

# 실제 분기기 형상을 고려할 수 있는 동특성 해석 프로그램 개발

## Development of the Turnout Dynamic Analysis Program Considering its own Shape

정우진\* · 양신추\*\*

Chung, Woo-Jin and Yang, Shin-Choo

**Key Words** : Turnout(분기기), Lateral Impact Force of Wheel(배면횡압), Weighting Function(보상함수)

### ABSTRACT

The The KNR(Korean National Railroad) has a speed limit regulation(130km/h) for the train passing the turnout to guarantee a safety. Since that speed is set as below the maximum commercial speed(140km/h), it has been regarded as a major factor to obstacle the total efficiency. The crossing rail part of the turnout system is formed into a antisymmetric, furthermore, there are several discontinuous part. Thus, measuring the strain signals of this part is impossible actually and it must be in the most difficult work related the turnout research. In this research, the program that can anticipate the signals at the various conditions with considering its own shape was developed and the preciousness of its results had been examined by comparing analyzed and measured ones at the other parts. The simulation was performed with varying the factors such as train speed and contact depth. As a results, it was proved that the regulation was not useless and very important guide at least up to now.

### 1. 서 론

철도차량은 일반 도로를 자유롭게 주행하는 차량들과 달리 선로(track) 부설방향으로만 진행할 수 있다. 따라서 이웃한 선로로 철도차량의 위치를 이동시키기 위해서는 분기기라는 별도의 이송장치가 필요하다.

분기기는 그 종류에 따라 약간씩 차이가 있으나 기본적으로 주레일(main rail), 텅레일(toung rail), 크로싱 레일(crossing rail) 그리고 가드레일(guard rail) 등과 같이 여러 형상의 레일들로 이루어진 복잡한 장치이다. 각각의 레일들이 이어지는 부위에는 레일의 연속성이 잠시 중단되는 절연부(discontinuity)가 존재하며 동시에 차량 진행방향으로도 이들 레일의 형상이 좌우 그리고 상하방향으로 연속적으로 변동하는 구조를 가지고 있다.

상기한 이유로 철도 차량이 분기기를 안전하게 그리고 보다 빠르게 통과시키는 방법을 찾는 것은 철도관련 연구자들의 오랜 숙원이 되어왔다.

분기기는 구성 레일의 일부를 제외한 대부분의 레일이 비대칭형이므로 실험을 통해 차량통과시 분기기의 거동변화를

직접 예측하는 것은 불가능하다고 알려져 있다.

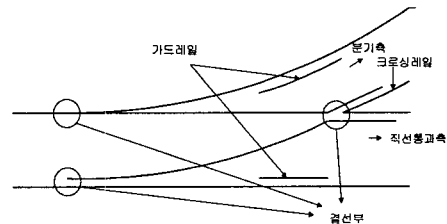


Fig. 1 분기기 개략도

Fig. 1은 분기기 구성에 대한 개략도를 보여주고 있다. 일본의 철도충연(RTRI)에서는 이런 실험상 난점에 대한 대안으로 가드레일과 차륜(wheel)이 충돌하는 깊이, 즉 유도량(induction depth)을 측정하여 이를 안전도로 환산하는 방법을 제시한 바 있다.

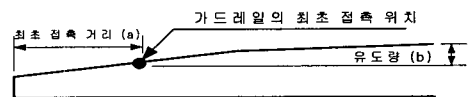


Fig. 2 유도량 산출 방법

그러나 이 방법 역시 분기기의 동적 거동을 관찰하기 위해서는 많은 시간과 비용을 투자하여 차량의 주행조건과 선

\* 한국철도기술연구원 차량기계연구본부  
E-mail : wjchung@krri.re.kr  
Tel : (031) 400-5208, Fax : (031) 400-5279

\*\* 한국철도기술연구원 궤도토목연구본부

로의 일부구조를 변경시키는 인위적 실험환경을 조성해야 하는 어려움이 있다.

최근에는 가드레일과 차륜을 매우 단순화시킨 후, 이들의 동적 거동을 수치해석적 방법을 통해 예측하는 방법이 많이 사용되고 있다. 이 방법은 유도량 계측실험이 최소화 될 수 있으며 간단한 운동방정식의 해석을 통해 분기기의 대략적인 동특성 변화를 예측할 수 있다는 장점이 있으나 차량의 주행 안정성을 저해시키는 주요 원인들인 레일의 절연부와 분기기 레일의 복잡한 형상들을 해석에서 고려할 수 없다는 약점을 가지고 있다.

본 연구에서는 상기한 방법들의 단점들을 보완할 수 있는 방법, 즉, 실제 분기기의 모든 형상을 고려하면서도 차량이 분기기를 통과할 때의 안정성 변화를 예측할 수 있는 방법을 제시하고자 하였다. 수치해석 단계에서 분기기 레일의 복잡한 형상을 정확히 모델링하여 충격력을 구하는 이 방법은 분기기 구조변경이 있어도 분기기의 한계성능을 종합적으로 예측할 수 있기 때문에 향후 분기기의 개방작업 수행 시 유용하게 이용될 수 있을 것으로 판단된다.

## 2. 수치해석 방법

### 2.1 모델구성

분기기 레일들과 차륜의 형상은 실제 형상 그대로 3차원 CAD작업에 의해 재현되었다. 실제 분기기를 구성하는 요소들은 모두 탄성체이나 이를 모두 시간적분을 통해 해석하기에는 적분시간(integration time)이 지나치게 많이 소요되어 적절치 못하다고 판단하였다.

본 연구에서는 분기기 레일들과 차륜모델들을 강체로 간주하여 해석체의 크기를 줄이고자 하였다. 이와 함께 차량이 분기기를 통과할 때의 동특성 변화해석을 강체간의 접촉 문제로 가정함으로써 상용 explicit 적분모델을 이용하여 수행된 수치해석 시간이 크게 절약될 수 있었다. 해석모델을 강체로 가정할 경우 변형체간의 접촉에 따른 접촉압력 및 접촉면적은 구할 수 없으나 대신 접촉으로 인하여 발생하는 작용력은 구할 수 있다. 본 연구에서는 이 방법을 통해 가드부의 배면횡압 및 크로싱부에서의 작용 충격력을 구하였으며 각 해석모델들을 모듈화 함으로서 설계작업시 필연적으로 필요한 작은 모델변경요구에도 신속히 대응할 수 있도록 하였다.

### 2.2 기본이론

#### (1) 시간 적분법

수치해석에는 시간적분법이 사용되었다. 우선 등속 운동을 하는 열차의 운동 방정식은 행렬형태를 이용하여 식(1)과 같이 간략히 표현될 수 있다.

$$[M] \{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} + \{f\}_{t+\Delta t} = \{P\}_{t+\Delta t} \quad (1)$$

여기서

$[M]$  : 해석 모델의 질량 행렬

$\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}$  : 시간  $t+\Delta t$  에서의 가속도

$\{f\}_{t+\Delta t}$  : 시간  $t+\Delta t$  일때, 해석모델에 작용하는 내력 (Internal Force)

$\{P\}_{t+\Delta t}$  : 시간  $t+\Delta t$  일때, 해석모델에 작용하는 외력 (External Force)

식(1)에서 해석 모델의 내력을 나타내는  $\{f\}_{t+\Delta t}$  은 해석 모델의 변위와 속도 항을 포함하고 있으며 이 변위와 속도 항을 표현하는 방법에 따라 시간 적분 방법이 구분된다. 시간 적분 방법 중 가장 많이 사용되는 방법의 하나인 Newmark 방법은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \{u\}_{t+\Delta t} &= \{u\}_t + \Delta t \{\dot{u}\}_t + \Delta t^2 \left[ \left( \frac{1}{2} - \beta \right) \{\ddot{u}\}_t + \beta \{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} \right] \\ \{\dot{u}\}_{t+\Delta t} &= \{\dot{u}\}_t + \Delta t [(1-\gamma)\{\ddot{u}\}_t + \gamma \{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}] \end{aligned} \quad (2)$$

식(2)에서  $\beta$ 와  $\gamma$ 는 시간 적분 알고리즘의 안정성과 정확성을 결정하는 인자들로서  $\gamma \in (0, 1]$ ,  $\beta \in (0, \frac{1}{2})$ 인 범위 내에서 유효하다. 식(2)에서  $\gamma = 1/2$  인 경우에는 시간적분방법이 2차의 정확도를 갖게되고  $\gamma = 1/2$ ,  $\beta = 1/4$  인 경우에는 2차의 정확도를 갖는 시간 적분 방법이 시간 증분의 크기에 상관없이 안정적인 해를 구할 수 있다고 알려져 있다. 이 방법을 흔히 사다리꼴 공식이라고 일컫는다. 만약  $\gamma = 1/2$ ,  $\beta = 0$  이라면 2차의 정확도를 갖는 시간 적분 방법은 명시적(explicit)이 되며 중앙 차분법(Central Difference Method)이라 일컫는 방법이 된다. 이 경우 식(2)는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \{\dot{u}\}_t &= \frac{1}{2\Delta t} (\{u\}_{t+\Delta t} - \{u\}_{t-\Delta t}) \\ \{\ddot{u}\}_t &= \frac{1}{\Delta t^2} (\{u\}_{t+\Delta t} - 2\{u\}_t + \{u\}_{t-\Delta t}) \end{aligned} \quad (3)$$

식(3)을 이용하여 식(1)의 운동 방정식을 풀게 되면 다음과 같은 형태가 이루어지게 된다.

$$\begin{aligned} \{\ddot{u}\}_t &= [M]^{-1} (\{P\}_t - \{f\}_t) \\ \{\dot{u}\}_{t+\frac{\Delta t}{2}} &= \{\dot{u}\}_{t-\frac{\Delta t}{2}} + \frac{(\Delta t_{t+\frac{\Delta t}{2}} + \Delta t_t)}{2} \{\ddot{u}\}_t \\ \{u\}_{t+\Delta t} &= \{u\}_t + \Delta t_{t+\frac{\Delta t}{2}} \{\dot{u}\}_{t+\frac{\Delta t}{2}} \end{aligned} \quad (4)$$

식(4)에서 해석 모델의 내력  $\{f\}_t$  는 변위와 속도의 함수이므로 시간  $t$ 에서의 변위는 쉽게 알 수 있으나 속도는 시간  $t-\Delta t/2$  에서의 값을 알 수 있게된다. 따라서 다음과

같은 추정을 적용한다.

$$\{N\}_t = \{K(\{u\}_t, \{u\}_{t-\Delta t})\} \quad (5)$$

식(4)와 (5)를 이용하면 특정 순간  $t$ 에서의 변위와 속도만 알고있어도 그 순간에서의 가속도를 명시적으로 얻을 수 있게되며 또한 현 순간  $t$ 에서의 변위, 속도, 가속도로부터  $\Delta t$  만큼의 시간 증분 상태에서의 변위와 속도를 명시적으로 얻게 된다. 이와 같은 방법을 명시적 시간 적분법(explicit time integration method)이라 일컬으며 본 연구에서는 이 방법을 시간적분법으로 사용하였다.

## (2) 벌칙 함수법

두 접촉면에서의 작용력을 구하기 위해 본 연구에서는 벌칙 함수법(penalty method)을 사용하였다. 벌칙 함수법은 강체 간 또는 변형체 간의 접촉 해석 시 흔히 사용되는 방법이다. 벌칙 함수법은 접촉이 정의된 두 표면(surface) 사이에 스프링들이 배치되어 있는 것으로 가정한 후 두 표면 사이의 거리에 따라 스프링 강성을 조절하는 방법이다.

만약 두 표면이 서로 떨어져 있다면 두 표면 사이에 존재하는 스프링 강성을 0 또는 매우 작은 값을 적용함으로써 두 표면이 각자 자유롭게 움직일 수 있도록 하여 준다. 반면에 두 표면이 서로 접근하여 침투하는 경우가 발생할 때에는 두 표면 사이에 존재하는 스프링 강성을 크게 높임으로써 두 표면 사이에 서로 밀쳐내는 힘이 작용되도록 한다. 본 방법을 이용한 해석 시 해석 모델의 일부가 서로 침투하는 현상이 발생할 가능성이 있으나 이러한 현상은 적절한 시간 증분의 선택과 벌칙값(penalty parameter)의 지정을 통하여 최소화할 수 있다.

벌칙 함수법의 경우 적절한 벌칙값을 지정하는 것이 해석 성공의 관건이 될 수 있다. 만약 벌칙값의 크기가 지나치게 작을 경우 접근하는 두 표면이 서로 침투하는 양이 크게 발생하게 되므로 실제 상황과는 크게 다른 해석이 될 수 있다. 반면에 벌칙값의 크기가 지나치게 클 경우에는 두 표면이 접촉과 비접촉이 반복되는 형태의 채터링(chattering) 현상이 발생할 가능성이 높아진다.

본 연구에서 사용된 상용 explicit 모델은 강체 간의 접촉 해석 시에는 벌칙 함수법을 적용하여 해석을 수행하지만 해석이 진행되는 상황에 따라 적절히 벌칙값을 조절하여 주므로 큰 어려움 없이 접촉 해석을 수행할 수 있다.

## 2.3 접촉부 모델링

일반적으로 유한 요소 해석 프로그램에서 접촉 해석을 수행하고자 할 경우에는 보다 정확한 접촉 조건 파악을 위하여 접촉이 이루어지는 부분의 요소 크기를 매우 작게 하여 접촉 조건의 변화를 관찰하는 것이 일반적이다. 이는 유한 요소 해석 방법이 하중의 작용점을 각 요소(element)를 구

성하는 절점(node)에서 작용하는 것으로 인지하기 때문이다. 본 해석과 같이 열차가 궤도 상을 이동하는 현상을 해석하고자 할 경우, 궤도 길이 방향으로 절점들이 촘촘히 존재하여야만 접촉 하중의 변화를 계산할 수 있다.

본 과제에서는 시간적분법에 사용된 상용 explicit 모델 이외에 “general contact algorithm”이라 불리는 자동 접촉 모델링 방법을 해석에 사용하였다. 이 방법을 사용하면 일일이 접촉면을 설정할 필요 없이 해석을 진행하면서 접촉이 일어날 가능성이 있는 부분을 찾아서 접촉 조건을 자동으로 설정해주므로 해석의 편의성이 증대된다. 또한 이 자동 접촉 모델링 방법을 사용하면 모서리(edge) 간의 접촉문제도 해석이 가능하기 때문에 궤도와 같이 길이 방향으로 일정 단면을 갖고 있는 물체의 모델링 시 길이 방향으로 절점 수가 많지 않더라도 해석이 가능하다.

자동 접촉 모델링 방법의 경우 접촉 부위에 대한 기구학적 구속 조건(kinematic constraint method)을 적용할 수 없으나 대신 벌칙 함수법을 적용하면 접촉 부위를 모델링할 수 있다.

## 2.4 모델제원

Fig. 3은 열차가 분기기 크로스부를 통과할 때 차륜과 차체, 레일, 가드레일 및 워레일 간의 관계를 모델링한 Fig.이다. 분기기의 작용력은 차량의 2차현가 장치나 대차 상부의 구조보다는 1차현가장치 및 스프링 하 질량에 더 큰 영향을 받으므로 수학적 이론모델에서와 같이 차량은 1차 현가장치와 등가질량을 가지는 차축으로 모델링하였다.

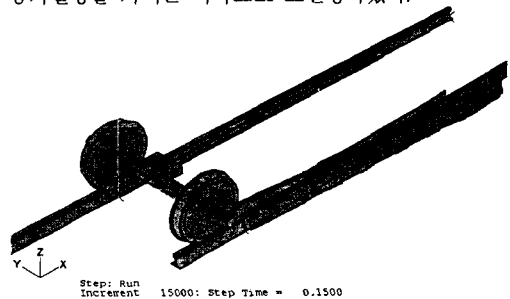


Fig. 3 수치해석 모델

수치해석에 사용된 차량모델은 디젤 기관차였으며 이 차량 모델과 관련된 물성치 정보들은 표 1과 2에 정리되어있다. 차륜과 차축은 일체형으로 모델링되었으며 열차와 차축 사이에는 스프링 및 댐퍼로 모델링이 연결되도록 하였다. 가드레일의 경우 횡 방향 강성이 배면횡압과 큰 관련이 있으므로 지면과는 스프링으로 지지되어있는 것으로 모델링하였다. 본 연구에서 실시된 가드레일 횡방향 탄성계수 측정 실험에서는 가드레일 자체의 변위를 기준으로 탄성계수를 측정하였으므로 가드레일의 각 부의 변위를 종합적으로 고

려한 가드레일의 평균 횡방향 탄성계수를 얻을 수 없었다. 대신 일본 RTRI에서 동일한 목적으로 실시된 실험결과 중에서 가드레일 자체의 변위만으로 도출된 횡방향 탄성계수가 본 연구의 실험결과와 매우 유사하였으므로 RTRI에서 채택한 평균 탄성계수값인 20MN/m를 본 장의 수치해석에서도 입력값으로 사용하였다.

표 1 차체 모델의 질량과 관성 모멘트

항 목	물성치
차체 질량	80.9 ton
보기(Bogie) 질량	10.8 ton
차량 관성 모우멘트 (Ixx)	97.8 kg/m <sup>2</sup>
차량 관성 모우멘트 (Iyy)	2589.5 kg/m <sup>2</sup>
차량 관성 모우멘트 (Izz)	2589.5 kg/m <sup>2</sup>

표 2 차체 현가장치 구성 스프링 계수와 댐핑 계수

항 목	물성치
스프링 강성 (Kyy)	0.82 MN/m
스프링 강성 (Kzz)	1.19 MN/m
댐핑 계수 (Cyy)	0.05 MNsec/m
댐핑 계수 (Czz)	0.05 MNsec/m

접촉 상태를 보다 정확히 파악하기 위하여 차륜 모델의 경우 레일과의 접촉부에 요소를 조밀하게 배치하였으며 위치에 따라 단면 형상이 변화하는 가드 레일과 크로스부 또한 요소를 조밀하게 하여 접촉부 형상이 비교적 자세히 표현될 수 있도록 하였다.

해석시 인위적인 유도량을 발생시키기 위하여 차축을 횡 방향으로 수평 이동한 후 모델링하였다. 이때 해석 초기 모델에서 인위적인 침투가 존재하지 않도록 차축을 수직 방향으로 이동하였다. Fig. 4는 이와 같이 위치 이동된 초기 해석 모델을 나타내고 있다. Fig. 4에서 알 수 있듯이 차축의 이동 방향에 존재하는 차륜과 레일의 경우 해석 초기 모델에서 최대한 가까이 접근한 상태가 되지만 차축의 이동 방향과 반대 방향에 존재하는 차륜과 레일의 경우 부딪히게 될 사이의 간격이 벌어지게 된다. Fig. 5는 이러한 상황을 보다 자세히 나타내 준다. 이는 해석 초기 모델 구성 시 인위적인 유도량이 존재하는 상태에서 양 차륜과 레일이 정확히 접촉한 상태가 되도록 모델링함에 어려움이 따르기 때문이다. 해석 초기 가드레일 방향 차륜이 레일과 분리된 상태가 되므로 두 부분이 정상적인 접촉이 이루어지도록 해석 초기 단계에서 차축을 수직 방향으로 이동시키는 작업이 필요하다. 차축에는 차축 자체의 자중이 작용할 뿐만 아니라 서스펜션을 통하여 차량의 자중 또한 작용하게 되므로 이의 작용으로 인하여 양 차축과 레일은 빠른 속도로 안정적인 접촉 상태를 유지하게 된다.

해석 모델에서 크로스부와 각 레일들은 강체 기준점에 고정되도록 하였다. 따라서 반력은 이곳에서 계산될 수 있다. 차륜의 유도량은 해석 초기 모델에서 횡 방향으로 차축을 이동시켜 설정할 수 있으나 차륜이 레일 상을 이동하는 과정에서 다소간의 횡 방향 변위가 발생할 수 있으므로 차륜과 가드 레일 간의 접촉이 발생하는 시점에서 정확한 유도량을 확인할 필요가 있다.

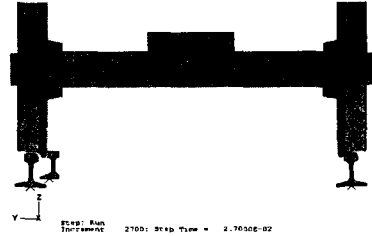


Fig. 4 해석 모델 단면 형상

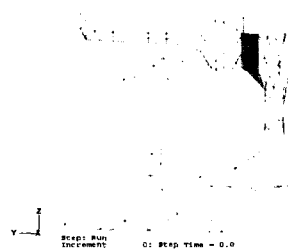


Fig. 5 해석 모델 단면 형상 상세부

### 3. 수치해석 결과

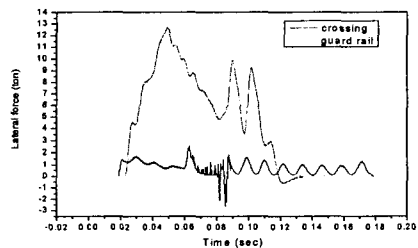


Fig. 6 가드레일과 크로스부의 배면회압 비교

Fig. 6은 수치해석을 통해 나온 대표적인 가드레일과 크로스부의 배면회압 결과를 도시하고 있다. 본 장에서 주된 수치해석 목적은 실험으로 실측할 수 없었던 크로스부의 작용력 경향을 파악하는 것에 있다.

수치해석의 결과에 대한 신뢰성을 확보하기 위하여 실험치와 결과를 비교하여 보았다. Fig. 7은 수치해석결과와 실험

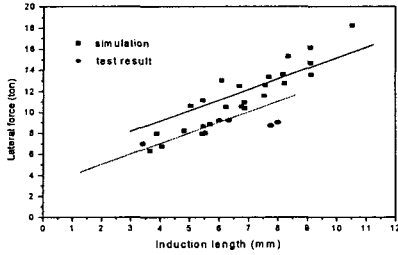


Fig. 7 실험 측정치와 수치해석 결과비교

험 측정치 사이의 관계를 도기한 결과이다. 수치해석에 사용된 차량 모델이 디젤 기관차였으므로 실험결과 중 디젤 기관차와 관련된 배면횡압 결과만을 따로 정리하였다. 결과를 보면 유도량이 커지면서 두 결과 사이에는 일정한 비율의 오차가 발생됨을 알 수 있다. 그러나 실험과 수치해석 결과 모두 유도량과 비례관계를 보이고 있으므로 이 정도의 오차는 적절한 보상함수(weighting function)의 선택을 통해 상쇄될 수 있을 것으로 보이며 초기 설계 단계에서 이 결과를 이용하는 것에는 큰 무리가 없을 것으로 판단된다.

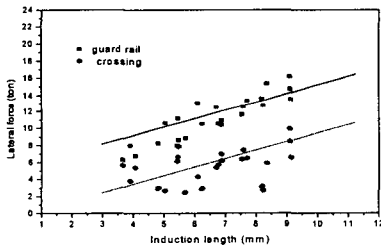


Fig. 8 유도량에 따른 배면횡압의 변화

Fig. 8은 개발된 프로그램을 이용하여 실험으로는 측정할 수 없었던 열차통과 시 분기기의 크로스부에 발생하는 배면횡압의 크기를 가드레일부의 배면횡압과 함께 도기한 것이다. 이 분석 그래프는 차량 주행속도와 상관없이 유도량이 증가되면 가드레일과 크로스부에 작용하는 배면횡압이 동시에 커지게 될 것이라는 사실을 보여주고 있으며 이런 결과는 그간 발표된 연구결과와도 일치하는 것이다. 그래프에 도시된 일부 결과가 전체적인 경향과 다른 것은 본 프로그램에서 사용된 차량과 레일의 형상이 상당한 비선형적 요소를 포함하고 있는 실제 차량과 레일을 그대로 모사하였기 때문인 것으로 판단된다.

향후 연구를 통해 실험자료를 보다 다양한 경우에 대하여 충분히 모을 수 있다면 실험결과와 수치해석 결과와의 유사성을 파악하고 지금보다 정확한 수치해석 모델을 만드는 데

큰 도움이 될 것이라고 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서 제시된 수치해석 방법을 사용하여 실험으로 는 측정하기 곤란한 분기기의 각부의 동특성 변화를 쉽게 예측할 수 있었다. 특히 복잡, 다양한 분기기 레일의 형상을 그대로 해석에 고려할 수 있는 방법을 제시함으로써 차량이 분기기를 통과할 때 마모나 파손 등과 같은 인자들이 어떤 영향을 서로에게 미치는지 예측할 수 있는 프로그램을 개발하였다는 것이 본 연구의 가장 큰 성과라고 할 수 있다.

향후 보다 다양한 차종과 구조를 가진 분기기를 대상으로 실험을 수행할 수 있게 된다면 탄성체 해석모델을 강제로 가정함으로써 발생하는 구조적 오차를 최소화할 방법을 찾을 수 있을 것으로 판단된다.

또한 이 프로그램은 분기기 설계 및 구조변경에 유용하게 사용될 수 있을 것이다.

#### 후 기

본 논문은 철도청 국가개발 사업인 철도기술연구개발사업 중 “분기기 성능개선을 통한 기존선 속도향상 방안연구”의 연구 결과물이며 이 지면을 통해 관계자님께 감사의 뜻을 전하고자 합니다.

#### 참 고 문 헌

- (1) 정우진, 양신추, 강윤석, 2001, “새로운 레일규격 제정을 위한 기초검토,” 추계학술대회 논문집, 한국철도학회, pp. 467-474
- (2) Vijay K. Garg and Rao V. Dukkipati, 1984, “Dynamics of Railway Vehicle System,” Academic Press
- (3) Coenraad Esveld, 2001, “Modern Railway Track,” MRT-Productions
- (4) 田中宏昌, 1998, “東海道新幹線の保線,” (社)日本鐵道施設協會
- (5) 須田征男, 1997, “新しい線路-軌道の構造と管理-,” (社)日本鐵道施設協會
- (6) 佐藤吉彦, 1998, “分岐器 技術と 最近の 發展,” 철도저널 No.648
- (7) 鬼 憲治, 1990, “고속화에 대한 분기기 구조의 개량,” RTRI REPORT Vol. 4, No.2, 1990
- (8) DB Netz AG, 2002, “The Present Turnout in Germany,” DB Netz AG
- (9) 서사범, 1999, “선로공학, 삶과꿈
- (10) 須田征男 外, 1997, “新しい線路,” 日本鐵道施設協會
- (11) 佐藤吉 外, 1995, “線路工學,” 西櫻印刷株式會社
- (12) 鬼憲治, 1997, “分岐器構造解析の研究,” 新路線 pp.30~32