baladi and Rohani, 1978).

$$\tau_m = C + C_d (1 - e^{-\mu \dot{s}}) + p \tan \phi \quad (17)$$

여기서, C 는 점착력(Cohesion)이고, C_d 와 μ 는 물질상수이며, ϕ 는 내부 마찰각이고, \dot{s} 는 전단속도이다. 본 논문에서 사용된 점착성 토양 모델의 상수는 Table 2에 나타내었다.

6. 수치해석

오일러 매개변수를 사용한 해석 모델을 검증하고, 유체력이 주행차량의 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 수치해석을 행하였다. 직진주행의 경우, 70초 동안 수치해석을 수행하였고, 케도링크의 속도는 0.4m/s에서 1.0m/s까지 증가시켰다.

Table 3 Currents and drag coefficients

Direction of current	Side current Rear current Quartering current
Magnitude of current	0.0, 0.1, 0.5, 1.0 m/s
Drag coefficient	2.0 , 5.0, 10.0
Steering ratio	1.0 , 1.09

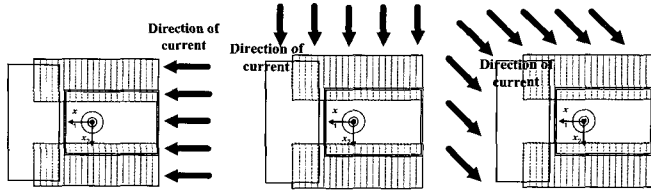


Fig. 5 The direction of current

Table 4 Comparison of analysis time

	Euler angle	Euler parameters
해석시간	59 sec	22 sec

선회주행의 경우, 선회비는 1.09, 궤도링크의 속도는 0.46m/s, 해석시간은 1000초로 하였다. 조류의 방향과 조류의 크기, 항력계수는 Table 3 에 나타나 있다.

Fig. 5는 주행차량에 작용하는 조류의 방향을 표시하고 있다. 해석결과는 Fig. 6~15에 나타나 있다. Fig. 6은 오일러 각과 오일러 매개변수를 사용하였을 때의 주행차량의 진행방향의 가속도를 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 2개의 결과가 일치함을 알 수 있다. Table 4는 오일러 각을 사용한 경우와 오일러 매개변수를 사용한 경우의 해석시간이 나타나 있다. 해석에 사용된 컴퓨터는 AMD사의 Opteron 2.2GHz이다. 해석시간은 같은 PC에서 약 2/3정도 감소함을 알 수 있었다.

Fig. 7은 궤도링크의 속도가 1.0m/s인 경우에, 항력계수의 변화에 대한 주행차량의 직진 속도변화를 나타내고 있다. 이때, 조류는 작용하지 않는 것으로 가정하였다. 그림에서 보는 바와 같이 항력계수의 변화에도 불구하고 주행차량의 속도는 거의 변화하지 않았다. Fig. 8은 똑같은 조건에 대해서 전단변위의 변화를 나타내고 있다. 항력계수가 10인 경우에, 최대전단변위가 약 0.025m정도 발생하였는데, 이것은 Fig. 4에서 최대 전단응력이 발생하는 전단변위($K_w=0.04$ m)보다 작은 값이다. 이것은 유체저항을 극복할 수 있는 견인력이 지반으로부터 발생한다는 것을 의미한다. 이런 이유로 항력계수의 변화에도 불구하고 주행차량의 속도가 변화하지 않는다.

궤도링크의 속도가 1.5m/s인 경우, 주행차량의 속도와 전단변위의 변화에 대한 결과는 Fig. 9 와 Fig. 10에 나타나 있다. Fig. 9에서 항력계수가 10인 경우에 주행차량의 속도가 약 1.2m/s까지 증가하다가 0.7m/s로 감소하였다. 이 경우 최대전단변위는 약 4.9 m 정도였다(Fig. 10). 이때의 전단변위는 최대 전단응력이 발생하는 전단변위(0.04m, Fig. 4)보다 훨씬 큰 값으로, Fig. 4에서처럼 전단변위의 증가에도 불구하고, 전단응력

이 증가하지 않게 된다. 이런 이유로 차량에 작용하는 견인력이 줄어들게 되어 차량의 속도가 감소하는 현상이 발생하게 된다.

Fig. 11과 Fig. 12는 조류가 차량의 뒤에서 앞으로 작용할 때, 진행방향의 속도와 이때의 전단변위를 나타내고 있다. Fig. 12에서 조류의 크기가 증가할수록, 최대전단변위는 점점 작아지는 경향을 나타낸다. 이는 조류의 방향과 주행차량의 진행방향이 같기 때문이다.

Fig. 13과 Fig. 14는 조류가 주행차량의 45° 방향에서 작용할 때(Quartering current), 주행차량의 진행방향의 위치와 전단변위에 대한 변화를 나타내고 있다. 조류가 1.0m/s인 경우, 시간의 변화에 대해 차량의 위치가 거의 변화하지 않고 있다(Fig. 13의 마름모 마크). 이때 Fig. 14를 보면 최대 전단변위가 약 9.0m정도 발생하였는데, 이는 Fig. 4의 최대전단응력이 발생하는 전단변위 0.04m를 훨씬 초과한 값으로, 조류를 극복할 수 있는 견인력이 발생하지 않아 주행차량이 더 이상 움직이지 않는다.

Fig. 15는 조류가 측면방향에서 작용할 때, 선회비가 1.09이고, 궤도링크의 속도가 0.46m/s인 경우에 대해 주행차량의 선회궤적을 나타내고 있다. 선회비는 다음과 같이 정의된다.

$$\varepsilon = V_k^{(2)} / V_k^{(1)}$$

여기서 $V_k^{(1)}$, $V_k^{(2)}$ 는 궤도링크의 좌,우 속도를 나타낸다.

Fig. 15를 보면, 조류의 속도가 0.5m/s, 1.0m/s인 경우에 조류의 영향으로 인하여 선회궤적을 그리지 못하는 것을 알 수 있다.

7. 결 론

본 연구에서, (1) 연약지반 주행차량에 오일러 매개변수를 적용하였으며, (2) 해저주행차량에 영향을 미치는 유체력을 포함시켰으며, 수치해석을 통해서 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- (1) 오일러 매개변수를 사용한 연약지반 주행차량 해석 기법을 개발하였다.
- (2) 오일러 각을 사용하여 해석하는 경우에 비해 해석 시간이 약 2/3정도 감소하였다.
- (3) 매우 연약한 해저지반 위를 주행차량이 안정적으로 주행하기 위해서는 주행차량의 바닥에서 발생하는 전단변위가 K_w (Fig. 4)를 초과하지 않아야 한다.

후 기

본 논문은 해양수산특정 연구과제인 “심해저 집광시스템 및 채광운용기술 개발”과제 및 “친환경 갯벌차량 기술개발”과제의 일부분으로 수행되었으며, “기상 재난과에 의한 해양구조물의 안정성 평가기술 개발”과제의 일부분으로 수행되었습니다.

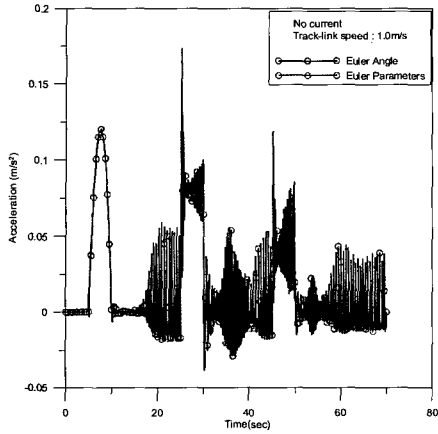


Fig. 6 Longitudinal velocities of vehicle (Center of mass) (track-link speed: 1.0 m/s, no current)

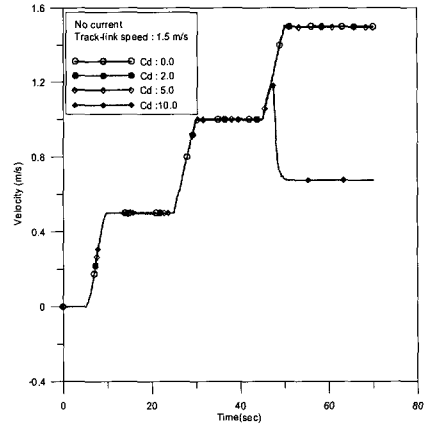


Fig. 9 Longitudinal velocities of vehicle (Center of mass) (track-link speed: 1.5 m/s, no current)

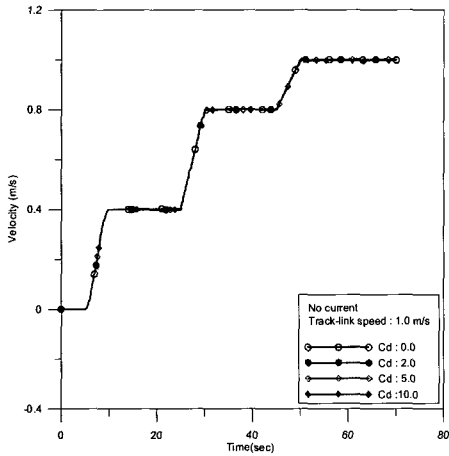


Fig. 7 Longitudinal velocities of vehicle (Center of mass) (track-link speed: 1.0 m/s, no current)

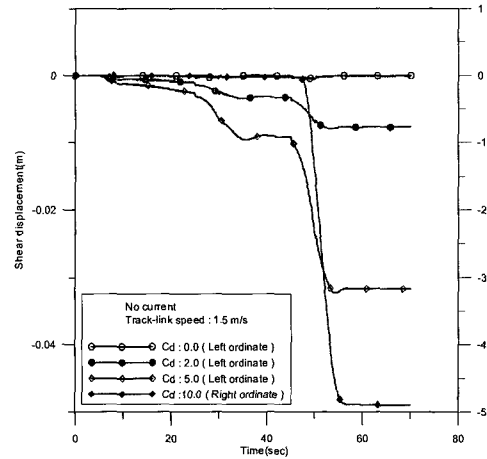


Fig. 10 Maximum shear displacement of track bottom (track-link speed: 1.5 m/s, no current)

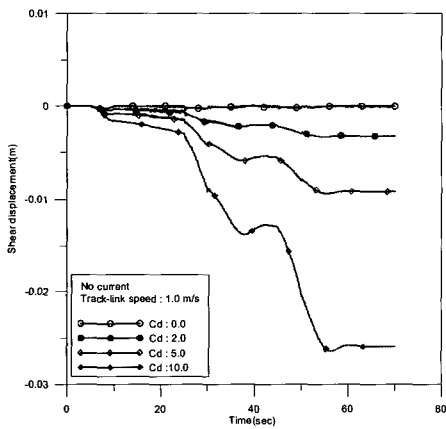


Fig. 8 Maximum shear displacement of track bottom (track-link speed: 1.0 m/s, no current)

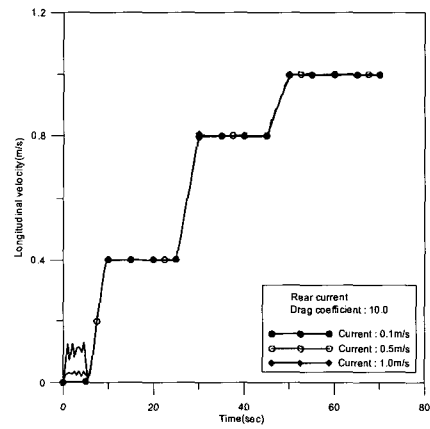


Fig. 11 Longitudinal velocities of vehicle (Center of mass) (track-link speed: 1.0 m/s, rear currents)

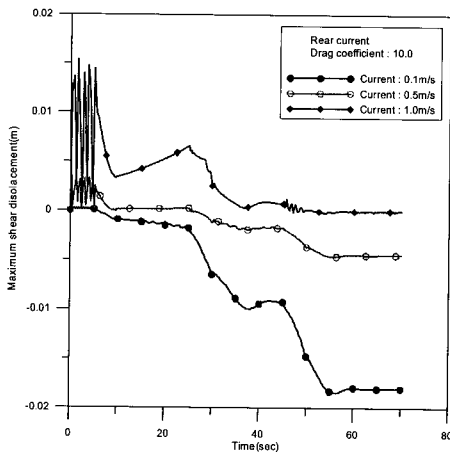


Fig. 12 Maximum shear displacement of track bottom (track-link speed: 1.0 m/s, rear currents)

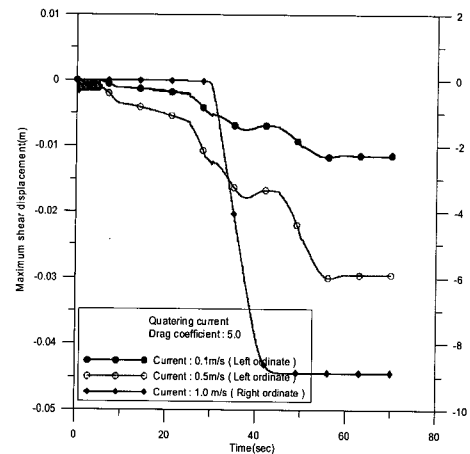


Fig. 14 Maximum shear displacement of track bottom (track-link speed: 1.0 m/s, quartering currents)

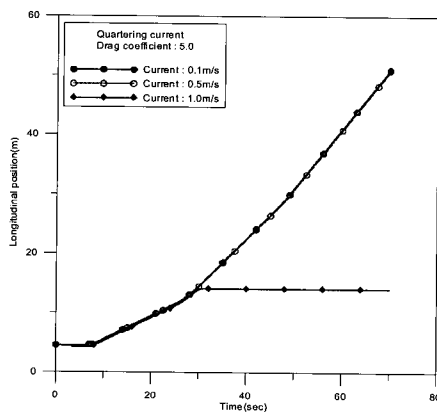


Fig. 13 Longitudinal position (X1) of vehicle (track-link speed: 1.0 m/s, quartering currents)

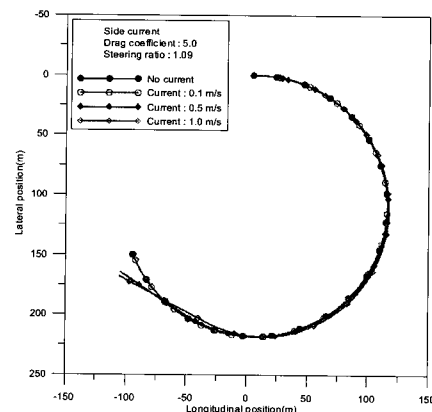


Fig. 15 Turning trajectories of vehicle (Center of mass) (steering ratio : 1.09, side current)

참고 문헌

김형우, 홍섭, 최종수 (2003). "연약지반 주행차량의 동특성 (single-Body, Multi-Body) 비교", 한국해양공학회 2003년 춘계학술대회 논문집, pp 135-140.

김형우, 홍섭, 최종수, 여태경 (2004). "연약지반 시험집광기의 다물체 동역학 해석", 한국해양공학회 2004년 추계학술대회 논문집, pp 277-282.

홍섭, 김형우, 최종수 (2002). "해저 연약지반 주행차량의 3차원 동역학 해석기법", 한국해양공학회 2002년 추계학술대회 논문집, pp 149-154.

Bae, D.S. (1994). "A Sequential Updating Method for the Euler Parameters", Journal of Engineering & Technology, Hanyang University, Vol 3, No 1, pp 65-73.

Baladi, G.Y. and Rohani, B. (1978). "A Mathematical Model of Terrain Vehicle Interaction for Predicting the Steering Performance of Track-laying Vehicles", the 6th ISTVS conference, pp 285-332.

Bode, O. (1991). Simulation der Fahrt von Raupenfahrwerken auf Teefseeböden, doctoral dissertation, Univ. of Hanover.

Faltinsen, O.M. (1990). Sea Loads on ship and Offshore Structures, Cambridge University Press.

Fossen, T.I. (2002). Marine Control Systems, 2nd edition - Chapter 3 Dynamics of Marine Vessels, pp 49-53.

Goldstein, H. (1980). Classical Mechanics, 2nd edition - Chapter 2 The Kinematics of Rigid Body Motion, Addison-Wesley, pp 128-187.

Haug, E.J. (1989). Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Volume I: Basic Methods, Allyn and Bacon, pp 335-347.

Hayasi, I. (1975). "Practical Analysis of Tracked Vehicle Steering Depending on Longitudinal Track Slippage", Proc. ISTVS Conf., Vol 2.

Hong, S. and Choi, J.S. (2001). "Experimental Study on Grouser Shape Effects on Trafficability of Extremely Soft

- Seabed", Proceedings of the 4th Ocean Mining Symposium, Szczecin, Poland, pp. 115-121.
- Hong, S. and Kim, H.W. (2003). "Study on Numerical Simulation Method of Tracked Vehicles Crawling on Soft Seabed", MOERI, Journal of Ships & Ocean Engineering, Vol 35, pp 7-14.
- Hong, S., Kim, H.W. and Choi, J.S. (2002). "Transient Dynamic Analysis of Tracked Vehicles on Extremely Soft Cohesive soil", The 5th ISOPE Pacific/Asia OFFSHORE MECHANICS SYMPOSIUM, pp 100-107.
- Hong, S., Kim, H.W. and Choi, J.S. (2003). "A New Method Using Euler Parameters for 3D Nonlinear Analysis of Marine Risers/Pipelines", ISOPE, OMS-2003, Tsukuba, Japan, September 15-19, pp 83-90.
- Kim, H.W., Hong, S. and Choi, J.S. (2003). "Comparative Study on Tracked Vehicle Dynamics on Soft Soil : Single-Body Dynamics vs. Multi-body Dynamics", ISOPE, OMS-2003, Tsukuba, Japan, September 15-19, pp 132-138.
- Kitano, M. and Kuma, M. (1977). "An analysis of Horizontal Plane Motion of Tracked Vehicles", Journal of Terramechanics, Vol 14, pp 211-225.
- Kitano, M. and Tyorzaki, H. (1976). "A Theoretical Analysis of Steerability of Tracked Vehicle", Journal of Terramechanics, Vol 13, No 4, pp 241-258.
- Löstedt, P. and Petzold, R.L. (1986). Numerical Solution of Nonlinear Differential Equations with Algebraic Constraints I: Convergence Results for Backward Differentiation Formulas, Math. Comp., Vol 46, pp 491-516.
- Murakami, H., Watanabe, K. and Kitano, M. (1992). "A Mathematical Model for Spatial Motion of Tracked Vehicles on Soft Ground", Journal of Terramechanics, Vol 29, pp 71-81.
- Nikravesh, P.E. (1988). Computer Aided Analysis of Mechanical Systems, Prentice-Hall International Inc.
- Wong, J.Y. (1993). Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, New York.
- Zhang, Y. (1995). Prüstands und Rechnersimulation der Kurvenfahrt von Raupenfahrwerken auf extrem weichen Böden, doctoral dissertation (in German), Univ. of Hanover.

2006년 8월 3일 원고 접수

2006년 12월 1일 최종 수정본 채택