

## 연약지반을 고려한 차량 실시간 시뮬레이터 개발

홍섭\* · 김형우\* · 조윤성\*\* · 조희제\*\* · 정지현\*\*\* · 배대성\*\*\*

\*한국해양연구원 해양시스템안전연구소

\*\*머추얼모션(주) 부설연구소

\*\*\*한양대학교 기계공학부

# Development of Realtime Simulator for Multibody Dynamics Analysis of Wheeled Vehicle on Soft Soil

Sup Hong\*, Hyung-Woo Kim\*, Yun-Sung Cho\*\*, Hui-Je Cho\*\*, Ji-Hyun Jung\*\*\* and Dae-Sung Bae\*\*\*

\*Ocean Development System Laboratory, KORDI, Daejeon, Korea

\*\*R&D Institute, VirtualMotion Inc. Seoul, Korea

\*\*\* Mechanical Engineering Institute, Hanyang University, Ansan, Korea

**KEY WORDS:** Multi-body dynamics analysis 다물체 동역학 해석, Soft soil 연약 지반, Realtime simulator 실시간 시뮬레이터, Explicit integrator 명시적 수치적분기, Relative coordinate 상대좌표

**ABSTRACT:** A realtime simulator using an explicit integration method is introduced to improve the solving performance for the dynamic analysis of a wheeled vehicle. Because a full vehicle system has many parts, the development of a numerical technique for multiple d.o.f. and ground contacts has been required to achieve a realtime dynamics analysis. This study proposes an efficient realtime solving technique that considers the wheeled vehicle dynamics behavior with full degrees of freedom and wheel contact with soft ground such as sand or undersea ground. A combat vehicle was developed to verify this method, and its dynamics results are compared with commercial programs using implicit integration methods. The combat vehicle consists of a chassis, double wishbone type front and rear suspension, and drive train. Some cases of vehicle dynamics analysis are carried out to verify the realtime ratio.

### 1. 서 론

새로운 차량의 개발 및 제작에는 많은 시간과 노력을 필요로 한다. 이러한 차량제작의 효율성을 높이기 위하여 드라이빙 시뮬레이터가 사용되어지고 있다. 드라이빙 시뮬레이터는 운전자가 가상의 차량에서 운전을 할 수 있도록 가상현실 기술을 사용하여 도로환경을 조성하고 운전을 실시하여 차량 운전을 하는 운전자의 반응을 제작에 반영하는 역할을 수행한다. 또한 각종 제어 장치의 동작성 테스트를 위한 실시간 시뮬레이터에도 활용된다. 최근에는 무인 전술 로봇의 개발을 위한 실시간 시뮬레이터가 개발이 되어 왔는데, 이는 단단한 지반 및 연약한 지반위에서도 목표 지점까지 운행이 가능하도록 제어 기술이 개발되어야 한다. 이를 위해서는 콘크리트나 암석과 같은 단단한 지반 위에서 뿐만 아니라 모래나 진흙과 같은 연약한 지반 위에서 실시간 차량 동역학 해석이 가능한 해석 방법을 필요로 한다. 기존의 실시간 해석 방법은 컴퓨터 성능으로 인해 자유도를 줄이는 방법을 통해 개발이 되어졌다. Hong et al.(2002)은 Tait-bryan각을 이용한

무한궤도 차량의 3차원 과도기(Transient) 동역학 해석방법을 개발하였다. 차량의 모델은 하나의 강체로 가정하였으며, 차량과 연약지반 사이의 상호관계를 나타내는 연약지반 역학모델을 개발하였다. Kim et al.(2003)은 Hong et al.(2002)의해 개발된 지반역학 모델을 다물체 무한궤도 차량에 적용시켜 수치해석을 하였으며, 이를 강체모델의 수치해석 결과와 비교·검증 하였다. Bae and Haug(1987)은 상대좌표를 재귀 정식화하는데 성공하여 다물체 동역학 시스템의 해석 시간을 단축하였다. 이 방법은 기존의 직교좌표를 이용하는 방법에 비해 동역학 해석 상에서 필요한 미지수의 수와 조인트로 인해 발생하는 라그랑지 승수의 수를 훨씬 작게 필요로 하기 때문에 Bae et al.(2000)은 차량동역학 시스템의 전체 자유도를 고려하면서 실시간 시뮬레이터에 적용을 하였다. 차량 동역학 해석에 드라이버 트레인 모델이 필요한데 이 부분은 차량 시스템의 적분 구간보다 작게 가야만 해의 정도를 높일 수 있어 다른 적분 방법 또는 수치 기법이 필요하다. 이철호(2004)는 적분 구간을 서로 다르게 적용하여 실시간 시뮬레이터에 적용하는 이중 적분 방법을 개발하였다.

교신저자 조윤성: 서울특별시 서초구 서초동 1639-4번지 4층, 070-7729-7385, yscho@virtualmotion.co.kr

본 연구는 한국해양연구원의 “심해저 집광시스템 및 채광운용기술 개발지원” 및 국방과학연구소의 “유인/무인 전투화랑 실시간 동역학 모듈개발”의 연구결과중 일부임을 밝힙니다.

본 연구는 상대좌표와 재귀정식화(Recursive formulation) 방법을 이용하여 해석코드를 개발하였고 명시적 수치적분 방법과 드라이버 트레인을 위해 이중 적분 방법을 도입하였다. 그리고 타이어와 연약지반 사이의 접촉 모델을 개발하여 차량 모델에 적용하였다. 차량의 해석 결과를 상용 다물체 동역학 해석 프로그램인 DAFUL(2009)과 비교·검증을 하였다.

### 2. 차량 수치 모델

실시간 해석을 위해 차량은 Fig. 1과 같은 차량을 선택했다. 차량은 일반적으로 샤시, 현가 장치, 드라이버 트레인으로 구성되어 있다. 드라이브 트레인은 다시 Engine, Torque convertor, Transmission, Transfer case, Drive shaft, Differential gear, Axle shaft, Geared hub로 구성되어 있다.

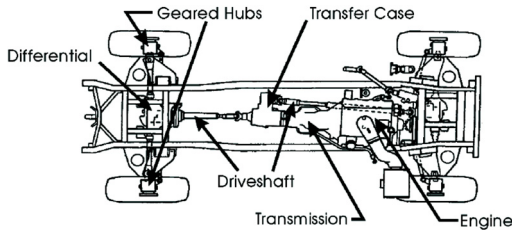


Fig. 1 Wheeled Vehicle

#### 2.1 조인트 연결 관계

차량 모델은 전륜과 후륜에 현가장치로 더블 위시본 방식을 사용한다. Fig. 2는 현가장치를 포함한 차량 모델을 그래프 이론을 이용하여 도식화한 것이다. 원은 강체를, 각 실선은 강체와 강체사이의 연결조인트를 그리고 점선은 폐회로를 피하기 위한 절단 조인트를 의미한다.

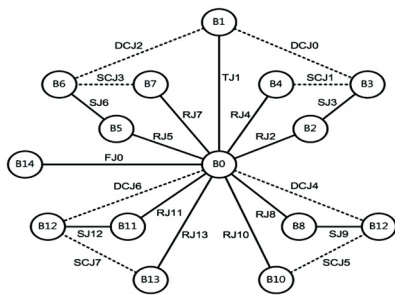


Fig. 2 Graph of vehicle model

Table 1은 Fig. 2에서 사용된 강체의 요소를 나타내며, Table 2는 Fig. 2에서 사용된 연결조인트 및 절단조인트를 나타내고 있다.

이 차량모델의 15개의 강체는 조인트에 의해 서로 연결되어 있으며, 기구학적 구속조건에 의해 상호 운동이 구속된다. 전체 상대 좌표수는 27개이며 구속조건식의 수가 16개로 총 자유도는 11자유도이다. 본 논문에서 사용된 조인트와 절단 조인트의 수학적 조건식은 Bae et al.(1987)가 제안한 상대좌표의 재귀정식화 방법을 적용하였다. 여기서 Fig. 3은 절단 조인트를 위한 구속

조건식을 표현한 그림이며 차량의 자세를 도입하여 식 (1)과 같이 표현하였다.

Table 1 Bodies

B0	Chassis	B8	R. R. LCA
B1	Rack	B9	R. R. Knuckle
B2	F. R. LCA	B10	R. R. UCA
B3	F. R. Knuckle	B11	R. L. LCA
B4	F. R. UCA	B12	R. L. Knuckle
B5	F. L. LCA	B13	R. L. UCA
B6	F. L. Knuckle	B14	Ground
B7	F. L. UCA		

Table 2 Joints and Cut Joints

RJ	Revolute Joint	SCJ	Spherical Cut Joint
TJ	Translational Joint	DCJ	Distance Cut Joint
SJ	Spherical Joint		

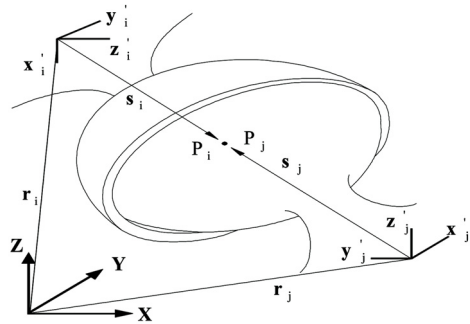


Fig. 3 Constraints for Spherical cut joint

$$\Phi^{sph} = A_c^T(r_j + A_j s'_j - r_i - A_i s'_i) = 0 \quad (1)$$

여기서  $A_c$ 는 차체의 자세 행렬이며  $r_i$ 와  $r_j$ 는 관성좌표계에서 바라본  $i, j$  물체 중심까지의 거리벡터를 나타내고,  $A_i$ 와  $A_j$ 는 각각  $i, j$ 의 자세행렬을 의미하며,  $s_i$ 와  $s_j$ 는  $i, j$  물체의 무게중심에서 접합지점까지의 거리벡터를 나타낸다. 식 (1)에 변분을 취해주면 식 (2)과 같다.

$$\delta\Phi^{sph} = \quad (2)$$

$$[-A_{ci} \ A_{ci} \tilde{s}_i \ A_{cj} \ A_{cj} \tilde{s}'_j] [\delta r'_i \ \delta \pi'_i \ \delta r'_j \ \delta \pi'_j]^T = 0$$

식(2)로부터 자코비안은 식 (3)과 같이 정해진다.

$$\Phi_Z^{sph} = \quad (3)$$

$$[-A_c^T A_i \ A_c^T A_i \tilde{s}'_i \ A_c^T A_j \ -A_c^T A_j \tilde{s}'_j]$$

여기서

$$\tilde{s} = \begin{bmatrix} 0 & -s_z & s_y \\ s_z & 0 & -s_x \\ -s_y & s_x & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

2.2 드라이브 트레인 모델

드라이브 트레인은 차량이 주행 저항을 극복하고 운동할 수 있도록 추진력과 견인력을 제공하는 역할을 한다. 드라이브 트레인 요소는 차량 동역학을 위해서는 필수적으로 고려되어야 하는 사항인데 일반적으로 엔진에서부터 휠까지 동력 전달을 표현을 위해 각속도와 토크의 함수로 사용한다.

Fig. 4는 Engine RPM과 Throttle angle값으로부터 Engine torque를 도출하기 위한 3차원 Engine Map을 나타낸다.

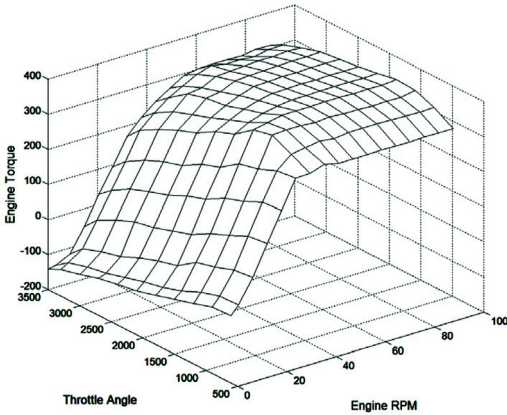


Fig. 4 Engine Map

Fig. 5는 드라이브트레인의 동력전달을 위한 전체적인 계산 흐름을 나타낸 다이어그램이다.

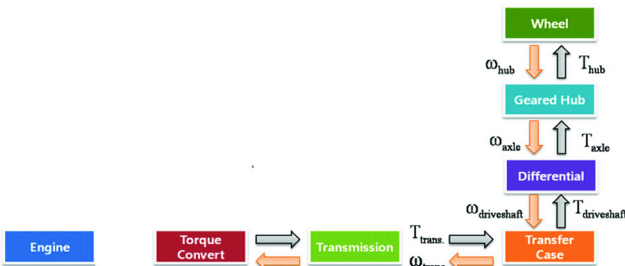


Fig. 5 diagram of diesel model

Wheel 회전 속도를 시작으로 식 (5) ~ 식 (8)과 같이 Geared hub, Differential, Transfer case, Transmission, Torque convertor(이하 T/C) 회전 속도를 각 장치의 기어비를 순차적으로 곱하여 구한다.

$$w_{axle} = w_{gearedhub} = w_{wheel} \times N_{gearedhub} \quad (5)$$

$$w_{drive\ shaft} = w_{axle} \times N_{differential} \quad (6)$$

$$w_{transfer\ case} = w_{drive\ shaft} \times N_{transfer\ case} \quad (7)$$

$$w_{t/c} = w_{transmission} = w_{transfer\ case} \times N_{transmission} \quad (8)$$

T/C Pump (이하 Input)와 turbine (이하 Output)의 회전 속도를 이용하여 식 (9)과 같이 Speed ratio를 구한다. 이 때 Input 회전 속도는 식 (10)과 같이 엔진의 회전 속도와 같다.

$$speed\ ratio = \frac{w_{t/c\ output}}{w_{t/c\ input}} \quad (9)$$

$$w_{t/c\ input} = w_{engine} \quad (10)$$

T/C Input torque와 T/C Output torque는 각각 식 (11), (12)과 같이 구한다.

$$T_{t/c\ input} = \frac{Speed\ Ratio}{Capacity\ Factor\ Spline} \quad (11)$$

$$T_{t/c\ output} = \frac{Speed\ Ratio}{Torque\ Ratio\ Spline} \quad (12)$$

식 (13) ~ 식 (16)과 같이 Transmission, Transfer case, Differential, Geared hub, Wheel의 Torque를 각 장치의 기어비와 효율을 곱하여 구한다.

$$T_{transmission} = T_{t/c\ output} \times N_{transmission} \times \eta_{transmission} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} T_{drive\ shaft} &= T_{transfer\ case} \\ &= T_{transmission} \times N_{transfer\ case} \times \eta_{transfer\ case} \end{aligned} \quad (14)$$

$$T_{axle} = T_{drive\ shaft} \times N_{differential} \times \eta_{differential} \quad (15)$$

$$T_{wheel} = T_{gearedhub} = T_{axle} \times N_{gearedhub} \times \eta_{gearedhub} \quad (16)$$

다음은 Transmission, Transercase, Differential, Geared gub의 기어비를 나타낸 표이다.

Table 3 Gear ratio of transmission

D/R	Reverse	Neutral	Drive			
Level	-1	0	1	2	3	4
Ratio	-2.1	0.00	2.48	1.48	1.0	0.75

Table 4 Gear ratio of transercase

	4WD High	4WD Low	Differential
Gear ratio	1.01	2.72	1.26

Table 5 Gear ratio of differential and geared hub

	Differential	Geared hub
Gear ratio	2.73	1.92

Engine torque와 T/C Input torque의 차이를 이용하여 최종 Torque를 식 (17)과 같이 구한다.

$$T_{net\ torque} = T_{eng} - T_{t/c\ input} \quad (17)$$

최종 토크로 다음 step에서의 엔진 회전속도(=T/C input 회전 속도)를 식 (18), (19)를 이용해서 계산한다.

$$\dot{w}_{eng} = \frac{T_{net\ torque}}{J_{eng}} \quad (18)$$

$$w_{t/cinput} = w_{eng} = \int \dot{w}_{eng} dt \quad (19)$$

2.3 연약 지반과 타이어 접촉 모델

타이어 수치 모델은 일반적으로 수직침하량과 슬립에 의해 Fig. 6에서처럼 6 방향 힘으로 표현된다. 대표적인 타이어 모델은 핸들링을 위한 해석의 경우 Fiala, UA, MF 타이어를 사용하고 승차감 해석의 경우 SWIFT, FTIRE등이 사용된다.

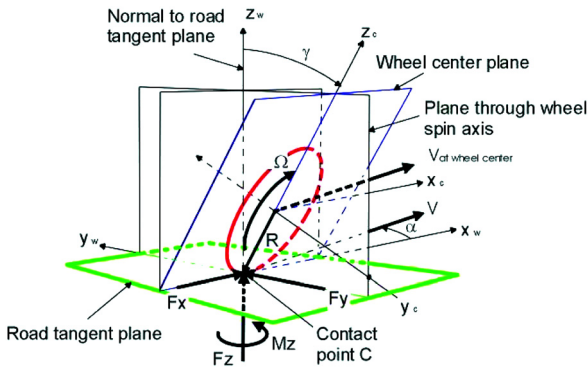


Fig. 6 Tire force

연약지반에서 차량의 기동성은 도로 주행의 경우와 달리 지반 및 토질 조건이 제한 요소로 작용함은 잘 알려진 사실이다. 도로 주행에서는 차량의 동력 전달 장치를 포함하는 각종 기계적 시스템의 운동, 동역학 내지는 주행 역학적 관점에서 기동성을 규명, 그 성능을 평가할 수 있지만, 기본적으로 흙과 타이어와의 상호 작용에 따른 제반거동을 토질 역학적 관점에서 평가해야 한다. 연약 지반을 해석하기 위해서는 지반에 대한 파라미터와 특성 값들을 입력함으로써 지반반력을 계산할 수 있다. 지반의 반력은 크게 수직응력과 전단응력으로 나눌 수 있다. 수직응력은 차량의 지면 압력으로 표시되고, 압력-침하간의 관계식에 의해 얻어진다. 이에 반해 전단응력은 차량의 지면에 발생하는 전단변위에 의해 발생하게 되는데 차량의 구동에 의해 발생하게 된다.

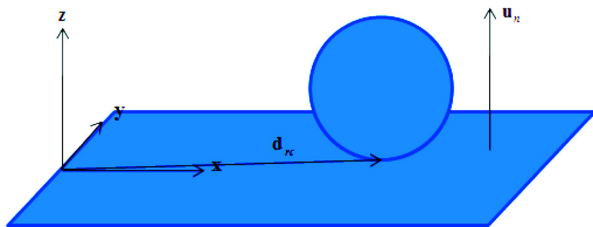


Fig. 7 Kinematics relationship between contact point and soil

따라서 차량의 구동에 의해 접촉하는 부분에서 발생하는 미끄럼 속도를 시간에 따라 적분함으로써 전단변위를 계산할 수 있으며, 이를 이용하여 전단력을 타이어에 적용하도록 한다.

Fig. 7은 타이어와 지반 사이의 접촉을 묘사하는 그림이다. 여기서 지반 기준 좌표계는 X-Y-Z로 표현하며  $d_{rc}$ 는 타이어의 접촉점까지의 거리,  $U_n$ 은 지반 접촉면의 수직벡터를 의미한다. 형이상학적인 침하량은 식 (20)로 정의 될 수 있다.

$$z = U_n^T d_{rc} \quad (20)$$

이때 침하량이 0과 같아지거나 커지면 타이어와 지반이 접촉을 한다. 침하속도는 식 (21)처럼 얻을 수 있다.

$$\dot{z} = U_n^T \dot{d}_{rc} \quad (21)$$

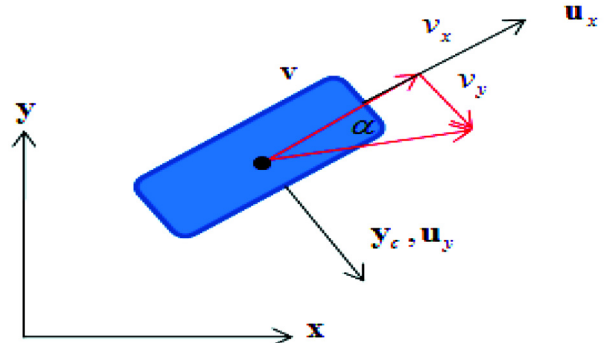


Fig. 8 Longitudinal and lateral vectors

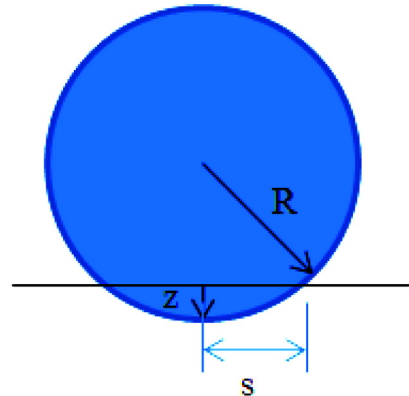


Fig. 9 Longitudinal and lateral slip

Fig. 8에서 보이는 것처럼 지반 좌표계의 X-Y 평면에서 주행 방향 및 횡 방향을 식 (22)으로 정의할 수 있다.

$$x_c = \tilde{y}_c U_n \quad U_x = \tilde{U}_y U_n \quad U_y = \tilde{U}_n x_c \quad (22)$$

여기서  $y_c$ 는 타이어에 부착된 회전축을 의미한다. 식 (21)을 이용하여 타이어의 접촉점에서의 속도와 슬립각( $\alpha$ )을 식 (23)로 계산할 수 있다.

$$v_x = U_x^T \dot{d}_{rc} \quad v_y = U_y^T \dot{d}_{rc} \quad \alpha = \frac{v_y}{v_x} \quad (23)$$

Fig. 9에서 보이는 것처럼 최초 타이어가 접촉하는 시점에서 현재 접촉하고 있는 지점까지의 상대 거리로부터 타이어 슬립을 식 (24)과 (25)처럼 계산할 수 있다.

$$s = R \sin\left(\cos^{-1}\left(\frac{R - |z|}{R}\right)\right) \quad (24)$$

$$s_x = s \cdot \cos(\alpha) \quad s_y = s \cdot \sin(\alpha) \quad (25)$$

식 (25)은 전방 타이어에 대해서는 적용될 수 있지만 이미 전방 타이어가 지나가서 붕괴된 지반 위를 지나가는 후방 타이어의 슬립은 식 (25)을 그대로 적용하기 어렵고 타이어간 중심까지 거리를 고려하여 식 (26)처럼 적용이 되어야 한다.

$$s_x = s \cdot \cos(\alpha + w) \quad s_y = s \cdot \sin(\alpha + w) \quad (26)$$

여기서  $W$ 는 전후방 휠셋 사이의 거리인 Wheel base이다.

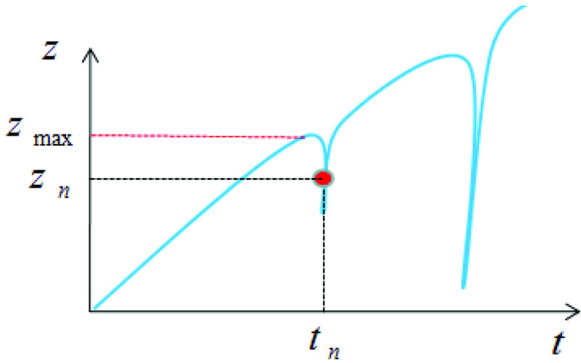


Fig. 10 Maximum sinkage

Fig. 10에서 보는바와 같이 최대 침하량은 현재의 침하량이 기존의 침하량 보다 크면 최대 침하량은 현재의 침하량으로 변경이 된다. 지반의 전단변위는 부가적인 동적침하를 발생시키는데, 그 표현은 다음과 같다.

$$z_{dym} = -c_0 \left( \frac{p}{p_{crit}} \right)^{c_1} \cdot s^{c_2} \quad (27)$$

여기서,  $p$ 는 접지압,  $s$ 는 전단변위를 가리키며, 상수  $C_0$ 와 지수  $C_1$ 과  $C_2$ 는 실험에서 구해진 값들이다. 차량의 총 침하는 정적침하 ( $z_{sta}$ )와 동적침하( $z_{dym}$ )로 구성된다.

$$z_{tot} = z_{sta} + z_{dym} \quad (28)$$

수직압력  $P$ 는 정적침하량과 최대 침하량의 관계로부터 식 (29)과 (30)로 정의될 수 있다.

$$|z_{sta}| \geq z_{max} \rightarrow P = C_{p0} (1 - C_{k1} z_{sta}) (1 - e^{c_{k2} z_{sta}}) \quad (29)$$

$$|z_{sta}| < z_{max} \rightarrow P = P_{max} - K_u (z_{max} - |z_{sta}|) \quad (30)$$

식 (29)에서  $C_{p0}$ ,  $C_{k1}$ ,  $C_{k2}$ 는 지반조건에 따라 달라지는 상수들이다. 식 (30)에서 최대 침하압력과  $P_{max}$ 와  $K_u$ 는 식 (31)과 (32)로 정의될 수 있다.

$$P_{max} = C_{p0} (1 - C_{k1} (-z_{max})) (1 - e^{c_{k2} (-z_{max})}) \quad (31)$$

$$K_u = \frac{P_{max}}{z_{max} R_{zmax}} \quad (32)$$

식 (33)은 식 (31), (32)의 결과로부터 접촉면적을 고려해 계산한 접촉 수직하중을 보여주고 있다.

$$f_n = PA \quad (33)$$

전단에 대한 상대속도는 접촉점에서의 상대속도와 동일하다.

$$\dot{s}_x = v_x \quad \dot{s}_y = v_y \quad (34)$$

식 (31)를 이용하여 전단응력을 계산하면 다음과 같다.

$$\tau = -\tau_{res} \left( 1 + \left( \frac{C_e}{1 - e^{-1}} - 1 \right) e^{(1 - s_{arg})} \right) (1 - e^{-s_{arg}}) (\text{sign}(\dot{s}_i)) \quad (35)$$

또 전단응력과 관계된 계수는 아래 식들로부터 계산 된다.

$$\tau_{max} = C_c + P \tan(C_\psi) \quad (36)$$

$$\tau_{res} = \frac{\tau_{max}}{C_e} \quad (37)$$

$$s_{arg} = \frac{|s_i|}{C_{kw}} \quad (38)$$

식 (35)의 결과로부터 접촉면적을 고려해 전단력을 계산할 수 있다.

$$f_s = \tau A \quad (39)$$

식 (33)과 (39)에서 계산이 된 접촉 수직하중과 전단력은 상용 S/W의 벡터 힘(Vector force)으로 정의되기 위해 아래 식을 이용한다.

$$f_c = f_{sx} U_x + f_{sy} U_y + f_n U_n \quad (40)$$

식 (40)는 타이어의 운동방정식에 적용이 된다.

### 3. 상대좌표를 이용한 수치해석 방법

#### 3.1 상대좌표와 재귀정식화

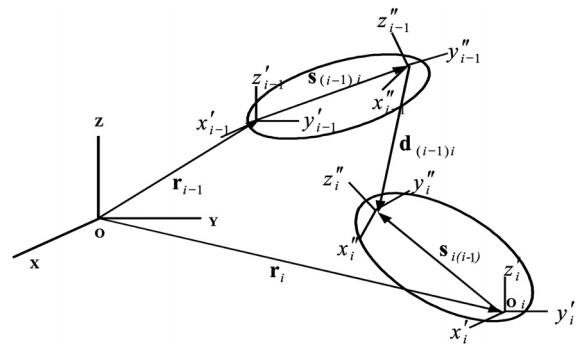


Fig. 11 Kinematic relationship between two adjacent rigid bodies

Fig. 11에서 인접한 강체들을 고려할 때 i-1번째 강체는 i 번째 강체의 Inboard 강체로 정의할 수 있다. 이때  $r_i$ 의 위치는 식



(41)으로 나타낼 수 있다.

$$r_i = r_{i-1} + s_{(i-1)i} + d_{(i-1)i} - s_{i(i-1)} \quad (41)$$

또한 강체 부착 좌표계로 나타낸 회전 속도는 식 (42)과 같다.  
 $\omega_i' =$

$$A_{(i-1)i}^T \omega_{i-1}' + A_{(i-1)i}^T H'_{(i-1)i} \dot{q}_{(i-1)i} \quad (42)$$

여기서  $H'$ 는 회전축으로부터 결정된다.

식 (42)을 미분하여 강체 부착 좌표계로 나타내면 병진 속도 관계식을 얻을 수 있는데 식 (43)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{r}_i' = \quad (43)$$

$$\begin{aligned} & A_{(i-1)i}^T \dot{r}'_{(i-1)} \\ & - A_{(i-1)i}^T (\tilde{s}'_{(i-1)i} + \tilde{d}'_{(i-1)i}) \\ & - A_{(i-1)i} \tilde{s}'_{i(i-1)} A_{(i-1)i}^T \omega'_{(i-1)} \\ & + A_{(i-1)i}^T ((d'_{(i-1)i})_{q_{(i-1)i}} \\ & + A_{(i-1)i} \tilde{s}'_{i(i-1)} A_{(i-1)i}^T H'_{(i-1)i}) \dot{q}_{(i-1)i} \end{aligned}$$

여기서  $\dot{r} = A \dot{r}'$ ,  $\dot{A}_i = A_i \tilde{\omega}'_i$ 의 관계이다.

식 (42)과 (43)을 혼합하면 식 (44)과 같은 인접한 한 쌍의 강체에 관한 Recursive 속도 방정식을 얻을 수 있다.

$$Y_i = B_{(i-1)i1} Y_{(i-1)} + B_{(i-1)i2} \dot{q}_{(i-1)i} \quad (44)$$

여기서

$$Y_i = [r_i'^T \omega_i'^T]^T \quad (45)$$

이다. 만약 식 (44)이 모든 조인트에 반복적으로 적용된다면 식 (46)과 같은 직교좌표와 상대좌표 사이의 관계를 얻을 수 있다.

$$Y = B \dot{q} \quad (46)$$

### 3.2 지배방정식 및 명시적 수치적분

구속시스템에 대한 운동방정식은 식 (47)처럼 표현된다.

$$F = B^T(M\dot{Y} + \Phi_z^T \lambda - Q) = 0 \quad (47)$$

$$H(x) = \begin{bmatrix} F(q, v, \dot{v}, \lambda) \\ \Phi_q \dot{v} - \lambda \\ \Phi_q v - v \\ \Phi(q) \\ U(v - \zeta_1) \\ U(v - \zeta_2) \end{bmatrix} = 0 \quad (48)$$

여기서  $\lambda$ 는  $R^m$ 에서 구속조건들을 위한 라그랑지 승수(Lagrange multiplier) 벡터이고,  $\Phi$ 는  $R^m$ 에서 위치 구속조건 벡터를 의미한다, 그리고 이것의 자코비안은 Full row rank를 갖는  $\Phi_q \in R^{m \times n}$ 으로 표현된다.  $M$ 은 질량 행렬,  $Q$ 는 힘 행렬을 나타낸다. 위 식은 시스템의 Overdetermined differential algebraic equations (ODAEs)로 이루어져 있다. ODAEs를 이용한 명시적 수치 적분 알고리즘은 식 (48)과 같다(Bae et al., 1999).

여기서

$$\zeta_1 = \frac{1}{b_0} \sum_{i=1}^k b_i v_{n-i} \quad \zeta_2 = \frac{1}{b_0} \sum_{i=1}^k b_i q_{n-i} \quad (49)$$

를 의미한다.

위 식을 위치, 속도, 가속도 식으로 나눌 수가 있다. 첫 번째로 위치는 식 (50)과 같이 위치 적분식의 여섯 번째 식과 네 번째 위치구속조건식을 이용해서 풀 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \Phi_q \\ U^T \end{bmatrix} \Delta q = \begin{bmatrix} \Phi \\ U^T(q - \zeta_1) \end{bmatrix} \quad q^{i+1} = q^i + \Delta q \quad (50)$$

두 번째로 속도는 식 (51)과 같이 속도 적분식의 다섯 번째 식과 세 번째 속도구속조건식을 이용해서 풀 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \Phi_q \\ U^T \end{bmatrix} \Delta v = \begin{bmatrix} \Phi \\ U^T(v - \zeta_2) \end{bmatrix} \quad v^{i+1} = v^i + \Delta v \quad (51)$$

마지막으로 가속도는 식 (52)과 같이 첫 번째 모션식과 두 번째 가속도 구속조건식을 이용해서 풀 수 있다.

$$\begin{bmatrix} B^T M B & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{v} \\ \Delta \lambda \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} F \\ \Phi \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \lambda \end{bmatrix}^{i+1} = \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \lambda \end{bmatrix}^i + \begin{bmatrix} \Delta \dot{v} \\ \Delta \lambda \end{bmatrix} \quad (52)$$

위치, 속도, 가속도를 얻었으면 속도와 가속도를 수치 적분하여 다음 시간의 위치와 속도를 구할 수 있다. 식 (50), (51), (52)을 이용해서 매 스텝 LU-decomposition을 하는 것은 많은 해석시간을 요하게 된다. 매 스텝마다 이런 과정을 반복하지 않기 위해서 모션과 구속조건이 동적 해석동안 상수로 존재해야만 한다. 대부분의 차량 시스템의 샤시와 서스펜션 사이의 상대 좌표가 상당히 한정되어 있다. 결론적으로  $B^T M B$ 는 많은 차량 시스템에서 상수로 정의할 수 있다.

## 4. 차량 동역학 해석 결과

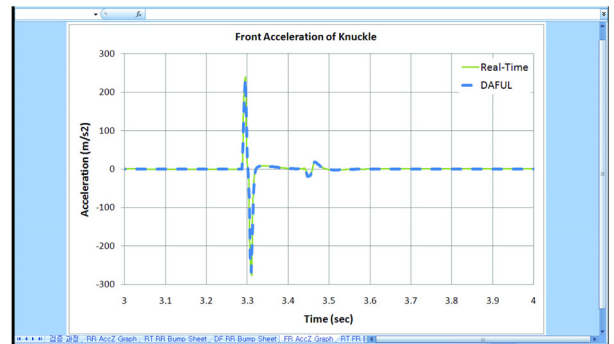


Fig. 12 Acceleration of front knuckle under bump pass

차량 모델의 기구동역학 검증을 위한 범프 통과 시험을 진행하였다. 시험 조건은 너비 60cm, 높이 8cm의 사다리꼴 형태의 범프를 차량이 81km/h 속도로 통과 할 때 전륜 및 후륜 서스펜션의 너클에 작용하는 Z축 가속도를 상용 프로그램의 해석 결과와

비교하였다. Fig. 12, Fig. 13과 같이 거의 일치함을 볼 수 있다. 하드웨어 환경과 실제 시간비(Real time ratio)는 Table 6 과 Table 7를 통해서 PC에서 실시간 해석이 가능하다는 것을 알 수 있다.

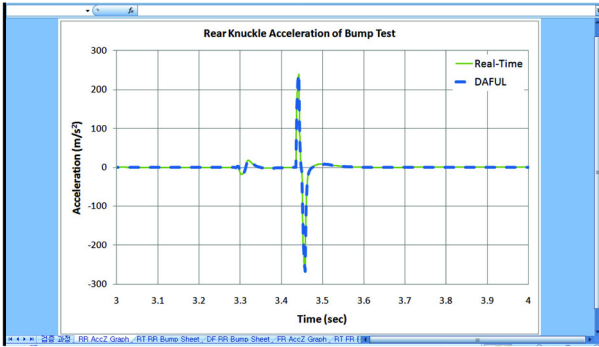


Fig. 13 Acceleration of rear knuckle under bump pass

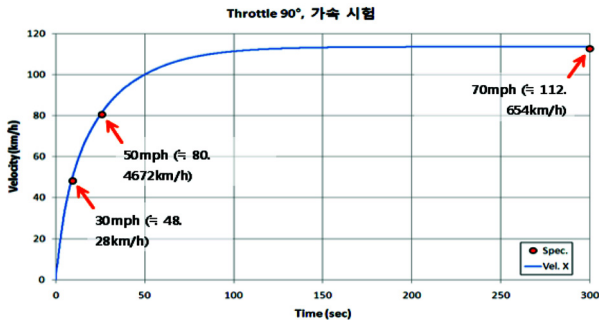


Fig. 14 Throttle 90 degree acceleration test

Table 6 Hardware environment

CPU	RAM	OS
Intel QUAD Core 2.4GHz	8GB	64bit XP

Table 7 Real time ratio

	Bump pass test	Drive train diesel
Ratio	0.1157	0.1192

### 5. 결 론

본 연구에서는 채귀 정식화와 상대좌표를 이용하여 실시간 다물체 동역학 해석 모듈을 개발하였다. 일반 좌표를 독립 좌표와 종속 좌표로 나누어 작은 하위 행렬을 따로 계산하는 방법을 이용했다. 또한 해석 시작 시 평형 상태에서 단 한번 생성한 시스템 행렬을 전체 해석 시간 동안 사용하여 해석 시간의 효율성을 극대화 하였다. 차량의 전, 후륜 Double wishbone 현가장치를 포함한 차량의 강체들을 조인트와 구속조건을 이용한 기구학 모델링을 하였다. Engine, Torque Convertor, Transmission, Transfer Case, Differential, Geared Hub를 결합하여

Drive-train 모델을 구성하고, 운전자의 입력에 대한 해석을 정확하게 하기 위하여 Dual Rate Integration Method를 이용하였다. 연약지반에서 타이어를 가진 차량의 동역학 해석 수행을 위해 기존의 궤도차량에만 적용되었던 수식을 바탕으로 연약지반 접촉 모델이 개발되었다. Full throttle 상태에서 차량을 직진 주행하였을 경우 30mph, 50mph 도달 시간 그리고 최고 속도 70mph에 이르는 수치가 차량 사양과 매우 잘 맞는 것을 확인할 수 있었다.

### 후 기

본 연구는 한국해양연구원의 “심해저 집광시스템 및 채광운용기술 개발지원”와 국방과학연구소의 “유인/무인 전투차량 실시간 동역학 모듈 개발” 과제이며, 앞으로 연구비 지원에 감사드립니다.

### 참 고 문 헌

Bae D. S., Lee J. K., Cho H. J. and Yae H. (2000). "An explicit Integration Method for Realtime Simulation of Multibody Vehicle Models". Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering Volume 187, Issues 1-2, 23 June, pp 337-350.

Bae D.S. and Haug E.J. (1987). "A Recursive Formulation for Constrained Mechanical System Dynamics: Part II. Closed Loop Systems", Mech. Struct. and Machines, Vol 15, No 4, pp 481-506.

Bae D.S., Kim H.W., Yoo H.H. and Suh M.S. (1999). "A Decoupling Solution Method for Implicit Numerical Integration of Constrained Mechanical System," Mechanics of Structures and Machines, Vol 27, No 2, pp 129-141.

DAFUL (2009). User's Manual, Ver 3.0, Virtual Motion.

Hong, S., Kim, H.W. and Choi J.S. (2002). "A Method for 3-D Dynamic Analysis of Tracked Vehicles on Soft Terrain of Seafloor", Fall KCORE Conference, pp 149-154.

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", Proceedings of The Fifth ISOPE Ocean Mining Symposium, pp 132-138.

이철호 (2004). "Driving Simulator을 위한 프로그램 개발". 한양대학교 석사학위논문.

2011년 9월 15일 원고 접수  
 2011년 11월 30일 심사 완료  
 2011년 12월 23일 게재 확정