S8-3-4 有限要素法に基づく軌道振動連成解析手法による レール継目部の動的応答定量予測とその信頼性

[土] ○紅露一寬 (新潟大), [土] 阿部和久 (新潟大), [土] 石田 誠 (鉄道総研), [土] 鈴木貴洋 (鉄道総研) Finite element simulation of the field test on the railway jointed track

> Kazuhiro KORO, Member of JSCE (Niigata University) Kazuhisa ABE, Member of JSCE (Niigata University) Makoto ISHIDA, Member of JSCE (Railway Technical Research Institute) Takahiro Suzuki, Member of JSCE (Railway Technical Research Institute)

The impact response in the field test on the railway jointed track is simulated using the wheeltrack vibration model with the finite element method. The simulated results on the dynamic response are discussed in terms of *railpad force*, *sleeper-ballast interaction force*, *sleeper acceleration* and *ballast acceleration*. In the railpad force and the sleeper-ballast interaction force, the impact responses are accurately simulated; the post-impact responses obtained by the present model have the differences in terms of period and amplitude in contrast to the measurements. The sleeper acceleration has the different peaks in the spectral space between the numerical results and the measurements; the intensity of the response shows good agreement in the frequency range under 200Hz. The ballast layer is an assemblage of crushed hard stone, of which the particle action influences to the macroscopic dynamic response of the ballast layer. Therefore, though the present model can evaluate the maximal acceleration level, it may simulate the spectrum distribution sufficiently.

キーワード: レール継目, 衝撃応答, 軌道振動連成解析, 有限要素法 Key words: rail joint, impact response, vehicle-track vibration analysis, finite element method

1. はじめに

レール継目は、軌道剛性が局所的に低下し、車輪走行 面が連続していない欠線部を有する構造上の弱点箇所で ある.そのため、鉄道車両が継目を通過する際には衝撃 的な動的応答が発生する.一般に継目通過に起因する衝 撃応答は、他の箇所を走行する場合と比べて著大なもの となり、著大な衝撃応答はレール継目近傍における軌道 破壊を増長させることとなる.そのため、レール継目近 傍における衝撃応答を定量的に評価し、軌道破壊と動的 応答との関係を解明することが求められている.

走行荷重がレール継目近傍の軌道に繰り返し作用する ことで、レールやまくらぎなどの構造部材が損傷を受け るだけでなく、衝撃力の作用によりバラスト道床の不等 沈下が進行する。今日に至るまで、多くの鉄道技術者が 道床沈下量の予測手法の構築に取り組んでおり¹⁾、著者の 二人も文献²⁾において、営業線では測定が困難なまくらぎ 下面圧力を軌道振動解析によって評価し、その値と経験 式から道床沈下量を予測する方法を提案している。

現在,わが国で主に用いられている軌道振動解析モデ ルは、レールをはりで、まくらぎや軌道パッド,道床や路 盤をばね-質点系として表現するものである^{2),3),4)}.しか し、全てのばねやダッシュポットのばね定数や滅衰係数を 合理的に定めることは困難であり、最終的には解析によ る実測値の再現性を考慮しつつ、経験的に設定せざるを 得ない問題点を有している.

なお, 道床・路盤内の動的応答は, 当該部位を2次元

または3次元連続体としてモデル化することで正確に評価できる.著者らは、文献⁵⁾において、前述のばね-質点 モデルと連続体モデルを対象に、道床・路盤部のモデル化 の違いがレール継目の動的応答解析結果に及ぼす影響に ついて詳細に検討した.ただし、文献⁵⁾では解析結果の比 較に終始しており、振動解析結果と実測値との比較を通 した解析モデルの妥当性・信頼性についての検証は未だな されていない.

そこで本研究では、文献⁵⁾で示した軌道振動解析モデル により得られる動的応答の再現性について、モーターカー 走行試験により得られた計測結果と、走行試験に対応す る条件下で得られた解析結果との比較を通して検討する.

2. モーターカー走行試験

本研究で比較対象とする動的応答の実測値は、平成15 年度に(財)鉄道総合技術研究所鉄道力学研究部軌道力学 研究室が実施したモーターカー走行試験の際に計測・測定 されたものである.試験軌道は Fig.1に示す縦断構造を 有しており、(財)鉄道総合技術研究所日野土木実験所の 構内に敷設されている.各部の物性値は Table 1に示す 通りである.試験軌道は、継目直下に大盤まくらぎ、継 目前後2本ずつは木製並まくらぎ、それ以外はPC3号ま くらぎを配して敷設されている.レールは50Nレールを 使用し、レール・まくらぎ間には、公称値110MN/mの ゴム製軌道パッドが挿入されている.なお、レール頭頂面 の高低を調整する目的で、継目前後4本の並まくらぎと Table 1 軌道各部・モーターカーの諸元.

まくらぎ

PC3 号まくらぎ質量	160	(kg/本)
並まくらぎ質量	60	(kg/本)
大盤まくらぎ質量	90	(kg/本)
高さ調整用鉄板	27.5	(kg/個)
ロードセル総質量	73.58	(kg)
ロードセル取り付け箱質量	31.4	(kg)
ロードセル受圧板総質量	40.18	(kg)

道床·路盤部

	弹性係数	数 Poisson 比 質量密度	質量密度
	(MPa)		(kg/m^3)
バラスト道床	88	0.28	1.7×10^{3}
コンクリート路盤	35×10^{3}	0.17	2.5×10^{3}
土路盤	100	0.30	1.8×10^{3}

輪軸数	2	
軸距	3.5	(m)
車輪半径	381	(mm)
前輪·左静止輪重	31.1	(kN)
前輪・右静止輪重	26.5	(kN)
後輪・左静止輪重	27.9	(kN)
後輪・右静止輪重	34.8	(kN)
ばね下質量	1175	(kg)
車体・車輪間ばね定数	84.4	(kgf/mm)
車体·車輪間減衰係数	20	(kNs/m)

軌道パッドとの間には鉄板が挿入されている. PC まくら ぎ設置部分は,道床を 70mm 増厚することでレール頭頂 面の高低を調整した.そのため,バラスト道床の厚さは 継目近傍で 200mm, PC まくらぎ敷設区間で 270mm と なっている.道床の下層は路盤となっているが,継目前後 各 1540mm にわたり奥行き 6000mm,厚さ 500mmの鉄 筋コンクリート路盤が敷かれている.バラスト道床・コン クリート路盤の下層は土路盤となっている.

次に, 試験で使用したモーターカーの諸元を Table 1 に示す. 台車を持たずに 2 つの輪軸が軸距 3.5m で直接車 体に連結されており, 車輪半径は前輪・後輪とも 381mm となっている. ばね下質量については, 輪軸一本あたりの 減速器・輪軸本体の重量から算出している. なお, 走行試 験の際には, 車両の走行速度を 40.5km/h とした.

走行試験の際には、「レール圧力」、「まくらぎ下面圧力」、 「まくらぎ振動加速度」、「道床振動加速度」の時刻歴を測 定した.レール圧力値は、レール・まくらぎ間に挿入する 軌道パッド内にロードセルを埋め込んで計測した.一方、 まくらぎ下面圧力は、継目直下に配した木製大盤まくら ぎの下面に計 28 個の門型ロードセルを金属製の取付箱を 介して取り付け、まくらぎ下面に作用するバラスト道床 からの反力(圧力)を計測して得た.加速度については、 圧電式加速度ピックアップを砕石に埋め込んで計測した. なお、上記測定項目の測定位置を Fig. 2 に示す.

3. レール継目部の振動解析モデル

3.1 軌道上部構造のモデル化

まくらぎより上部に存在する構成部材は, Fig. 3 のようにモデル化する. レールと継目板はともに Timoshenko



Fig. 1 試験軌道の縦断構造 (単位:mm).





Fig. 3 軌道上部構造の振動解析モデル.

ばり有限要素で表現し、相互を線形ばねで連結する.解 析においては TIM7 要素を用い、集中荷重作用点でのた わみ角の不連続性を表現する重合要素を併用する⁶⁾.軌道 パッドは、慣性力を考慮せずに Voigt ユニットによって 表現し、まくらぎは鉛直方向変位のみが許容された質点 としてモデル化する.また、まくらぎ・道床間作用力につ いても、軌道パッドの作用力と同様に Voigt ユニットで モデル化する.振動解析の際には、軌道パッドの作用力評 価式、まくらぎの運動方程式、まくらぎ・道床間作用力評 価式、レール・継目板の有限要素方程式を時間方向に離散 化した上で、各時間刻みで連立させて解を計算する.

3.2 車両とレールとの接触力の評価

車両(モーターカー)の動的応答は、車体・車輪間ばね より下部に存在する部分の上下動を1個の「ばね下質量」 でモデル化し、車体から車輪へ伝達する荷重は時間依存 しない「上載荷重」の形で考慮する(Fig.3参照).車 両がレール上を走行する際には、車輪とレールとの接触 面には接触圧力が生じ、その大きさは車両と軌道相互の 運動状態に応じて変化していく、接触圧力の総和である レール・車輪間接触力は、Hertzの弾性接触理論に基づき 評価する.なお、Hertzの理論は、接触状態にある2つの 弾性体の変形を半無限体近似の下で評価するものである. レールが不連続となるレール継目部では、車輪はレール 表面だけでなく角部でも接触可能となる上、Hertz 理論の 前提条件に矛盾する.そこで本研究では、Hertz 理論から 導出された接触力評価式を以下の形に修正して用いる.

$$P_c = \kappa \cdot k_c \delta_c^{\gamma}, \quad (\delta_c > 0), \tag{1}$$

ここで、 δ_c は押込み側を正としており、 $\delta_c \leq 0$ のとき $P_c = 0$ である.また、 k_c は車輪・レールの Young 率、 Poisson 比、接触面の曲率によって定まる接触ばね定数で ある.修正パラメータ κ, γ は、片岡らが文献⁴⁾で示した 値を用いている.なお、車輪とレールとの接触状態の判 定は、文献⁶⁾の方法で行なう.

3.3 道床・路盤部のモデル化

本研究では、道床・路盤部各層内の波動伝播の影響を 適切に考慮するために、道床以下各層を2次元の弾性波 動場としてモデル化する.以下においては、道床・路盤部 の動的応答の評価方法とその定式化の概略を示す.

モデル化に際し、まくらぎと道床は完全に付着した状 態にあるものとし、接触面における法線方向直応力は一 様に分布するものと仮定する.この直応力の合力をまく らぎ・道床間作用力 $F_{s,i}$ ($i = 1, 2, ..., N_s$, N_s : まくらぎ 本数)と定義する. Fig. 3 に示したように、 $F_{s,i}$ は Voigt ユニットの作用力で与えられるため、解法構成上 i 番まく らぎ位置での道床上面鉛直方向変位 $u_{bs,i}$ を評価する必要 がある.本研究では、時間域 Green 関数法を用いて $u_{bs,i}$ を与え、道床・路盤部と軌道上部構造との連成振動解析を 行なう.ただし、Fig. 1 の構造における時間域 Green 関 数を解析的に与えることができないので、有限要素解析 を通して数値的に与える⁵).その結果、時刻 $t_M = M \Delta t$ における道床上面鉛直変位 $u_{bs,i}^{(M)}$ は次式で評価できる.

$$u_{bs,i}^{(M)} = \sum_{j=1}^{N_s} \sum_{m=1}^{M} F_{s,j}^{(m)} G_{ij}^{*(M-m+1)}, \qquad (2)$$

ただし, $G_{ij}^{*(\cdot)}$ は当該の時間ステップでの Green 関数値 であり, $F_{s,j}^{(m)} = F_{s,j}(t = m\Delta t)$ である. なお, 式 (2) を 用いて道床変位を与える場合, 道床・路盤の非線形性が存 在しない限り, G^* を評価する有限要素解析は軌道振動解 析と独立に実行できる. そのため, まくらぎ上部の動的 応答を計算する際には, 道床より下部の有限要素方程式 を連立させる必要がない.

4. 解析結果と実測値との比較

走行試験によって得られた軌道各部の動的応答と解析 結果とを比較し,双方の特徴を明らかにした上で振動解析



Fig. 4 レール継目近傍のレール頭頂面に存在する凹凸高.

結果の信頼性やモデル化の妥当性について検討する.以下においては、モーターカー前輪が継目を通過する際の動的応答を比較対象とする.なお、試験軌道の継目近傍には、Fig.4 点線で示したレール凹凸が存在しているため、解析においても測定した凹凸高を与える必要がある.ただし、レールと車輪とは有限面積で接触することを考慮し、平滑化した凹凸高を用いて解析を行なった.また、振動解析では、走行試験における測定時の時間間隔と同一の時間増分 $\Delta t = 1/12000$ (sec) に設定した.なお、軌道各部の物性値と設定方法の詳細については、文献⁵⁾に示しているので参照されたい.

まず,継目直下でのレール圧力の実測結果と解析結果 を Fig. 5 に示し、両者を比較する.継目通過直前の作用 力の抜けは、実測に比べ解析値の方が小さくなっている. これは、レール凹凸を平滑化したことが原因の一つである と考えられる.継目通過時の最大作用力は実測と解析と で概ね同様の値を示しているが、衝撃応答発生後のレー ル圧力の変動幅と変動周期には違いが見られる.解析結 果の方が変動幅は大きく、変動周期も長くなっている.

次に,継目直下まくらぎ位置でのまくらぎ・道床間作用 力をFig.6に示す.定性的な挙動については、レール圧 力と同様である.継目通過時の最大作用力は5kN程度の 差が認められるが、まくらぎとバラスト砕石との接触力 を門型ロードセルで測定していることを考慮すると、得 られた解析結果は妥当なものであると判断できる.なお、 解析結果においては衝撃応答発生後の作用力の変動が大 きく、変動周期も長い.レール圧力と共通して認められる 応答の差は、レール・車輪接触の構成パラメータが実測と 完全に整合するように与えられていないこと、簡易な車 両モデルを採用していることなどに起因して生じたもの と考えられる.

最後に, 継目直下まくらぎ, 道床での鉛直方向加速度 に関する振幅スペクトルを Fig. 7 (まくらぎ), Fig. 8 (道床) に示す. まくらぎについては, 200Hz 以下の周波 数域での変動傾向は振動解析によって概ね再現されてい る. 振幅スペクトルの大きさ自体も, 解析結果と実測結果 とで概ね同オーダーを示している. その反面, 30Hz 付近 では解析結果と実測値との差が比較的大きくなっている ことがわかる. なお, 実測に見られる 250Hz 付近のピー



Fig. 6 継目直下でのまくらぎ・道床間作用力.

クは、まくらぎの曲げ振動によるものと考えられる.

一方,道床では,300Hz 以下の周波数帯において,解 析結果が概ね実測の2倍程度の応答を示している.なお, 実測応答の大きさはピックアップの方向があいまいであ り,所定の加速度成分が正確に測定できていない恐れが ある.ただし,解析結果に認められる30Hz 付近のピーク は,まくらぎ加速度,道床加速度のいずれでも解析結果 においてのみ確認されており,継目通過後に生ずるレール 圧力の変動周期とほぼ同一となっている.また,車両の走 行速度にもよらない.このことから,当該の成分はまく らぎより上部の鉛直振動における卓越成分と考えられる. この実測値と解析結果との相違点については,加速度の 測定方法を含めて今後さらなる検討を要する.

5. おわりに

本研究では、文献⁵⁾のレール継目部振動解析モデルによ り得られる動的応答解析結果の信頼性について検証する ために、モーターカー走行試験により得られた計測結果 と解析結果とを比較・検討した.その結果、レール圧力 とまくらぎ・道床間作用力は準静的・動的両成分を同時に 十分な精度内で一致させるまでには至らなかったものの、 本手法により概ね良好な解析結果が得られた.また、ま くらぎ振動加速度は、200Hz以下の低周波領域で振動解 析によって比較的精度よく再現できた.一方、道床の振 動加速度は、実測・解析結果の間で比較的大きな差が生 じる結果となった.特に、30Hz 付近に実測では認められ



Fig. 7 継目直下まくらぎの鉛直方向加速度.



Fig. 8 継目直下での道床内鉛直方向加速度.

ない応答成分が確認されている.今後発生原因を特定し, 何らかの除去策を講じていく必要がある.

なお、本研究ではバラスト道床を線形弾性体としてモ デル化した.しかし、本来バラスト道床は砕石からなる粒 子集合体であり、道床沈下は粒状体の力学特性を反映した 現象に支配されているはずである.したがって、道床部の 挙動の再現精度のさらなる向上には、粒状体としての諸 特性の把握とそれらを適切に反映した解析モデルの構築 が必要に思われる.この点は今後の検討課題としたい.

参考文献

- Dahlberg, T.: Some railroad settlement models a critical review. Proc. Instn. Mech. Engrs., Part F, Vol.215, pp. 289–300, 2001.
- 石田 誠,名村 明,鈴木貴洋: 軌道沈下の実態と予測 モデル.鉄道力学シンポジウム論文集, Vol.6, pp.61-66, 2002.
- Knothe, K.L. & Grassie, S.L.: Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies. Vehicle System Dynamics, Vol.22, pp.209-262, 1993.
- 4) 片岡宏夫,阿部則次,若月 修,及川祐也:レール継目部の梁モデルによる動的応力解析.土木学会第57回年次学術講演会講演概要集,pp.283-284,2002.
- 5) 紅露一寛,阿部和久,石田 誠,鈴木貴洋:レール継目部 の衝撃応答解析結果における道床・路盤部のモデル化の 影響.土木学会応用力学論文集,Vol.7, pp.1313–1323, 2004.
- 6) Koro, K., Abe, K., Ishida, K. & Suzuki, T.: Timoshenko beam finite element for vehicle-track vibration analysis and its application to jointed railway track. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Part F, Vol.218, pp.159– 172, 2004.