

軌道曲線部におけるバラスト道床繰返し変形解析のための動的作用力の評価解析

新潟大学大学院自然科学研究科 学生員 井上 翔陽
新潟大学工学部 正会員 紅露 一寛

1. はじめに

国内外の鉄道で多用されているバラスト道床では、砕石粒子の集合体であることから、車両走行に伴う繰返し荷重の作用によってバラスト道床に道床沈下などの不可逆変形が発生し、軌道狂い・軌道破壊へ進展していく。バラスト道床の沈下量評価や繰返し変形の定量予測においては、バラスト道床に作用する外力を定量評価して解析条件として与える必要がある。特に、軌道破壊の発生・進展が特に懸念されるレール継目などの軌道剛性不連続箇所を対象とした場合には、軌道系の衝撃応答の影響が無視できず、動的作用の影響を考慮したうえで作用外力を評価する必要がある。そのため、これまで国内外の研究者・技術者によって、車両・軌道系の連成振動解析モデルが提案されており、数値シミュレーションも多数試みられてきたが、いずれの評価も直線軌道を対象としたものである¹⁾。軌道曲線部にはカントが存在するため、3次元解析が避けられない軌道曲線部の道床の不可逆変形の予測は未着手となっている。そこで本研究では、曲線軌道部の道床沈下解析における作用外力の評価を目的として、有限要素法に基づき車両走行時の軌道曲線部の振動解析を試みる。

2. レールのモデル化と有限要素による離散化

本研究では、軌道曲線部のレールは、曲率半径が非常に大きく、レールの変形に対する曲率を無視し、はりの長軸(x 軸)を円周方向、座標軸(y, z)を軌道横断方向と鉛直方向に設定し、軸力・曲げ・ねじりを考慮したはりとして動的応答を評価する(図1)。まず、図1の座標系のもと、軸力、曲げ、

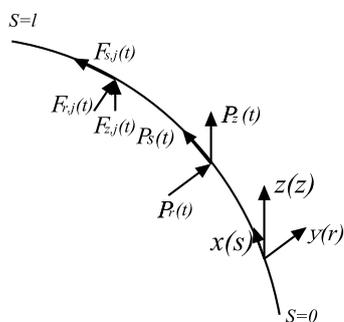


図1 円弧状レールモデル

ねじりを考慮したはりの運動方程式について考える。はりの変形は、平面保持の仮定、曲げによるせん断ひずみ零仮定、

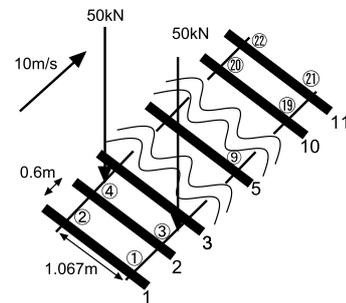


図2 解析モデル

Saint-Venant のねじり理論のもと、Hamilton の原理により、軸力、曲げ、ねじりを考慮した運動方程式を次式で与える。

$$\begin{aligned} & \int_0^l (\rho A \delta u \ddot{u} dx + \rho A \delta v_s \ddot{v}_s \\ & \quad + \rho A \delta w_s \ddot{w}_s + \rho I_{\psi} \delta \psi_s \ddot{\psi}_s) dS \\ & + \int_0^l E (A \delta u' u' + I_{yy} \delta v_s'' + I_{zz} \delta w_s'' w_s'') dS \\ & + \int_0^l (EI_w^{(s)} \delta \psi_s'' \psi_s'' + GK \delta \psi_s' \psi_s') dS \\ & = \int_0^l (q_x \delta u + q_y \delta v_s + q_z \delta w_s) dS \\ & \quad + \delta \psi_x (m_{yz} + q_y e_z + q_z e_y) dS \end{aligned} \quad (1)$$

なお、式(1)の右辺の外力 \mathbf{q} については、軌道におけるレール(図1)のように、集中荷重として与えると次式であらわすことができる。

$$\begin{aligned} \mathbf{q} &= \delta(s - s_o - ct) \mathbf{P}(t) + \sum_{j=1}^{n_s} \delta(s - s_j) \mathbf{F}_j(t) \\ m_{yz} &= \sum_{j=1}^{n_s} \delta(s - s_j) M_{s,j}(t) \end{aligned} \quad (2)$$

ここで、 s は j 番まわらぎまでの距離、 \mathbf{P} はレール車輪接触力、 \mathbf{F}_j は j 番まわらぎ位置でのレール反力(軌道パッド作用力)の s, r, z 軸方向成分であり、 $M_{s,j}$ は j 番まわらぎで S 軸まわりの反力モーメントである。

次に、式(2)を有限要素法を用いて離散化する。変位応答 u, v_s, w_s とその仮想変位 $\delta u, \delta v_s, \delta w_s$ に有限要素近似を導入しまとめると、次の方程式を得る。

$$\begin{aligned} & [\mathbf{M}] \{\ddot{\mathbf{U}}\} + [\mathbf{K}] \{\mathbf{U}\} \\ & = [\mathbf{T}_c(S_0 + ct)]^T \{\mathbf{P}(t)\} + \sum_{j=1}^{n_s} [\mathbf{B}(s_j)]^T \{\mathbf{F}_j\} \end{aligned} \quad (3)$$

Key Words: 軌道曲線部, 軌道振動解析, 曲げねじり要素, バラスト道床
連絡先: 〒950-2181 新潟市西区五十嵐二の町 8050 番地 TEL: 025(262)7274, FAX: 025(262)7274

ここで, $[M]$, $[K]$ はそれぞれレールの質量行列, 剛性行列である.

3. 軌道パッドのモデル化

軌道パッドは, レール締結位置でのレール底面とまくらぎ上面の間に挿入されているゴム製の緩衝材である. 本研究では, 軌道パッドの作用力は, 既往のたわみ振動解析と同様, Voigt ユニットを用いて評価する.

$$\begin{aligned} F_{s,j} &= k_{rp,s}\delta_{rp,s} + \eta_{rp,s}\dot{\delta}_{rp,s} \\ F_{r,j} &= k_{rp,r}\delta_{rp,r} + \eta_{rp,r}\dot{\delta}_{rp,r} \\ F_{z,j} &= k_{rp,z}\delta_{rp,z} + \eta_{rp,z}\dot{\delta}_{rp,z} \end{aligned} \quad (4)$$

ここで, $\delta_{rp,s}$, $\delta_{rp,r}$, $\delta_{rp,z}$ はレール・まくらぎ間相対変位の各軸方向成分, $k_{rp,s}$, $k_{rp,r}$, $k_{rp,z}$, $\eta_{rp,s}$, $\eta_{rp,r}$, $\eta_{rp,z}$ はダッシュポッドのばね定数と減衰係数である.

4. まくらぎのモデル化

まくらぎのモデルはレールと同様に軸力, 曲げ, ねじりを考慮したはり材とし, バラスト道床を弾性床と仮定し, その上に置かれているものとする. このとき, 有限要素法で離散化すると, 次の方程式を得る.

$$\begin{aligned} [M_s]\{\ddot{U}_s\} + [K_s + kI]\{U_s\} \\ - [B(s_j^{(L)})]^T\{F_j^{(L)}\} - [B(s_j^{(R)})]^T\{F_j^{(R)}\} \end{aligned} \quad (5)$$

ここで, $\{U_s\}$ はまくらぎ変位, $\{F_j^{(L)}\}$, $\{F_j^{(R)}\}$ は車両進行方向について左右レールの反力である. $[M_s]$, $[K_s]$, $[kI]$ はそれぞれまくらぎの質量行列, 剛性行列, 弾性床の支持ばね係数に関する行列である.

5. 解析条件

解析においては, 式(3), 式(4), 式(5)を連立し, 無条件安定な時間積分法を適用し, 各時間ステップでの変位や作用力を逐次求める. 今回は, 解析コード開発の途中段階として, 鉛直のたわみ振動のみを考慮した図2に示すモデル及び表1の物性値のもと解析をおこなった. レール一本当たり節点数は101, まくらぎ一本当たりの節点数は25としている.

6. 解析結果

解析結果として, 軌道パッド番号⑨の各時間ステップにおける作用力の時刻歴を図3に示す. 車輪の低速走行時を対象とした直線軌道の振動解析と問題設定が同一となることもあり, 直線軌道での低速走行時と同様, 軌道パッド作用力の評価地点直上に移動外力が到達したとき(経過時間0.24sec)に作用力が最大値を示しており, 妥当な結果が得られている.

図4は, まくらぎ No.5 におけるたわみ形状の経時変化のスナップショットを示したものである. たわみは下向きを正

表1 軌道構成要素の物性値

レール	
ヤング率 (GPa)	210
質量密度 (kg/m ³)	7.85×10 ³
断面積 (m ²)	6.42×10 ⁻³
断面二次モーメント (m ⁴)	3.22×10 ⁻⁵
まくらぎ	
ヤング率 (GPa)	33
質量密度 (kg/m ³)	2.50×10 ³
断面積 (m ²)	3.22×10 ⁻²
断面二次モーメント (m ⁴)	7.36×10 ⁻⁶
弾性床ばね定数 (N/m ²)	1.62×10 ⁸
軌道パッド	
ばね定数 (MN/m)	110
減衰定数 (kN·s/m)	98

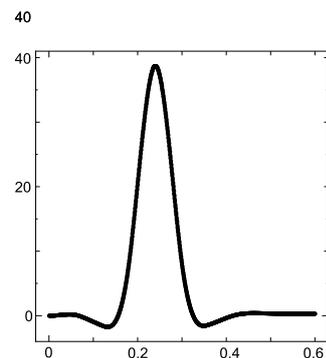


図3 軌道パッド作用力

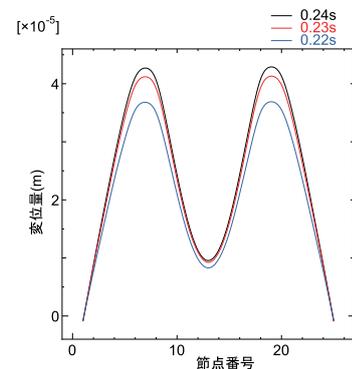


図4 まくらぎのたわみ形状

としている. 弾性床上に置かれたまくらぎの自重を考慮していることもあり, まくらぎ全体に下方の変位が得られる中, レール締結位置で最大たわみが得られるように正の曲げが発生し, 2本のレール間では負の曲げを示す結果が得られている. また, 変形が最大となるのがまくらぎ直上に移動荷重が到達した時点となっており, まくらぎの変形が適切に評価できていることがわかる.

レールの水平たわみやねじりを考慮した場合の解析結果は, 発表会当日に示すこととする.

参考文献

- 1) 国土交通省鉄道局監修, 鉄道総合技術研究所編: 平成24年1月 鉄道構造物等設計標準・同解説 軌道構造, 丸善出版, 2012.
- 2) 紅露一寛, 阿部和久, 石田誠, 鈴木貴洋: レール継目部列車走行試験の有限要素シミュレーションとその再現性. 土木学会応用力学論文集, Vol.8, pp.1037-1047, 2005.