

열차동역학에서 주어진 정적평형상태의 초기하중을 계산하기 위한 최적화 알고리즘

An Optimization Algorithm to Compute Pre-Loads of the Given Static Equilibrium State in Train Dynamics

김종인^{*1}, 박정훈^{*2}, 유흥희^{*3}, 황요하^{*4}

Kim, J. I., Park, J. H., Yoo, H. H. and Hwang Y.

Abstract

This paper presents a new algorithm to determine the pre-loads that sustain the static equilibrium state in a given position. The algorithm which uses a partial velocity matrix leads to an unconstrained optimization problem to compute the pre-loads of the suspensions. To demonstrate the validity of the proposed algorithm, the static analysis results that employ the pre-loads of three examples are presented using a reliable commercial program. Results of the analysis confirm the validity of the proposed algorithm.

Keywords : Static Equilibrium State(정적평형상태), Pre-load(초기하중), Train Dynamics(열차 동역학), Partial Velocity Matrix(편속도행렬), Unconstrained Optimization Problem(구속조건을 갖지 않는 최적화 문제)

1. 서론

열차 시스템과 같이 물체들간에 스프링 등의 현가요소로 연결된 경우 차량시스템의 조립 후 원하는 위치에서 각각의 물체들이 정적평형상태를 유지하기 위해서는 현가요소에 의해 물체에 가해지는 초기하중과 같은 매개변수에 대한 정보를 예측하는 것을 필요로 한다. 또한 일반적으로 동적해석을 위해 주어지는 열차의 현가요소들에 대한 정보에는 현가요소의 초기하중에 대한 정보가 제외되어 있기 때문에 해석을 수행하기 위해서는 반드시 주어진 위치에서 정적평형상태를 유지시키기 위한 해석이 선행되어야 한

다. 이러한 해석을 수행하지 않을 경우 계의 구조상 대칭성을 갖는 기존의 철도차량과 형식이 다른 TGV와 같은 관절형 대차를 가지는 철도차량의 경우 동적해석의 수행에 실패하는 경우가 발생하기도 한다. 예로 Fig. 1은 현가요소의 초기하중을 고려하지 않은 TGV 5량 편성모델에 대한 ADAMS/Rail[1]의 해석결과를 보여준다.

과도해석에 앞서 현가요소의 초기하중에 대한 해석을 수행하지 않을 경우 중력에 의한 하중이 크게 작용하는 관절형 대차의 2차 현수장치는 동력차 대차 및 동력객차 대차에 비해 중력에 의해 과도한 압축을 받게 되어 해석을 수행할 수 없게 된다. 이와 관련한 연구로 Park 등[2]은 기계시스템에 대해 주어진 위치에서 정적평형상태를 유지하기 위한 스프링의 변형 전 길이를 계산하였다. 하지만 현가요소 중 부싱(bushing)

*1 정희원, 한양대학교 기계설계학과 대학원

*2 정희원, 한양대학교 기계설계학과 대학원

*3 정희원, 한양대학교 기계공학부 부교수

*4 정희원, KIST, 트라이블로지 연구센터 선임연구원

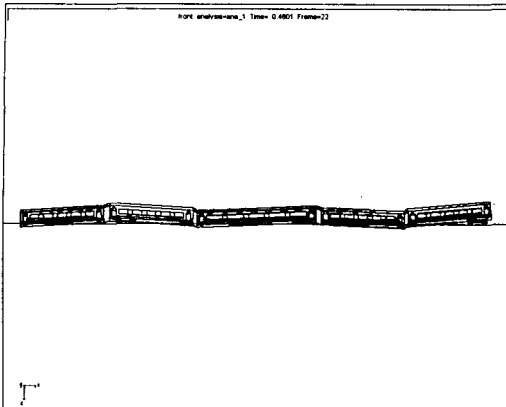


Fig. 1 Case without Considering Pre-Loads of the Suspension

을 사용할 경우 부싱의 특성[3]상 부싱의 변형 전 길이를 고려할 수 없어 참고문헌 [2]에서 제안한 방법을 바로 적용할 수 없다.

본 논문에서는 계를 구성하는 물체의 좌표를 변화시키면서 정적평형상태를 찾는 기존의 해석 [4]과는 달리 구속다물체계를 구성하는 강체들이 주어진 초기위치에서 정적평형상태를 이루도록 하기 위해 스프링과 부싱과 같은 현가요소의 초기하중을 계산하기 위한 방법을 제시하였다. 새로운 해석방법은 편속도행렬[5]을 이용하여 구속조건을 갖지 않는 최적화 문제를 공식화하였다. 본 논문에서 제안한 방법은 스프링이나 부싱과 같은 현가요소로 구성된 열차 시스템의 설계시 현가요소에 작용하는 초기하중을 예측하는데 사용될 수 있으며 열차의 과도해석에 사용될 수 있다. 제안된 방법의 효용성을 검증하기 위해 세 개의 예제에 대한 해석을 수행하였고, 해석결과와 정확성은 ADAMS의 과도해석 결과를 통하여 검증하였다.

2. 해석 알고리즘

본 장에서는 편속도행렬을 이용한 구속조건을 갖는 시스템의 운동방정식에 대해 간략하게 언급하고, 편속도행렬을 이용한 해석방법[5]에 근거하여 초기 입력위치에서 정적평형상태를 유지

하기 위한 해석알고리즘을 제시한다. 본 논문에서는 정적평형상태를 유지하기 위한 초기하중을 구하는 문제에 편속도행렬을 도입함으로써 구속조건을 갖지 않는 최적화 문제로 공식화하였다.

2.1 편속도행렬을 이용한 구속다물체계의 운동방정식

주어진 계의 운동방정식을 세우기 위해 운동에너지를 구하고 운동에너지의 속도 및 좌표에 대한 편미분치를 사용하는 라그랑지 운동방정식과 달리, 케인의 방법[6]에서는 운동방정식을 유도하기 위해서 속도, 편속도 그리고 가속도를 사용한다. 케인의 운동방정식은 라그랑지 운동방정식과 같이 반력 등과 같은 비공헌력(noncontributing forces)을 자동적으로 제거할 수 있고 좌표 및 속도에 대한 운동에너지의 편미분치를 구할 필요가 없으므로 복잡한 계의 운동방정식 유도에 편리하다.

우선 일반좌표들 중에서 독립좌표를 결정하기 위해 구속조건식의 자코비안 행렬을 풀피벗팅(full pivoting)을 하면서 가우스 소거(Gauss elimination)를 수행한다. 위치해석은 일반좌표 분할법(generalized coordinates partitioning method)[7]과 동일한 방법으로 뉴턴의 방법(Newton's method) 사용해 다음 식을 반복적으로 풀면 종속좌표를 구할 수 있다.

$$\Phi_a \Delta q_d = -\Phi(q_d, q_i, t) \quad (1)$$

여기서, q_d 와 q_i 는 각각 종속좌표(dependent coordinates)와 독립좌표(independent coordinates)를 나타내고, Φ 와 Φ_a 는 각각 구속방정식과 종속좌표에 대한 구속방정식의 자코비안 행렬을 나타낸다.

구속방정식 Φ 를 시간에 대해 미분하면 다음과 같은 속도해석을 위한 방정식을 얻을 수 있다.

$$\Phi_{a,i} \dot{q}_d = -\Phi_{a,i} \dot{q}_i - \Phi_t \quad (2)$$

위 식에서 $\Phi_{a,i}$ 는 독립좌표에 대한 구속방정식의

자코비안 행렬을 나타낸다.

운동방정식의 유도에 필요한 일반속력 u 는 독립좌표를 이용하여 다음과 같이 정의한다.

$$u \equiv \dot{q}_i \quad (3)$$

그러면 일반좌표의 시간에 대한 미분 값은 일반속력의 함수로서 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{q} = Bu + c \quad (4)$$

여기서, 편속도행렬 B 와 c 는 다음과 같이 계산된다.

$$B = \begin{bmatrix} -\Phi_{q_i}^{-1} \Phi_{q_i} \\ I \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$c = \begin{bmatrix} -\Phi_{q_i}^{-1} \Phi_t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

편속도행렬의 전치행렬 B^T 와 자코비안 행렬의 전치행렬 $\Phi_{q_i}^T$ 의 곱은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} B^T \Phi_{q_i}^T &= \begin{bmatrix} -\Phi_{q_i}^T & \Phi_{q_i}^{-1T} \\ I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi_{q_i}^T \\ \Phi_{q_i}^T \end{bmatrix} \\ &= -\Phi_{q_i}^T + \Phi_{q_i}^{-1T} \Phi_{q_i}^T + \Phi_{q_i}^T \\ &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

위 식으로부터 편속도행렬의 행 벡터는 자코비안 행렬의 열 벡터와 직교성을 지니고, 또한 편속도행렬은 자코비안 행렬의 영공간이 됨을 알 수 있다.

편속도행렬을 이용한 자유도만큼의 운동방정식은 다음 식과 같이 표현된다

$$-B^T M \ddot{q} + B^T Q = 0 \quad (8)$$

여기서, M , \ddot{q} 그리고 Q 는 각각 질량행렬, 가속도 그리고 일반력 벡터[4]를 의미한다.

2.2 해석알고리즘

본 논문에서 제안하는 방법은 구속조건을 갖는 계에 대해 적용하기 위해서 보존력 요소인 스프링 및 부싱과 같은 현가요소의 초기하중을 적절히 조절함으로써 원하는 위치에서 정적평형상태를 유지하도록 한다. 정적평형상태를 유지하기 위한 문제를 앞서 언급한 편속도행렬을 이용한 운동방정식에 적용하여 구속조건을 갖지 않는 최적화 문제로 공식화한다.

정적평형 위치에서의 속도 및 가속도는 모두 0이 됨을 고려하면 식(8)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$B^T Q = 0 \quad (9)$$

위 식에서 편속도행렬 B 는 좌표 q 의 함수로 표현되므로 주어진 위치에서는 상수행렬이 된다.

구속된 다물체계에서의 스프링과 같은 현가요소의 개수는 일반적으로 자유도와 다르므로 방정식의 개수와 변수의 개수가 다르다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 본 논문에서는 최적설계 개념을 도입하였으며, 최적설계문제로 공식화하기 위한 목적함수(object function)는 식(9)를 sum of squares 문제로[8]로 다음과 같이 변환하였다.

$$\text{Min: } F = (B^T Q)^T (B^T Q) \quad (10)$$

위의 식을 풀기 위한 설계변수(design variables) X 는 현가요소가 강체에 가하는 초기하중으로 설정하였다. 주어진 위치에서 편속도행렬 B 가 상수행렬임을 고려하면 해석에 필요한 설계변수에 대한 목적함수의 구배(gradient) F_x 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_x = 2 Q^T B B^T Q_x \quad (11)$$

2.3 설계변수에 대한 일반력 벡터의 자코비안

식(11)에 나타난 설계변수에 대한 목적함수의 구배를 구하기 위해서는 초기하중에 대한 일반력 벡터의 자코비안 계산이 선행되어야 한다. 본 절에서는 열차 시스템에 주로 사용되는 선형 스프링과 부싱에 의한 일반력 벡터의 자코비안 계산에 대해서 기술한다.

Fig. 2는 강체 i 와 j 에 연결된 선형스프링을 보여준다. Fig. 2에서 $X-Y-Z$, $x_i-y_i-z_i$ 및 $x_j-y_j-z_j$ 는 각각 절대좌표계, 강체 i 에 고정된 좌표계 및 강체 j 에 고정된 좌표계를 의미하고, 벡터 r_i 와 r_j 는 각각 절대좌표계의 원점으로부터 강체 i 와 강체 j 에 고정된 좌표계의 원점까지의 위치벡터를 의미한다. 점 P_i 와 점 P_j 는 각

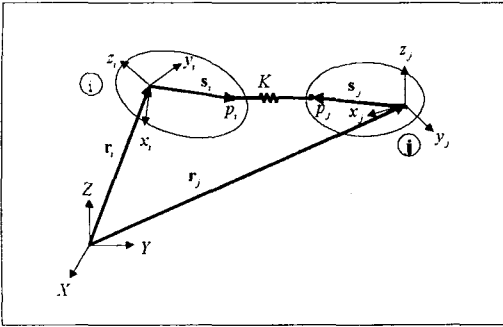


Fig. 2 A Linear Spring between Body i and Body j

각 선형 스프링에 의해 연결된 강체 *i*와 강체 *j* 상의 점들을 나타내고, 벡터 s_i 와 s_j 는 각각 강체 *i*와 *j*에 고정된 좌표계의 원점으로부터 선형 스프링이 장착된 점 P_i 와 P_j 까지의 위치벡터를 의미한다. K 는 선형스프링의 강성계수를 의미한다.

선형스프링의 초기하중 f 에 의해 연결된 강체 *i*와 강체 *j*에 가해지는 작용력에 의한 강체 *i*의 일반력 벡터 Q_i 와 강체 *j*의 일반력 벡터 Q_j 는 다음과 같이 계산된다[5].

$$Q_i = \frac{f}{l_{ij}} \begin{bmatrix} d_{ij} \\ \tilde{s}_i^T A_i^T d_{ij} \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$Q_j = -\frac{f}{l_{ij}} \begin{bmatrix} d_{ij} \\ \tilde{s}_j^T A_j^T d_{ij} \end{bmatrix} \quad (13)$$

여기서, s_i 와 s_j 는 각각 강체 *i*에 고정된 좌표계에 대한 벡터 s_i 의 계수행렬과 강체 *j*에 고정된 좌표계에 대한 s_j 의 계수행렬을 의미하고, \tilde{s}_i 와 \tilde{s}_j 는 각각 s_i 와 s_j 의 교대행렬(skew symmetric matrix)을 의미한다. A_i 와 A_j 는 각각 강체 *i*와 강체 *j*의 자세행렬을 나타낸다. d_{ij} 는 점 P_i 로부터 점 P_j 까지의 위치벡터를, l_{ij} 는 두 점간의 거리를 의미하고 다음과 같이 계산된다.

$$d_{ij} \equiv r_j + A_j s_j - r_i - A_i s_i \quad (14)$$

$$l_{ij} \equiv \sqrt{d_{ij}^T d_{ij}} \quad (15)$$

선형 스프링에 의한 일반력 벡터의 설계변수

에 대한 자코비안을 계산하기 위한 설계변수 X 를 다음과 같이 초기하중 f 로 선정하였다.

$$X \equiv f \quad (16)$$

식(12)와 식(13)에 나타난 일반력 벡터들의 설계변수 X 에 대한 자코비안 행렬은 다음과 같이 계산된다.

$$Q_{iX} = \frac{1}{l_{ij}} \begin{bmatrix} d_{ij} \\ \tilde{s}_i^T A_i^T d_{ij} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$Q_{jX} = -\frac{1}{l_{ij}} \begin{bmatrix} d_{ij} \\ \tilde{s}_j^T A_j^T d_{ij} \end{bmatrix} \quad (18)$$

Fig. 3은 강체 *i*와 *j*에 연결된 부싱을 보여준다. Fig. 3에서 점 P_i 와 점 P_j 는 각각 부싱에 의해 연결된 강체 *i*와 강체 *j*상의 점들을 나타내고, 벡터 s_i 와 s_j 는 각각 강체 *i*와 *j*에 고정된 좌표계의 원점으로부터 부싱이 장착된 점 P_i 와 P_j 까지의 위치벡터를 의미한다. $x_{ij} - y_{ij} - z_{ij}$ 및 $x_{ji} - y_{ji} - z_{ji}$ 는 각각 점 P_i 에 세워진 좌표계와 점 P_j 에 세워진 좌표계를 의미한다.

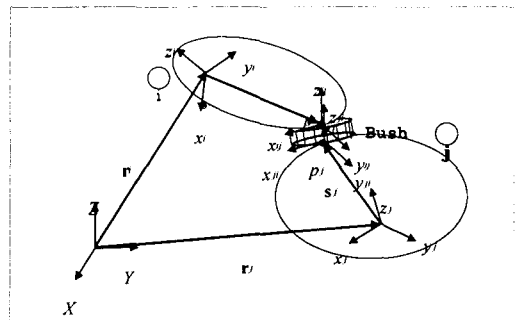


Fig. 3 A Bush Element between Body i and Body j

부싱의 초기하중에 의해 강체 *j*상의 점 P_j 에 가해지는 작용력 F_j 와 작용 토크 T_j 는 다음과 같이 계산된다.

$$F_j = -A_j C_{ij} F_0'' \quad (19)$$

$$T_j = -A_j^T A_j C_{ij} T_0'' \quad (20)$$

위 식에서 F_0'' 와 T_0'' 는 점 P_i 상에 세워진 좌표계에 대해 표현된 부싱의 초기하중 및 초기 토크를 의미하고, C_{ij} 는 강체 *i*에 고정된 좌표계

에 대한 점 P_i 상에 세워진 좌표계의 자세행렬을 의미한다. 그리고, F_j 와 T_j 는 각각 절대좌표계에 대해 표현된 점 P_j 에 가해지는 부싱의 초기하중과 강체 j 에 고정된 좌표계에 대해 표현된 강체 j 에 가해지는 부싱의 초기토크를 의미한다. 점 P_i 에 가해지는 초기하중 F_i 는 F_j 의 크기와 동일하고 반대방향으로 작용하고, 강체 i 에 가해지는 초기토크는 점 P_i 에 대한 힘의 평형방정식으로부터 T_i 를 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} F_i &= -F_j \\ &= A_i C_{ij} F_0'' \end{aligned} \quad (21)$$

$$T_i = C_{ij} T_0'' + A_i^T \tilde{d}_{ij} A_i C_{ij} F_0'' \quad (22)$$

F_i 와 T_i 는 각각 절대좌표계에 대해 표현된 점 P_i 에 가해지는 초기하중과 강체 i 에 고정된 좌표계에 대해 표현된 강체 i 에 가해지는 초기토크를 의미한다. \tilde{d}_{ij} 는 점 P_i 에 대한 점 P_j 의 위치벡터를 나타낸다.

강체 i 와 강체 j 에 가해지는 초기하중 및 토크에 의한 강체 i 의 일반력 벡터 Q_i 와 강체 j 의 일반력 벡터 Q_j 는 다음과 같이 계산된다.

$$Q_i = \left\{ \begin{array}{c} A_i C_{ij} F_0'' \\ \tilde{s}_i C_{ij} F_0'' + C_{ij} T_0'' + A_i^T \tilde{d}_{ij} A_i C_{ij} F_0'' \end{array} \right\} \quad (23)$$

$$Q_j = \left\{ \begin{array}{c} -A_j C_{ij} F_0'' \\ -\tilde{s}_j A_j^T A_i C_{ij} F_0'' - A_j^T A_i C_{ij} T_0'' \end{array} \right\} \quad (24)$$

부싱에 의한 일반력 벡터의 설계변수에 대한 자코비안을 계산하기 위한 설계변수 X 를 다음과 같이 초기하중 F_0'' 와 초기토크 T_0'' 로 선정하였다.

$$X \equiv [F_0''^T \quad T_0''^T]^T \quad (25)$$

식(23)과 식(24)에 나타난 일반력 벡터들의 설계변수 X 에 대한 자코비안 행렬은 다음과 같이 계산된다.

$$Q_{i,X} = \left[\begin{array}{cc} A_i C_{ij} & 0 \\ \tilde{s}_i C_{ij} + A_i^T \tilde{d}_{ij} A_i C_{ij} & C_{ij} \end{array} \right] \quad (26)$$

$$Q_{j,X} = \left[\begin{array}{cc} -A_j C_{ij} & 0 \\ -\tilde{s}_j A_j^T A_i C_{ij} - A_j^T A_i C_{ij} & \end{array} \right] \quad (27)$$

3. 수치 예제

본 논문에서 제안된 해석방법의 정확성을 검증하기 위해 간단한 기구 시스템, 대차 시스템 그리고 동력차 1량에 대한 해석을 수행하였다. 본 논문에서 제시한 방법에 의한 해석결과는 주어진 계에 대해서 구한 초기하중을 ADAMS의 입력정보로 이용하여 수행한 과도해석결과와의 비교를 통하여 검증하였다. 식(11)로 정의된 최적화 문제를 풀기 위해 Conjugate direction 방법[9]을 사용하였다.

3.1 이중진자

Fig. 4는 이중진자를 보여준다.

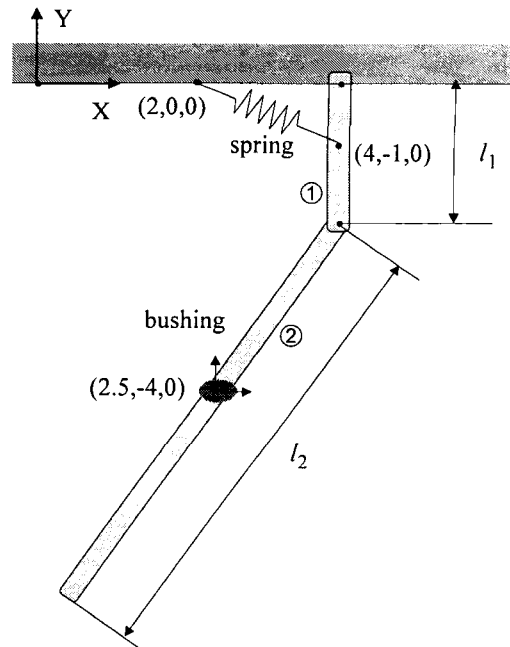


Fig. 4 Double Pendulum

Fig. 4에서 X, Y 는 지면에 고정된 좌표계를 나타내고, 강체 ①과 지면 그리고 강체 ①과 강체 ②는 회전 조인트로 연결되어 있다. 강체 ①은 지면과 스프링으로 연결되어 있고, 강체 ②는 지면과 부싱으로 연결되어 있다. 강체 ①과 강체

②의 질량과 관성 모멘트는 각각 26 kg , 30 kg , $10\text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $10\text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 이다. 강체의 질량중심은 Fig. 4에 나타나 있다. 스프링의 강성은 10 N/m 이고 변형 전 길이는 2 m 이다. 부싱의 위치는 강체 ②의 질량중심이다. 부싱의 특성치는 병진방향 강성이 X, Y, Z 방향 순으로 4 N/m , 9 N/m , 9.5 N/m 이며 회전방향 강성은 $1.1\text{ N}\cdot\text{m/rad}$, $20\text{ N}\cdot\text{m/rad}$, $2\text{ N}\cdot\text{m/rad}$ 이다. 중력가속도는 음의 Y 방향으로 9.81 m/s^2 이다. 해석 결과에 의하면 스프링의 초기하중이 4656 N 이고 부싱의 병진 초기하중이 15010 N , -3450 N , 0 N 이며, 회전 초기하중이 $0\text{ N}\cdot\text{m}$, $0\text{ N}\cdot\text{m}$, $2300\text{ N}\cdot\text{m}$ 이다. 얻어진 초기하중을 스프링과 부싱에 입력하여 과도해석을 수행함으로써 해석의 정확성을 검증하였다. Fig. 5는 정적평형위치에서의 초기하중을 고려하지 않은 경우와 고려한 경우의 강체 ②의 시간에 따른 X 좌표를 나타낸다. 그림으로부터 초기하중을 본 논문에 제시된 최적화 알고리즘에 의해 구하여 고려할 경우 시스템이 정적평형상태에 머무르는 것을 알 수 있다.

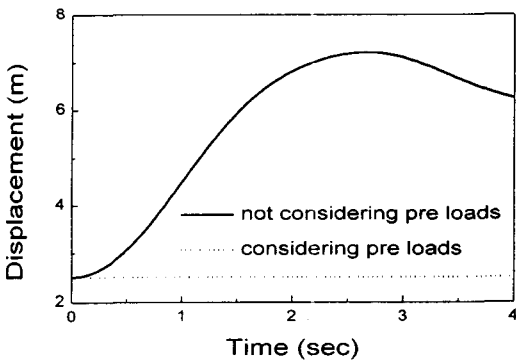


Fig. 5 Displacement of Double Pendulum

3.2 대차 시스템

Fig. 6은 대차 시스템을 보여준다. 대차 시스템은 1개의 대차와 4개의 축 박스 그리고 2개의 휠로 되어 있다. 2개의 축 박스는 각각 1개의 휠과 회전 조인트로 연결되어 있다. 휠은 지면과 접촉되어 있다. 본 연구에서는 모델링을 간단히 하

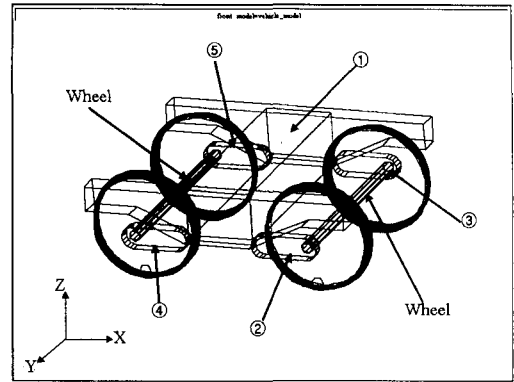


Fig. 6 The Bogie System Configuration

기 위해서 휠 없이 축 박스를 직접 지면과 회전 조인트로 연결하였다. 회전 조인트는 축 박스의 질량중심에 위치하고, 절대좌표계의 Y 축으로 회전 가능하다. 그림에서 강체 ①은 대차, 강체 ②, ③, ④, ⑤는 축 박스이다. Table 1과 Table 2는 대차 시스템을 구성하는 각 강체의 초기위치와 관성값을 나타내고, Table 3과 Table 4는 각 강체들을 연결하는 스프링과 부싱의 장착위치와 강성계수, 감쇠계수를 나타낸다. 여기서, 중력가속도는 Z 의 반대방향으로 9.81 m/s^2 이다. Table 들에서 스프링 요소에서 사용되는 스프링 상수와 감쇠 계수의 단위는 각각 10^6 N/m , $10^6\text{ N}\cdot\text{s/m}$ 이다. 또한, 부싱 등의 요소에 쓰이는 병진방향 강성계수, 회전방향 강성계수, 병진방향 감쇠계수, 회전방향 감쇠계수는 각각 10^6 N/m , $10^6\text{ N}\cdot\text{s/m}$, $10^6\text{ N}\cdot\text{m/rad}$, $10^6\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s/rad}$ 이다. 표에서는 단위가 생략되었다.

Table 1 Initial Bogie System Parts Position

body	position [m]		
	X	Y	Z
1	7	0	0.56
2	8.5	1	0.46
3	8.5	-1	0.46
4	5.5	1	0.46
5	5.5	-1	0.46

Table 2 Inertia Properties of Bogie System Parts

body	mass [kg]	moment of inertia [$kg\ m^2$]		
		I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}
1	2420	1645	2593	3068
2~5	10	5	5	5

Table 3 Connectivity Information and Modulus of the Springs in the Bogie System

No.	connecting bodies	position [m]		
		X	Y	Z
1	1	8.5	1.0	0.877
	2	8.5	1.0	0.609
2	1	8.5	-1.0	0.877
	3	8.5	-1.0	0.609
3	1	5.5	1.0	0.877
	4	5.5	1.0	0.609
4	1	5.5	-1.0	0.877
	5	5.5	-1.0	0.609

spring constant : 0.725

Table 4 Connectivity Information and Modulus of the Bushing in the Bogie System

No.	connecting bodies	position [m]		
		X	Y	Z
1	1-2	8.812	1.0	0.605
2	1-2	8.188	1.0	0.4
3	1-3	8.812	-1.0	0.605
4	1-3	8.188	-1.0	0.4
5	1-4	5.188	1.0	0.605
6	1-4	5.812	1.0	0.4
7	1-5	5.188	-1.0	0.605
8	1-5	5.812	-1.0 <td 0.4	
direction		X	Y	Z
T-stiffness		20.0	4.5	0.25
T-damping		0.122	0.037	0.003
R-stiffness		0.044	0.03	0.473
R-damping		0.0003	0.0	0.0062

Fig. 7은 앞서 제시된 방법에 의해 구해진 초기하중을 스프링과 부싱에 적용하여 과도해석을 수행한 경우 대차의 질량중심의 시간에 따른 Z 좌표를 보여준다. 해석결과는 시간에 따른 좌표의 변화가 없음을 보여주는데, 시스템의 정적평형위치에서의 초기하중을 최적화 모듈이 정확히 찾아냈음을 보여준다.

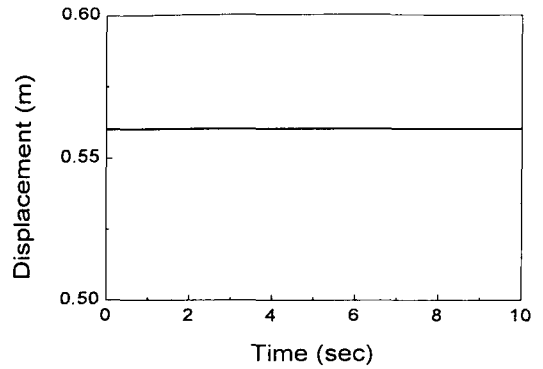


Fig. 7 Displacement of Bogie in the Direction of Z

3.3 동력차량 시스템

Fig. 8은 동력차량을 보여준다. 동력차량은 한 차체와 앞서 사용된 대차 시스템 두 개로 구성된다.

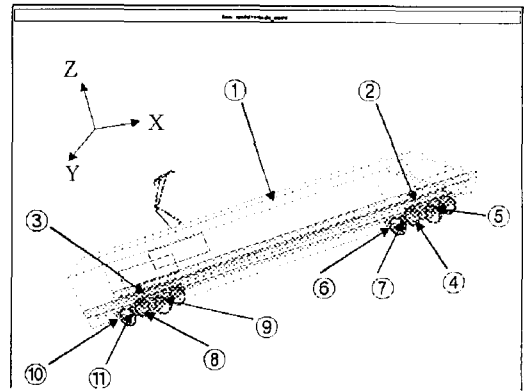


Fig. 8 Power Car Configuration

Fig. 8에서 강체 ①은 차체이고, 강체 ②와 ③은 대차이다. 강체 ④~⑦과 강체 ⑧~⑪은 두 대차에 속한 축 박스들이다. Table 5에는 이 강체들의 질량 중심의 초기위치가 나타나 있으며 (모든 강체의 자세를 나타내는 오일러 각도는 0 임), 이들의 관성에 관한 데이터는 Table 6에 정리되어 있다. Table 7 ~ Table 11은 차체와 대차 사이에 위치한 현가요소의 장착위치와 강성 계수, 감쇠계수를 나타낸다. 이 중에서 Table 7,

8, 9, 11에 나타나 있는 현가요소들은 Y축에 대해서 대칭이므로, 양의 Y축 값만을 표기하였다. 여기서, 중력가속도는 Z방향 $-9.81 m/s^2$ 으로 작용한다. Table들에 사용된 단위는 대차 시스템에 사용된 단위와 동일하다. 대차와 축 박스 사이의 현가요소들의 장착위치와 특성치는 예제 3.2의 대차 시스템에 사용된 것과 동일하다.

Table 5 Initial Power Car Parts Position

body	position [m]		
	X	Y	Z
1	0	0	1.72
2/3	7 / -7	0	0.56
4/5	8.5	1 / -1	0.46
6/7	5.5	1 / -1	0.46
8/9	-5.5	1 / -1	0.46
10/11	-8.5	1 / -1	0.46

Table 6 Inertia Properties of Power Car Parts

body	mass [kg]	moment of inertia [$kg m^2$]		
		I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}
1	54960	59400	1132800	1112900
2~3	2420	1645	2593	3068
4~11	10	5	5	5

Table 7 Connectivity Information and Modulus of the Vertical Oil Damper in the Power Car

No.	connecting bodies	position [m]		
		X	Y	Z
1	1	6.065	1.160	1.115
	2	6.065	1.160	0.978
2	1	-7.935	1.160	1.115
	3	-7.935	1.160	0.978

spring constant : 20
damping coeff. : 0.02

Table 8 Connectivity Information and Modulus of Anti-Yaw Oil Damper in the Power Car

No.	connecting bodies	position [m]		
		X	Y	Z
1	1	7.743	1.285	0.525
	2	7.000	1.285	0.510
2	1	-6.257	1.285	0.525
	3	-7.000	1.285	0.510

spring constant : 20
damping coeff. : 4.23

Table 9 Connectivity Information and Modulus of the Horizontal Oil Damper in the Power Car

No.	connecting bodies	position [m]		
		X	Y	Z
1	1	7.0	0.51	0.740
	2	7.0	1.03	0.722
2	1	-7.0	0.51	0.740
	3	-7.0	1.03	0.722

spring constant : 20
damping coeff. : 0.1

Table 10 Connectivity Information and Modulus of the Bushing

No.	connecting bodies	position [m]		
		X	Y	Z
1	1-2	7.0	0.0	0.46
2	1-3	-7.0	0.0	0.46

X-direction T-stiffness : 10.29

Table 11 Connectivity Information and Modulus of the Elastic Bearing

No.	connecting bodies	position [m]		
		X	Y	Z
1	1-2	7.267	1.025	0.9
2	1-2	6.733	1.025	0.9
3	1-3	-6.733	1.025	0.9
4	1-3	-7.267	1.025	0.9
direction		X	Y	Z
T-stiffness		0.634	0.151	0.151
T-damping		0.004	0.0013	0.0042
R-stiffness		152.51	10.1	152.51
R-damping		22.9	0.008	2.0

Fig. 9는 제시된 방법에 의해 구해진 현가요소 의 초기하중을 고려한 경우 동력차와 전후 대차

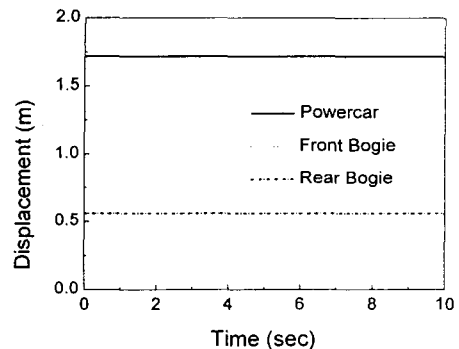


Fig. 9 Displacement of Power Car System in the Direction of Z

의 질량중심의 시간에 따른 Z좌표를 보여준다.

해석의 결과로부터 시스템의 정적평형 위치에
서의 초기하중을 최적화 모듈이 정확히 찾아냈
음을 알 수 있다.

4. 결론

본 논문에서는 열차 시스템의 초기 입력위치
에서 정적평형상태를 유지하기 위해 현가요소의
초기하중을 구하는 해석알고리즘을 제시하였으
며, 편속도행렬을 이용함으로써 현가요소의 초기
하중을 구하는 문제를 구속조건을 갖지 않는 최
적화 문제로 변환하였다. 수치예제를 통하여 본
연구에서 제안한 방법이 열차동역학과 같은 문
제들에 대해 잘 적용함을 보였다. 본 논문에 제
시된 방법은 열차 시스템과 같이 과도해석을 위
한 초기위치가 정적평형상태를 유지하여야하는
경우에 절실히 요구되며 현가요소의 설계시 현
가요소의 초기하중 및 변형 전 압축길이의 계산
에도 사용될 수 있다.

후기

본 논문은 건설교통부, 산업자원부, 과학기술
부의 후원으로 선도기술개발사업으로 수행되는
고속전철기술개발사업에서 지원을 받아 수행된
연구 결과의 일부임을 밝히며, 이에 관계자께 감
사드립니다.

참고문헌

1. "ADAMS/Rail ver. 8.2 manual", 1995, Mechanical Dynamics.
2. 박정훈, 유홍희, 황요하, "케인의 다물체동역학에서 주어진 정적평형상태의 시스템 매개변수를 계산하기 위한 최적화 알고리즘", 한양대학교 기계기술연구 논문집, 제 4권, 제 1호, pp21~28
3. 최용철, 유완석, 1997, "차량동역학 해석 프로그램 AUTODYN7의 부상 모듈 개발", 한국자동차 공학회 1997년도 춘계학술대회 논문집, pp191~196.
4. Parviz E. Nikraves, 1988, "Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems", Prentice-Hall International, Inc.
5. 박정훈, 유홍희, 황요하, 배대성, 1997, "케인 방법을 이용한 구속 다물체계의 동역학 해석", 대한 기계학회 논문집(A), 제21권, 제12호, pp 2156-2164
6. T. R. Kane, D. A. Levinson, 1985, "DYNAMICS : Theory and Application", Mcgraw-Hill.
7. R. A. Wehage, and E. J. Haug, 1982, "Generalized Coordinates Partitioning for Dimension Reduction in Analysis of Constrained Dynamic Systems", *J. Mechanical Design*, vol. 104, pp247-255.
8. G. N. Vanderplaats, 1984, "Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with Applications", McGraw-Hill.
9. R. Fletcher, 1987, "Practical Methods of Optimization", John Wiley & Sons.