

< 논문 >

산업용 단선 궤도 차량의 주행 동특성에 관한 연구

이수호* · 박태원† · 정일호* · 이 형** · 박중경**

(2005년 2월 14일 접수, 2005년 4월 13일 심사완료)

A Study on Dynamic Characteristic Analysis for the Industrial Monorail Vehicle

Soo-Ho Lee, Tae-Won Park, Il-Ho Jung, Hyung Lee and Joong-Kyung Park

Key Words : Monorail Vehicle(단선궤도 차량), Rubber Wheel(고무 차륜), Motorcycle Tire Model(이륜차 타이어 모델), Laser Tracker(레이저 트랙커), Lateral Stability(횡 방향 안정성)

Abstract

An OHT(Over Head Transportation) vehicle is an example of the industrial monorail vehicle, and it is used in the automobile, semiconductor, LCD manufacturing industries. OHT vehicle is moved by main wheels and guide rollers. The major function of the main wheel is to support and drive the OHT vehicle. The roles of the guide roller is the inhibition of derailment and steering of the OHT vehicle. Since the required vehicle velocity becomes faster and the required load capacity is increased, the durability characteristics of the wheel and roller, which was made of urethane, need to be increased. So it is necessary to estimate the fatigue life cycle of the wheel and roller. In this study, OHT dynamic model was developed by using the multi body dynamic analysis program ADAMS. Wheel and roller are modeled by the 3-D surface contact module. Especially, motor cycle tire mechanics is used in the wheel contact model. The OHT dynamic model can analyze the dynamic characteristic of the OHT vehicle with various driving conditions. And the result was verified by a vehicle traveling test. As a result of this study, the developed model is expected to predict wheel dynamic load time history and makes a contribution to design of a new monorail vehicle.

기호설명

x, y, z : OHT 차량 중, 횡, 수직 방향 좌표

θ, ϕ, ψ : 차량 롤, 피치, 요 방향 좌표

M : 차량 중량(kg)

I_x, I_y, I_z : 각 방향 질량 관성 모멘트(kg mm²)

k_{wf}, k_{wr} : 전, 후륜 주 바퀴 접촉 강성(N/mm)

k_{i-j} : 안내 바퀴 접촉 강성(N/mm)

a : 무게중심에서 후륜 주 바퀴까지 거리(mm)

b : 무게중심에서 후륜 주 바퀴까지 거리(mm)

c : 무게중심에서 하부 안내 바퀴까지 거리(mm)

d : 무게중심에서 하부 안내 바퀴까지 거리(mm)

e : 무게중심에서 하부 안내 바퀴까지 거리(mm)

1. 서론

단선궤도 차량(Monorail Vehicle)은 도시의 교통난을 줄이기 위한 대책의 하나로 나온 것으로 저렴한 공사비와 짧은 공사기간, 그리고 도로 위, 하천 위를 이용할 수 있어 도시 점유 면적이 적은 특징들을 가지고 있다. 또한, 고무 바퀴(Rubber Tire) 및 대차의 사용에 따라 급구배와 작은 곡선

† 책임저자, 회원, 아주대학교 기계공학부
E-mail : park@ajou.ac.kr
TEL : (031)219-2524 FAX : (031)219-2524

* 아주대학교 기계공학과

** 삼성전자 기술총괄 메카트로닉스연구소

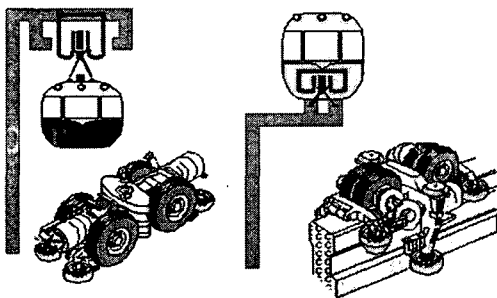
반경에서의 운행도 가능한 특징을 가지고 있다. 이런 장점 때문에 일본, 독일, 호주 등지에서는 단선궤도 차량을 미래형 도시 교통 수단의 하나로 인식하여, 연구 개발과 운영을 실시하고 있다.⁽¹⁻³⁾

최근에는 이러한 도시형 단선 궤도 차량을 공장 자동화에 이용하려는 시도가 이루어 지고 있다. 대표적으로, OHT(Over Head Transportation) 차량은 많은 제품을 동시에 운반할 수 있고, 현장 위의 사용하지 않는 공간을 이용하여 공간 효율성을 높일 수 있다는 장점 때문에 자동차, 반도체, LCD 생산 공장 등에 적용되고 있다. 근래에는 생산 속도 향상을 위해 그 속도가 점점 빨라지고, 수송 용량도 증가하고 있는 추세이다.

OHT 차량은 작업장 내의 상부에 위치한 궤도(Rail)를 따라 주행하므로 차량의 안정성은 작업자의 안전에도 큰 영향을 줄 수 있다. 또한, 전자 부품과 같은 정밀한 제품을 빠르고 안정적으로 목표 지점까지 이송하기 위해 주행 시 발생할 수 있는 동적 거동에 대한 예측이 필요하다.

단선궤도 차량의 주행은 우레탄(Urethane) 재질의 고무 바퀴에 의해 이뤄진다. 따라서 자동차의 타이어와 같은 역할을 하는 차량의 고무 바퀴에 대한 동역학 모델링이 전체 차량의 거동 해석을 위해 중요하다.

Fig. 1 은 도시 교통용 단선 궤도 차량의 구조를 보여주고 있다. 차체가 궤도에 매달려 주행하는 방식인 현수식(Suspended Type)과 차체 무게 중심이 궤도 위에 위치한 과좌식(Straddled Type)이 있으며, 두 형식 모두 고무 바퀴에 의해 차량이 지지되고 주행된다. 이러한 도시형 단선 궤도 차량은 차량의 안전한 운행 및 횡 방향 안정성(Lateral Stability)을 목적으로 하나의 대차에 전, 후 각각 두 개의 주 바퀴(Main wheel)가 존재한다. 또한 차량의 탈선 방지 및 조향(Steering) 역할을 하는 안내 바퀴(Guide roller)가 있다.⁽²⁾



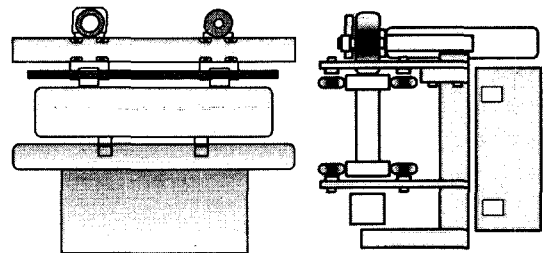
-Suspended Type- -Straddled Type -
Fig. 1 Urban Traffic Monorail Vehicle Type

Fig. 2 는 본 연구의 대상인 OHT 차량의 구조를 보여주고 있다. OHT 차량은 일반적인 도시형 단선궤도 차량과 구조적인 측면에서 크게 두 가지 차이가 있다. 첫째는 전, 후 주 바퀴가 각각 하나씩 존재하는 것이다. 그리고 둘째는 주 바퀴와 안내 바퀴가 장착된 구동부가 궤도에 대해 한 방향으로 존재하고 있어 전체 차량이 좌, 우 비 대칭인 구조를 가지고 있는 점이다. 이러한 OHT 차량의 구조적인 특성은 곡선 궤도 뿐만 아니라 직선 궤도에서도 차량의 횡 방향 진동 또는 롤(Roll) 진동이 발생할 수 있는 잠재적인 요인이 된다.

차량의 횡 방향 거동은 상대적으로 작은 크기인 안내 바퀴의 동하중(Dynamic Load)에 큰 영향을 주어 피로 파괴가 발생할 가능성을 준다. 또한 진동에 민감한 전자 부품의 안정성에도 영향을 줄 수 있기 때문에 이에 관한 동특성 해석이 요구된다.

단선 궤도 차량의 동특성에 관한 연구는 주로 Fig. 1 과 같은 도시형 단선 궤도 차량에 대해 이루어져 왔으며 특히, 차량의 횡 방향 거동에 관해서는 차체 속도와 안내 바퀴의 탄성 특성에 큰 영향을 받는 것으로 보고 된다.⁽⁴⁻⁶⁾ 그러나 이는 전체 차량 시스템에 있어 횡 방향 무게중심의 비 대칭성을 고려하지 않았으며 전, 후 주 바퀴가 두 개씩 존재하기 때문에 바퀴에서 발생하는 전복 모멘트(Overturning Moment)의 영향을 고려하지 않았다.

또한 자기 부상 열차의 경우 고무 바퀴에 의한 주행은 아니지만, 차량 5 자유도 운동방정식 유도 과정에서 수직 방향 탄성 특성을 전, 후 하나의 스프링을 가지며, 횡 방향으로의 탄성 특성을 고려하여 유도 했기 때문에 OHT 차량과 유사한 차량 운동 방정식을 표현하였다.⁽⁷⁾ 여기에서는 차량의 횡 방향 특성이 차체 속도에 큰 영향을 받으며



-OHT Vehicle- -Driving Part Front View-

Fig. 2 Industrial Monorail Vehicle(OHT)

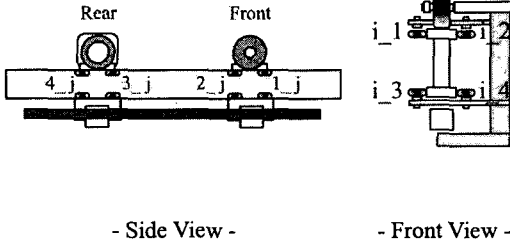


Fig. 3 OHT Vehicle Driving Part

고속 주행 시 임계 속도(Critical Speed) 부근에서 가장 큰 진동이 발생함을 이론적으로 연구하였다. 그러나 이는 시속 300 ~ 400km/h의 초고속 차량에 관한 것이고, 바퀴의 탄성 특성을 선형적으로 고려하였으며 또한 실험의 어려움으로 인해 이론적 연구에 그쳤다.

이에 본 연구에서는 OHT 차량의 동특성을 해석 함에 있어 우레탄 재질인 주 바퀴의 전복 모멘트와 탄성 특성을 고려한 수학적 타이어 모델, 안내 바퀴의 탄성 특성을 고려한 접촉 모델을 구성하였다. 또한 시스템의 비 대칭성을 고려한 차량 5 자유도 운동 방정식 유도 및 해석을 실시 하였다. 동역학 해석은 범용 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS 를 기반으로 하였으며, 레이저 트래커(Laser Tracker)를 이용한 3 차원 변위 측정 실험을 통해 동역학 모델의 신뢰성을 확인하였다. 이를 토대로 주 바퀴와 안내 바퀴에 미치는 동 하중을 분석하여 이들의 피로 수명을 예측할 수 있는 발판을 마련하였다.

2. 단선궤도 차량 구조

본 논문의 동역학 해석 대상인 OHT 차량의 구동부는 Fig. 3 과 같다. 전, 후 구동부가 있으며 이들은 곡선 궤도 주행을 위해 전체 차량 구조에 대해 회전할 수 있는 구조를 가지고 있다. 하나의 구동부에는 주 바퀴 1 개와 안내 바퀴 8 개를 가지고 있어서 전체적으로는 주 바퀴 2 개, 안내 바퀴 16 개를 가지고 있다. 안내 바퀴는 측면(Side View) 기준으로 4 열(i, 1~4) 이며, 정면(Front View) 기준으로 상, 하부 4 개(j, 1~4)가 있다. 전체 무게 중심은 오른쪽으로 다소 치우쳐져 있어 안내 바퀴 i_1 과 i_4 에서 정적 상태에서의 접촉이 있게 된다. 궤도의 직선 구간에서는 이 두 바퀴에서 접촉이 거의 지속적으로 존재하게 되며, 곡선 구간에서 차량의 조향 기능을 위해 나머지 안내 바퀴들의

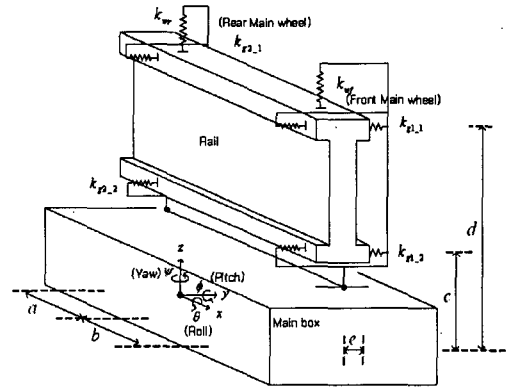


Fig. 4 OHT Vehicle Driving Part

접촉이 순간적으로 발생하게 된다.

3. 단선궤도 차량 동역학 모델링

3.1 차량 5 자유도 운동방정식

차량 저자유도 운동방정식은 복잡한 차량 시스템의 동적 거동 특성에 지배적인 영향을 주는 요소를 중심으로 유도할 수 있으며, 이는 제어기 설계와 시스템 특성을 파악하는데 도움을 준다. 여기에서는 OHT 차량 전체의 수직 방향 운동(Vertical motion), 횡 방향 운동(Lateral motion)과 롤(Roll), 피치(Pitch), 요(Yaw) 운동의 총 5 자유도 시스템에 대한 운동방정식을 라그랑지(Lagrange) 방정식을 이용하여 유도하였다.⁽⁷⁻⁹⁾ 운동 방정식을 유도함에 있어 전체 차량의 거동을 추정하기 위해 안내 바퀴 1_1 과 2_1 을 하나의 안내 바퀴 1_1 로 하고, 3_1 과 4_1 을 안내 바퀴 2_1 로 정의하였다. 또한 상, 하부에 위치한 양쪽의 안내 바퀴 중 하나만 궤도에 접촉한다는 가정하에 위치 에너지(Potential Energy)를 구하였다. 바퀴의 강성만을 고려하여 유도하였으며, 전산 동역학 모델에서는 감쇠 특성을 부여하여 해석하였다. Fig. 4 는 단순화 시킨 OHT 차량의 수학적 모델을 보여준다. 시스템의 위치 에너지와 운동 에너지(Kinetic Energy)로 유도된 전체 차량의 운동 방정식은 다음과 같다.

수직 방향 운동 방정식:

$$M\ddot{z} + k_{w_f}(z - a\phi - e\theta) + k_{w_r}(z + b\phi - e\theta) = 0 \quad (1)$$

횡 방향 운동 방정식:

$$M\ddot{y} + k_{g1,1}(y - d\theta + a\psi) + k_{g1,2}(y - c\theta + a\psi) + k_{g2,1}(y - d\theta - b\psi) + k_{g2,2}(y - c\theta - b\psi) = 0 \quad (2)$$

롤 운동 방정식:

$$I_x \ddot{\theta} - ek_{wr}(z - a\phi - e\theta) - ek_{wr}(z + b\phi - e\theta) - dk_{g1_1}(y - d\theta + a\psi) - ck_{g1_2}(y - c\theta + a\psi) - dk_{g2_1}(y - d\theta - b\psi) - ck_{g2_2}(y - c\theta - b\psi) = 0 \quad (3)$$

피치 운동 방정식:

$$I_y \ddot{\phi} - ak_{wr}(z - a\phi - e\theta) + bk_{wr}(z + b\phi - e\theta) = 0 \quad (4)$$

요 운동 방정식:

$$I_z \ddot{\psi} + ak_{g1_1}(y - d\theta + a\psi) + ak_{g1_2}(y - c\theta + a\psi) - bk_{g2_1}(y - d\theta - b\psi) - bk_{g2_2}(y - c\theta - b\psi) = 0 \quad (5)$$

OHT 차량의 동역학 모델 생성과 주행 시의 횡방향 동특성 분석에 있어 이상의 식에서와 같이 각 바퀴들의 강성 값과 시스템의 횡 방향 편심을 비롯한 각 부품들의 질량(Mass, Inertia) 정보가 중요한 역할을 함을 알 수 있다. 각 변수들은 단품 실험 데이터 및 시제품의 실험, 설계 자료 등을 통해 추정하였다.

3.2 주 바퀴(Main wheel) 모델

전, 후 하나씩 있는 주 바퀴는 전체 차량의 무게를 지지하고 구동시키는 역할을 한다. 그 중 구

동은 후륜 바퀴에서 전기 모터에 의해 이루어 진다. 단순화 시킨 주 바퀴의 접촉 특성은 Fig. 5 와 같이 나타낼 수 있다. 주 바퀴와 궤도 간의 접촉 모델은 3 차원 면 접촉을 구현 할 수 있도록 바퀴 형상 정보에 따라 모델링 하였다. 또한, 구동부에서는 바퀴와 궤도 간에 표면 점착력(Surface Adhesion)이 발생하게 되며 이는 바퀴의 종 방향 힘(Longitudinal Force)을 발생시키는 요인이 되고 차량을 움직일 수 있게 한다.⁽⁹⁾

이는 접촉 모델에 쿨롱 마찰(Coulomb Friction) 특성을 부여하여 해석 할 수 있다. 특히, 이것은 전체 차량 속도에 대한 차륜 회전 속도의 비인 미끄럼 비율(Slip ratio)에 지배적인 영향을 받게 된다. 즉, 마찰력은 차량의 가, 감속을 위해 필요하며, 등속 구간에서는 미끄럼 비가 0 이기 때문에 수학적으로 영향을 미치지 않는다.^(9,10) 이와 관련된 동, 정 마찰 계수 및 각 계수 들이 작용하는 상대 속도(Slip Velocity) 값이 필요하다. 이들 값은 바퀴 미끄럼 비에 대한 견인력(Tractive Force) 과 제동력(Braking Force)의 실험으로부터 얻어야 하며, 이 또한 비 선형적인 특성을 가지고 있어^(11,12) 실험 및 적용에 어려운 점이 있다. 이에 본 연구에서는 이와 관련된 동, 정 마찰 계수 및 상대 속도 값들을 일반적인 고무-철(Rubber-Steel)에 작용하는 값들을 적용 시켜 차량의 주행이 이뤄지게 했으며,^(13,14) 진행 방향 변위 실험 결과와 비교 했을 때 거의 같음을 확인할 수 있었다. 이와 관련된 변위 실험 조건 및 해석 결과는 4, 5 장에서 기술 된다.

수직력(Normal Force)은 식 (6)과 같이 계산되며, 바퀴의 강성 값은 Fig. 6 의 인장 압축 시험기에서 압축 실험을 통해 수직 방향에 대한 값을 추정하였고, Fig. 7 에서 실험을 통해 얻은 하중 변위 선

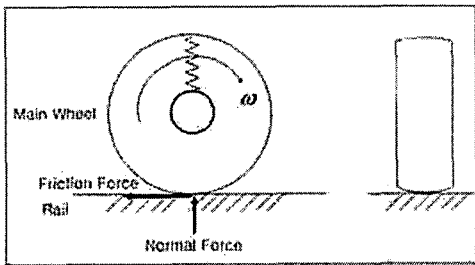


Fig. 5 Main wheel Dynamic Characteristic

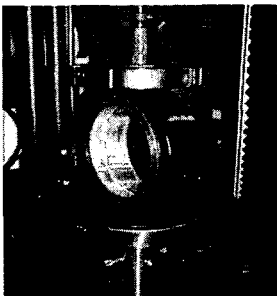


Fig. 6 Main wheel Compression Test Set

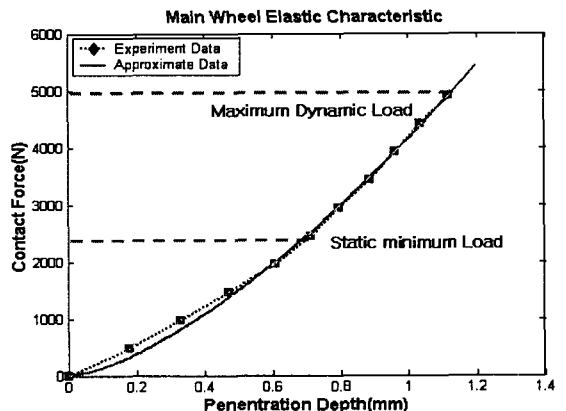


Fig. 7 Main wheel Elastic Characteristic

도와 추정된 강성 값(K)과 비선형 특성을 표현하는 지수 값(n)을 나타내고 있다. 그래프에서 동역학 해석이 이루어지는 구간에서 실험 값과 추정 값이 잘 일치함을 확인할 수 있다.

$$F_{normal} = K\delta^n + D\dot{\delta} \quad (6)$$

OHT 차량의 비 대칭 형상, 곡률을 가진 주 바퀴의 단면 형상, 그리고 전, 후 하나의 주 바퀴만 존재하는 OHT 차량 고유의 특성 때문에 정적 상태에서 Fig. 8 과 같이 미소의 캠버각(Camber angle)을 가진 상태로 존재하게 된다. 이 상태에서부터 차량이 주행하게 되면 시스템의 횡 방향 진동 또는 롤 진동이 발생하게 된다. 이것은 주 바퀴에 수학적 타이어 모델(Mathematical Tire Model) 특성을 부여하여 모델링 할 수 있다.

일반적인 차량 동역학(Vehicle Dynamic) 해석을 위한 타이어 모델에서는 차량 거동에 지배적인 영향을 주는 수직력, 종축력, 횡력(Cornering Force) 그리고 수직 방향에 대한 토크인 정렬 모멘트(Aligning Moment)를 중심으로 많은 연구가 이루어지고 있으며, 상대적으로 영향도가 적은 구름 저항 모멘트(Rolling Resistance Moment)와 전복 모멘트는 상세히 고려하지 않는다.⁽⁹⁻¹²⁾

본 연구에서의 주 고려 대상인 주 바퀴의 전복 모멘트 특성에 관해서는 이륜차량(Motorcycle) 동역학 분야에서 주로 연구가 이루어져 왔다. 특히, 전복 모멘트는 이륜차 타이어 모델 구성 시 식 (7)과 같이 캠버각, 수직력, 타이어 단면 곡률에 의해 계산되는 것으로 알려져 있다.^(15,16)

$$M_x = -F_z \cdot \rho \cdot \tan \gamma \quad (7)$$

이에 본 연구에서는 문헌에 의한 전복 모멘트 식이 주 바퀴 접촉 모델에서 계산되는 주 바퀴 고유의 타이어 모델을 만들었다.

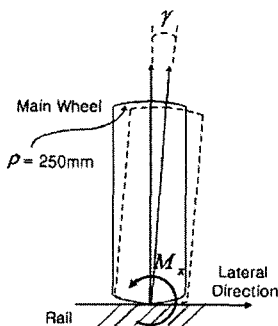


Fig. 8 Main wheel Overturning Moment Characteristic

3.3 안내 바퀴(Guide roller) 모델

안내 바퀴의 접촉 모델은 앞 절에서 언급한 주 바퀴에 비해 비교적 간단하게 모델링 하였다. 안내 바퀴의 단면은 Fig. 9 에서처럼 거의 편평한 형상이므로 이와 같은 면이 궤도와 면 접촉이 발생하도록 모델링 하였다.

안내 바퀴의 접촉 강성은 식 (2), (3)에서 알 수 있듯이 차량의 횡 방향 거동에 중요한 영향을 미치는 인자임을 알 수 있다. 그래서 앞 절에서 수행한 것과 같은 안내 바퀴 단품에 대한 압축 실험 자료를 기초로 하여, OHT 차량 정지시의 평형 실험에 의한 횡 방향 위치 변화와 유사한 안내 바퀴의 접촉 강성을 추정하였다. 추정된 강성 값을 적용한 OHT 차량 평형 해석 결과와 실험 결과가 유사함을 Fig. 10 에서 알 수 있다.

이상에서 언급한 주 바퀴와 안내 바퀴의 접촉 모델 변수 값들은 Table 1 과 같다.

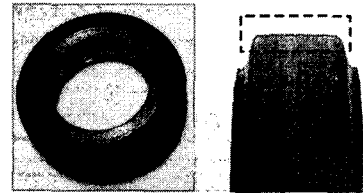


Fig. 9 Guide roller Cross Section View

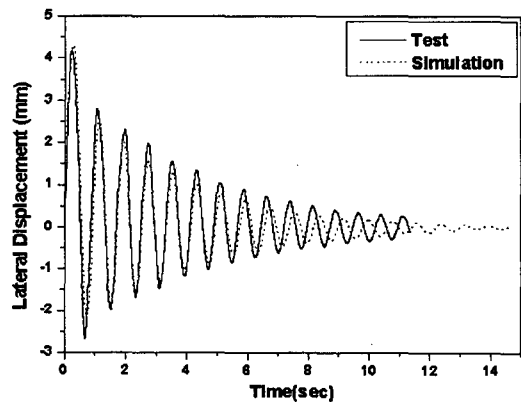


Fig. 10 Equilibrium Vibration Analysis

Table 1 Contact Model Parameter Value

Wheel Type	Main wheel	Guide roller
Contact stiffness	4157.5	393.6
Contact exponent	1.5	1.1
Static friction coefficient		0.8
Dynamic friction coefficient		0.6

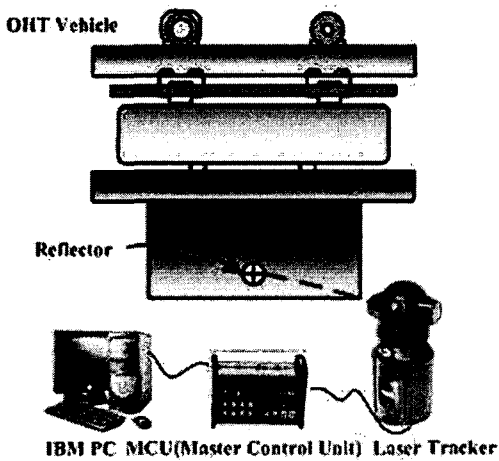


Fig. 11 Schematic of OHT 3D Displacement Test

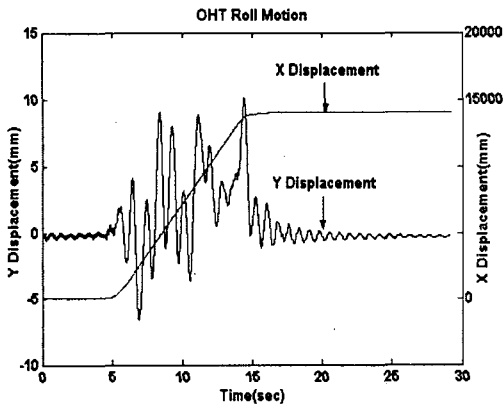


Fig. 12 3D displacement Test Result

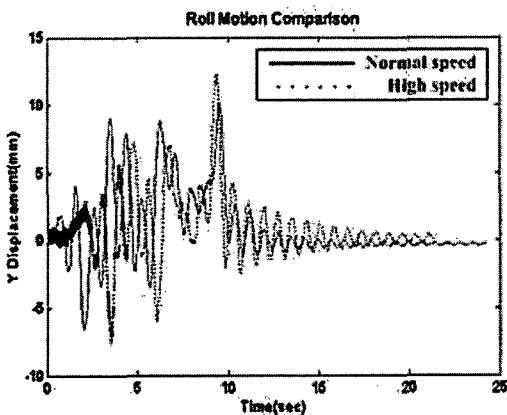


Fig. 13 Lateral Displacement Test Comparison

4. 단선궤도 차량 3 차원 변위 측정 실험

레이저 트랙커(Laser Tracker)는 지면 고정 위

치에서 반사경(Tracker)까지의 거리를 Laser 를 이용해 측정하는 장비로서 높은 정밀도와 분해능(resolution)을 가지고 있으며, 산업용 로봇의 궤적 추적, 토목 건설시의 측량 등에 쓰이는 측정장비이다. 본 연구에서는 OHT 차량 하단부의 변위 변화를 측정하기 위해 3 차원 레이저 트랙커를 이용한 실험을 실시 하였다. Fig. 11 은 3 차원 변위 실험 장치의 개략도를 보여주고 있다.

Fig. 12 는 직선 궤도 구간에서 정상속도로 주행 시의 진행 방향(Longitudinal direction, X) 변위와 횡 방향(Lateral direction, Y) 변위를 보여주고 있다. 진행 방향으로 14m 주행한 것을 알 수 있으며, 횡 방향으로 최고 10mm 정도의 흔들림이 발생하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 13 은 정상속도와 최고속도 주행 시 횡 방향 변위 실험 결과의 비교 그래프이다. 차량이 주행하는 10 초까지 불규칙 적인 움직임을 보이다가 10 초 이후 흔들림이 감소되는 것을 알 수 있다.

3 차원 변위 실험 결과 OHT 차량의 진행 방향 변위는 이상적인 형태의 변위를 가지는 것을 확인할 수 있었다. 그러나 횡 방향 변위는 가, 감속시에 큰 진동을 보임을 확인할 수 있다. OHT 차량의 직선 구간 주행 시 발생하는 이러한 횡 방향 진동의 원인은 3.2 절에서 언급한 바와 같이 OHT 차량이 정적 상태에서 기구적인 비대칭성에 따른 편심으로 인해 주 바퀴가 캠버각을 가진 채로 존재하기 때문이다. 이는 차량 주행 시 주 바퀴에 전복 모멘트를 발생시키는 원인이 되며 이로 인해 전체 차량이 진동하는 것으로 사료된다.

5. 단선궤도 차량 동역학 해석

5.1 해석 조건

차량의 구동은 후륜 주 바퀴에 의해 이루어진다 이를 위해, 본 논문에서는 후륜의 주 바퀴 회전 조인트에 속도 구배(Profile)를 입력하여 구동시켰다. 속도 구배는 3 차원 변위 실험 차량 주행 구동 회전 속도와 일치하게 입력하였다.

5.2 해석 결과

Fig. 14 는 직선 구간에서 OHT 차량의 진행 방향 변위의 실험, 해석 비교 그래프이다. 가, 감속 구간 및 등속구간을 비롯한 전구간에서 잘 일치함을 확인할 수 있다.

Fig. 15 는 최고속도로 주행 시 발생하는 횡 방향 변위의 실험 결과와 해석 결과의 비교 그래프

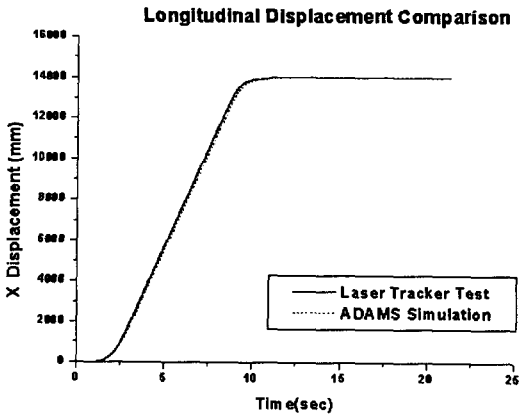


Fig. 14 Longitudinal Displacement Test & Simulation

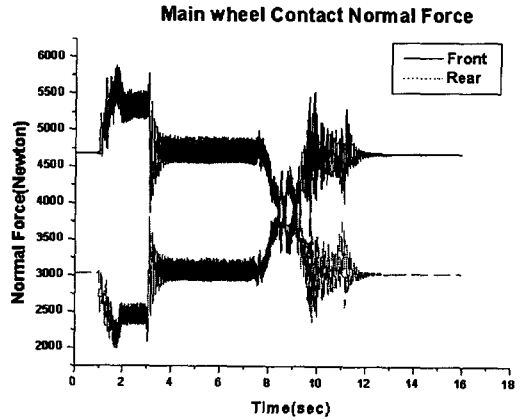


Fig. 16 Main wheel Contact force

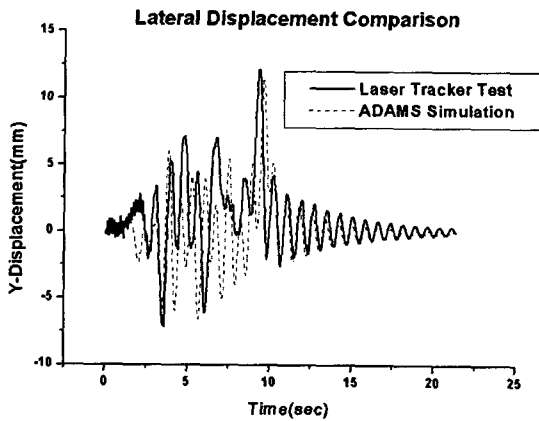


Fig. 15 Lateral Displacement Test & Simulation

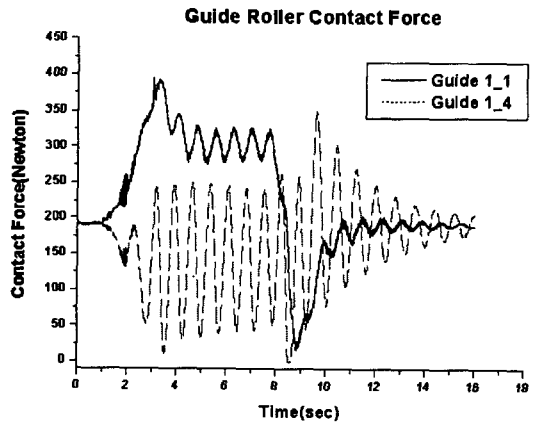


Fig. 17 Guide roller contact force

이다. 가, 감속 구간과 차량 정지 후(10 초)에 발생하는 진폭 및 경향이 유사함을 확인할 수 있다.

등속 구간의 경우(5~9 초 구간) 경향이 다소 차이가 남을 확인할 수 있다. 이는 OHT 차량 각 부분의 기구적인 특성과 각종 베어링 특성과 같은 비선형성에 큰 영향을 받는 것으로 판단된다.

Fig. 16 은 주 바퀴에 작용하는 접촉력 특성을 보여주고 있다. OHT 차량 무게 중심이 앞쪽에 다소 치우쳐져 있기 때문에 전륜 주 바퀴에 큰 접촉력이 가해진다. 또한, 가, 감속에 따른 D'Almbert 등가 관성력에 의해 하중 배분이 이루어지는 것을 확인할 수 있다. 특히, 일반적인 승용차의 경우와 반대로 바퀴 아래쪽에 OHT 차량의 무게중심이 위치하고 있어 가, 감속시의 하중배분이 승용차와 반대로 나타남을 확인할 수 있다.

Fig. 17 은 16 개의 안내 바퀴 중 접촉력의 크기 및 변화가 가장 큰 상, 하부 안내 바퀴들의 특성이다. 그래프와 같은 접촉력의 변동이 나타나는 것은 OHT 차량의 횡 방향 진동으로 인한 것이다.

특히 상부 안내 바퀴(Guide 1_1)는 주행 시 하부 안내 바퀴(Guide 1_4)에 비해 평균적으로 큰 힘을 받지만, 차량 횡 방향 진동에 따른 진폭의 변화는 하부 안내 바퀴에 비해 작음을 확인할 수 있다. 이는 차량 무게 중심이 궤도 아래 쪽에 존재하고, 차량 진동의 중심이 주 바퀴의 접촉점에 있기 때문인 것으로 판단된다.

6. 결론

본 연구에서는 산업용 단선 궤도 차량인 OHT 차량을 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS 를 이용하여 모델링 하였고, 이를 3 차원 변위 실험 결과와 비교하여 신뢰성을 확인하였다. 이를 통해 다음과 같은 OHT 차량의 동특성을 확인할 수 있었다.

(1) 직선부 주행 시 발생하는 OHT 차량의 횡 방향 진동의 원인은 주 바퀴 에서 발생하는 전복 모멘트의 영향이다. 이를 위해 2륜차 타이어 모델

을 주 바퀴의 접촉 모델에 적용하였으며, 시험 결과와 비교하여 모델의 신뢰성을 확보하였다.

(2) 주 바퀴는 전체 시스템의 하중을 지지하는 역할을 하며, 무게 중심이 앞쪽에 위치하여 전륜 주 바퀴에 보다 큰 하중이 작용함을 알 수 있었다. 또한, 전체 시스템의 무게중심이 바퀴 아래쪽에 위치하고 있어 가속 시에는 전륜 바퀴, 감속 시에는 후륜 바퀴에 동적 하중이 증가함을 확인할 수 있었다.

(3) OHT 차량의 횡 방향 진동에 따른 안내 바퀴의 접촉력 특성은 상부 안내 바퀴가 하부 안내 바퀴보다 큰 힘을 받으며, 접촉력의 변화 크기는 하부 안내 바퀴가 큰 것을 확인할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Jeon Kwang Sik, 1999, "Dynamics of an AGT System Light Rail Transit with Rubber Tires," *Korean Society for Railway Spring Conference*, pp. 135~142.
- (2) Lee An Ho, 2002, "An Understanding about the Light Rail Transit," *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol. 5, No. 4, pp. 45~58.
- (3) Lee An Ho, 2004, "Construction Test Line of Light Rail Transit for Overall Test and Commissioning," *Korean Society for Railway Spring Conference*, p. 326.
- (4) Lee Woo Sik, Yoo hyung Sun, 1998, "A Study on the Rubber Tire type AGT Traveling System Development," *KRRRI Technical Report*, pp. 11~15.
- (5) Y.Fuknmoto, 1987, "新交通 KRT 拘束式誘導装置の解析と走行實驗," *神戸製鐵技報*, Vol. 37, No. 1, pp. 79~82.
- (6) H. Tsunashima, Y. Fuknmoto, 1987, "新交通車輪の走行解析," *神戸製鐵技報*, Vol. 37, No. 4, pp. 49~52.
- (7) Xiao Jing Zheng, Jian Jun Wu, You He Zhou, 2000, "Numerical Analyses on Dynamic Control of Five Degree-Of-Freedom MAGLEV Vehicle Moving on Flexible Guide ways," *Journal of Sound and Vibration*, 235(1), pp. 43~61.
- (8) Mary L. Boas, 1983, *Mathematical Methods in the Physical Sciences 2nd Edition*, John Willey & Sons, New York.
- (9) Thomas D. Gillespie, 1992, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers Inc.
- (10) John C. Dixon, 1996, *Tires Suspension and Handling 2nd Edition*, Society of Automotive Engineers Inc.
- (11) Gim, G. and Nikravesh, P.E., 1990 "An analytical Study of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations, Part 1: Pure Slips," *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 11, No. 6, pp. 589~618.
- (12) Gim, G. and Nikravesh, P.E., 1991 "An analytical Study of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations, Part 2: Comprehensive Slips," *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 12, No. 1, pp. 19~39.
- (13) Salah Faik, 2000, "Modeling of Impact Dynamics: A Literature Survey," *International ADAMS Users' Conference*, Orlando, Florida.
- (14) Sam McDonald, 2000, "3D Contact Tip Examples and some Implications," *International ADAMS Users' Conference*, Orlando, Florida.
- (15) Hans B. Pacejka, 2002, *Tire and Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers Inc.
- (16) Breuer, T. and Pruckner, A., 1998, "Advanced Dynamic Motorbike Analysis and Driver Simulation," *13th European ADAMS Users' Conference*, Paris.