

FEM 解析を用いた有道床軌道におけるまくらぎの振動特性

○ [土] 坂井 宏隆 [土] 相川 明 (鉄道総合技術研究所)

Vibration Characteristics of Sleeper with FE Analysis of a Ballasted Railway Track

○Hiroataka Sakai, Akira Aikawa (Railway Technical Research Institute)

In this study, we created a 3D FE model of the prestressed concrete sleeper, expressing influence of ballast layer, based on the experimental modal analysis. Then, we expanded the model to a ballasted track, including rail and rail fastening system. We examined of frequency characteristics of the ballasted track by the transient response analysis. As a result, we confirmed that vibration characteristics of each sleeper in the track depended on the number of sleeper and their frequency characteristics, such as bottom forces and accelerations of the sleeper.

キーワード: 有道床軌道, 3次元有限要素法, コンクリートまくらぎ, 軌道の高周波応答, まくらぎ下面圧力

Key Words: Ballasted Track, 3D FEM, Concrete Sleeper, High Frequency Response of Track, Bottom Forces of a Sleeper

1. はじめに

車輪～レール間で発生する列車通過に伴う衝撃荷重は, まくらぎを介してバラスト層に伝えられる。バラスト軌道において, バラスト層の沈下や側方流動の原因となる荷重の周波数成分としては主に数十 Hz オーダーの低い周波数帯が着目されてきた。図 1 は, 弊所が所有するセンシングまくらぎ¹⁾を用いて在来線で測定を行った際に, 営業列車が通過した時のまくらぎ下面荷重分布の一部と, 同時に測定したまくらぎ上面の加速度波形の 2 階積分から算出した変位 (最大値で正規化) を示したものである。この図から, まくらぎ下面は全体的に一樣な圧力分布を示しているわけではなく, まくらぎ自身が高次の曲げモードを伴い, まくらぎ下面のバラストに局所的な力を加えていることがわかる。よって, 衝撃荷重に伴うバラスト軌道の劣化メカニズムを調べる上で, まくらぎの曲げやねじりを考慮することは重要であると考えられる。

そこで, 本稿ではまくらぎ単体の曲げやねじりを考慮し, バラスト層の影響を反映した精緻な有限要素モデルを作成

した。また, 本モデルに営業線における列車の実測荷重を載荷し, まくらぎ上面の加速度応答やまくらぎ下面圧力などを実測値と比較することによって, モデルの妥当性を検討した。さらに, まくらぎ単体モデルにレールや締結装置を付加した軌道モデルを作成し, レールによる拘束効果などを検討した。

2. 解析モデルの概要および解析条件

2.1 解析モデルの概要

モデルは 3 種類用意した。1 つ目は基本となるまくらぎ単体モデル, 2 つ目はレールや締結装置等を付加したまくらぎ単体モデルをレール長手方向に複製し 3 本としたものの, 3 つ目は同様に 5 本のまくらぎからなるモデルである。

(1) まくらぎ～バラスト単体モデル

対象は在来線用 3 号 PC まくらぎである (図 2 左)。モデルの節点数は 50986, 要素数は 51944 である。モデル作成時には, まくらぎの上面を除いた各面にバラストを模擬した剛性と減衰特性を持つ 3 方向の節点ばねを設けることで, まくらぎの周囲がバラストで充填された状態を再現した (図 2 右)。なお, ばねの剛性および減衰係数は, 実験モデル解析 (図 3) によって決定した。

(2) レールや締結装置を付加したまくらぎ 3 本のモデル

ここでは上記 (1) のまくらぎモデルの上部に, レール,

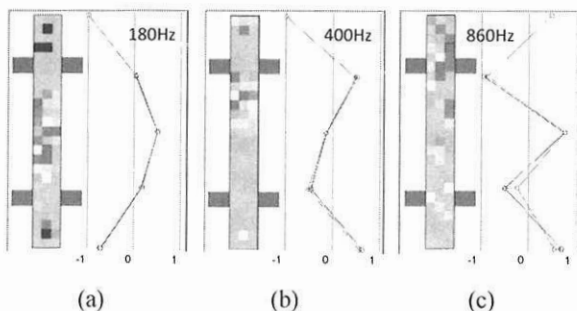


図 1 センシングまくらぎによるまくらぎ下面荷重測定結果, およびまくらぎの変位形状, (a) 180 Hz 1 次曲げ, (b) 400 Hz 2 次曲げ, (c) 860 Hz 3 次曲げ

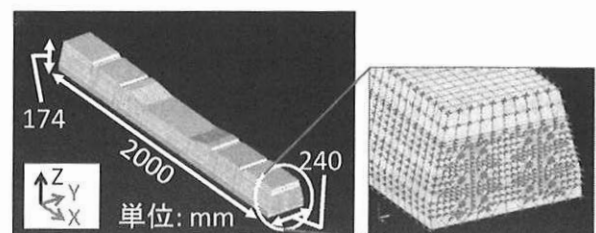


図 2 まくらぎ～バラスト単体モデル

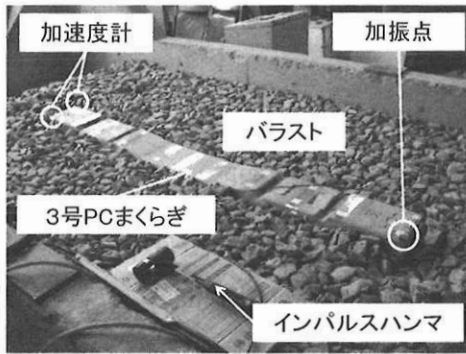


図3 インパルスハンマによる加振実験

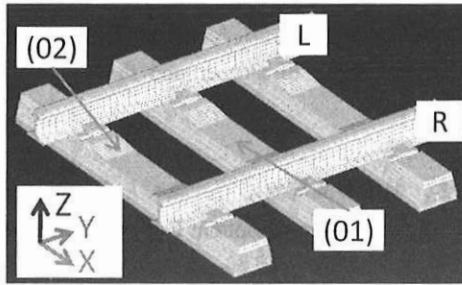


図4 レールや締結装置を付加した軌道モデルの例

表1 各部材の接点数および要素数(個)

	レール	締結装置	接続部(ばね)
節点数	2940	900	—
要素数	2160	296	846

締結装置を付加したモデル(まくらぎ1本に付加するレールの長さ、すなわちまくらぎ間隔は600mmとした)を作成し(これをベースモデルとよぶ)、レール長手方向に複製することで3本のまくらぎからなるレール～まくらぎ～バラストモデルを作成した(図4)。なお、まくらぎは軌道全体の中央から原点に向かって01, 02…とよぶことにし、原点から見て左のレールをL、右のレールをRとする。ここで、まくらぎ単体モデルに付加した部材の節点数および要素数を表1に示す。また、各部材の接続部については、ボルトはまくらぎと剛結し、その他の部材の接続は剛性ばねを用いた。各ばねの剛性を表2に示す。

(3) まくらぎ5本のバラスト軌道モデル

上記(2)のモデルと同様な作成方法で、5本のまくらぎを持つ軌道モデルを作成した。

2.2 解析条件(周波数応答解析)

各種モデルの振動特性を把握するため、周波数応答解析を行った。入力荷重は1～2000Hzまでを含むホワイトノイズであり、まくらぎ上部の端点でZ軸方向に入力し、他端点でのZ方向のイナータンスを出力した。

2.3 解析条件(過渡応答解析)

解析モデルの妥当性を検討するため、数値解析モデルに実車荷重を入力し、まくらぎに生じる加速度や下面圧力を調べた。また、得られた波形の振幅スペクトルを求め、そ

表2 部材間ばねの剛性(単位: N/m)

方向	レール～まくらぎ (軌道パッド)	レール～ 締結装置	締結装置 ～まくらぎ
X	1.71×10^6	2.00×10^7	5.00×10^6
Y	6.57×10^5	4.08×10^6	5.00×10^6
Z	4.29×10^6	2.00×10^7	5.00×10^7

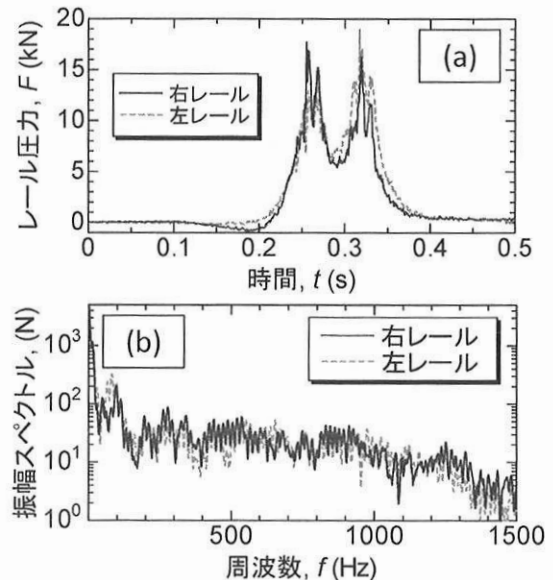


図5 (a) 入力荷重および (b) 振幅スペクトル

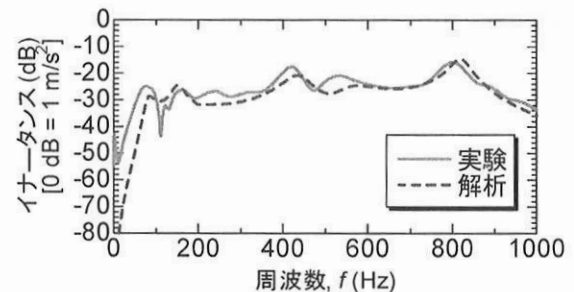


図6 実験と数値解析のイナータンスの比較

の周波数特性を考察した。

(1) 入力データおよび入力点

入力荷重は、図5(a)に示す在来線特急通過時(速度は125 km/h)の1台車分のレール圧力波形である。この波形は図5(b)のような80Hz付近にピークをとる周波数特性を持っている。レール圧力は軌道パッドに内蔵されたひずみゲージからの出力結果であるが、この値はレールやまくらぎ、バラストを含む、系全体の振動特性を反映したものであることに注意する必要がある。入力点は左右レール直下のまくらぎ上部であり、全ての解析ケースにおいて、モデル中央のまくらぎのみに載荷を行った。

(2) 出力データおよび出力点

出力データは加速度および圧力の時刻歴応答である。加速度はまくらぎ上面中央部とまくらぎ下面の左右レール直下を、圧力はまくらぎ下面の左右レール直下の値をとった。

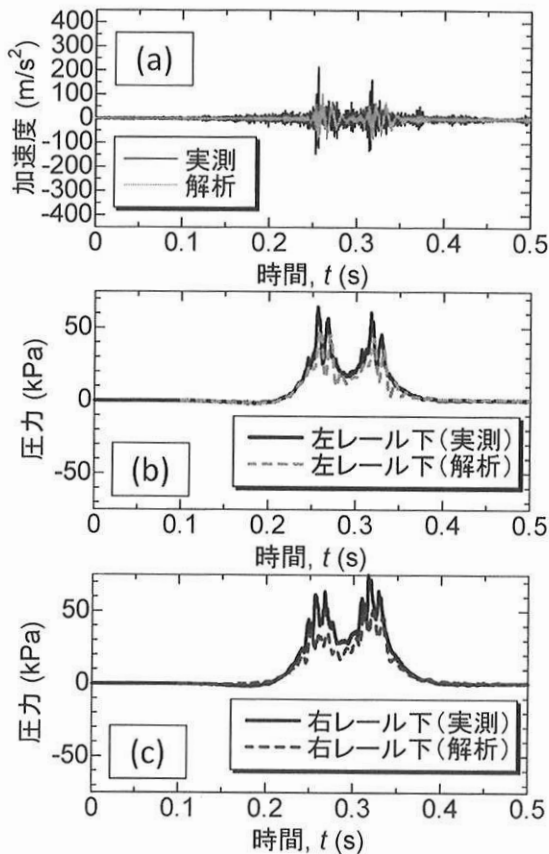


図7 現地測定と数値解析の比較。(a) まくらぎ上面中央加速度 (b) 左レール下まくらぎ下面圧力 (c) 右レール下まくらぎ下面圧力

また、今回はZ方向の値のみを用いて考察を行った。

3. 解析結果

3.1 まくらぎ～バラスト単体モデルの妥当性の確認

(1) 周波数応答解析による実験との比較

図6は、解析モデルのバラストばねの剛性および減衰係数を決定するために行った、実物のまくらぎのインパルスハンマによる加振試験(図3)によって得られたZ方向のイナータンスと、数値解析モデルにおける周波数応答解析結果のイナータンスを比較したものである。図より、構築したまくらぎ～バラスト単体モデルは数十Hz～1000Hz以上にわたる広帯域において、その振動特性(固有周波数およびそのピーク値)を概ね再現できたといえる。

(2) 過渡応答解析による実験との比較

図7(a)はまくらぎ上面部の加速度応答値を現地計測と数値解析結果で比較したものである。また、図7(b,c)には左右レール直下のまくらぎ下面に生じる圧力を同様に比較したものを示す。加速度応答、圧力応答ともに、数値解析では実測データに比較的近い波形が得られており、構築した数値解析モデルでまくらぎ～バラスト単体の挙動をよく表現できているといえる。

3.2 レール～まくらぎ～バラストモデル

(1) 過渡応答解析(時刻歴波形)による計算結果

図8に、3本のまくらぎ軌道モデルにおいて過渡応答解

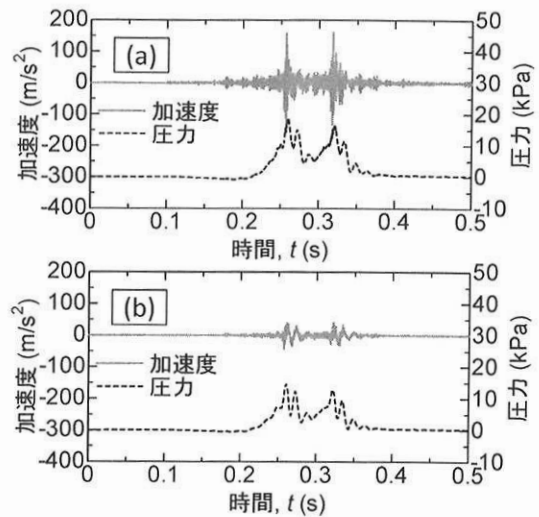


図8 3本まくらぎの軌道におけるまくらぎ下面右レール下の加速度・圧力応答:(a) 01R (b) 02R

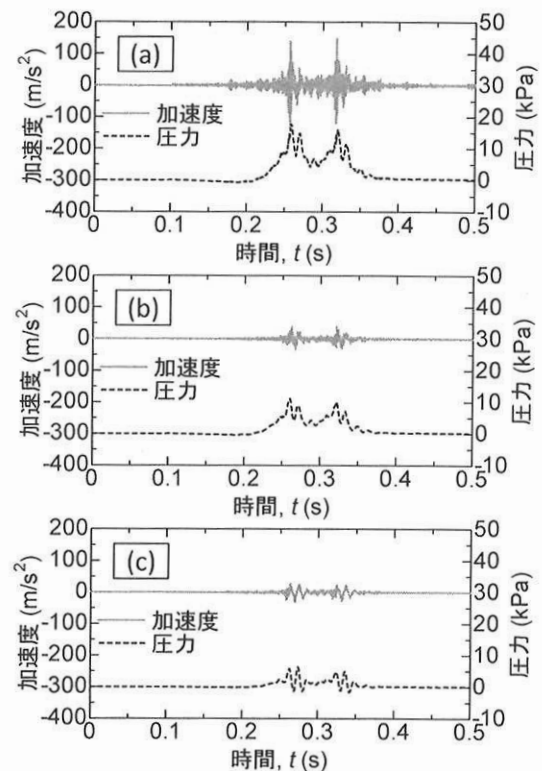


図9 5本まくらぎの軌道におけるまくらぎ下面右レール下の加速度・圧力応答:(a) 01R (b) 02R (c) 03R

析を行ったときの、まくらぎ下面(右レール直下)の加速度および圧力の時刻歴応答を示す。また、図9に、5本のまくらぎで構成された軌道における同様な結果を示す。なお、ここでは各軌道の中央のまくらぎ(3本まくらぎモデルならば2本目)に荷重を入力しており、加速度応答、圧力応答ともに中央のまくらぎを対称中心として(3本まくらぎの1本目と3本目などで)ほぼ同様な結果が得られたことから、原点に最も近いまくらぎから軌道中心のまくらぎまでの結果を示している。

図8から、荷重の入力点である2本目のまくらぎは、図7(a)の実測値および解析値と比較してピーク値が75%ほ

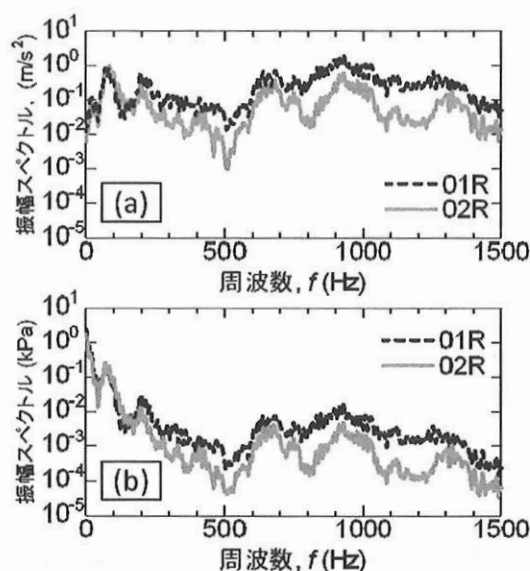


図10 図8（3本まくらぎ軌道）の加速度および圧力波形の振幅スペクトル：(a) 加速度 (b) 圧力

どに減少している。また、圧力値に関しては図7(c)と比較すると、解析値で50%程度減少していることがわかる。これは、レールによって複数本のまくらぎが拘束され一体化したことによる影響、または、入力荷重が実測とは異なり点荷重であることが原因であると考えられる。ここで、まくらぎ下面加速度よりも下面圧力の方がピーク値が減少する（すなわち系全体の拘束の影響を大きく受ける）理由は、衝撃荷重による鉛直変位は加速度よりも比較的広範囲に生じ、レールを介して周囲に分散されたことが考えられる。

次に、まくらぎを5本にしたケース（図9）で3本のケースと比較し、拘束本数の影響を調べる。荷重を載荷したまくらぎ（図8(b)と図9(c)）に着目すると、加速度、圧力ともにピーク値がやや小さくなっているもののその差はわずかで、拘束本数の影響は、単体のまくらぎから複数本のまくらぎに拡張した場合と比較してそれほど大きくないといえる。また、加速度は載荷したまくらぎに隣接するまくらぎで1/6～1/7程度までピーク値が落ちており、それ以上離れてもそれほど大きく減衰しないことがわかった。一方、圧力は図9(b, c)でピーク値が50%程度に、図9(a, b)でピーク値がさらに50%程度になっている。ここから、衝撃荷重によって生じる加速度は主に載荷されたまくらぎ単体で受け持つが、まくらぎ下面圧力の元となる鉛直変位に関しては、複数本のまくらぎで分散しながら支えていると考えられる。

(2) 過渡応答解析（スペクトル解析）による結果

図10および図11に、3本および5本のまくらぎを用いた軌道モデルにおいて、前項で得られた加速度および圧力波形の振幅スペクトルを求めた結果を示す。どのケースにおいても、80 Hz付近の剛体モードを含む150 Hz以下の領域で、全体のまくらぎ本数および加振点からの距離に関わらず波形はほぼ変化していないが、これは入力波形の周波数特性の影響が考えられる。次に、3本まくらぎで図1

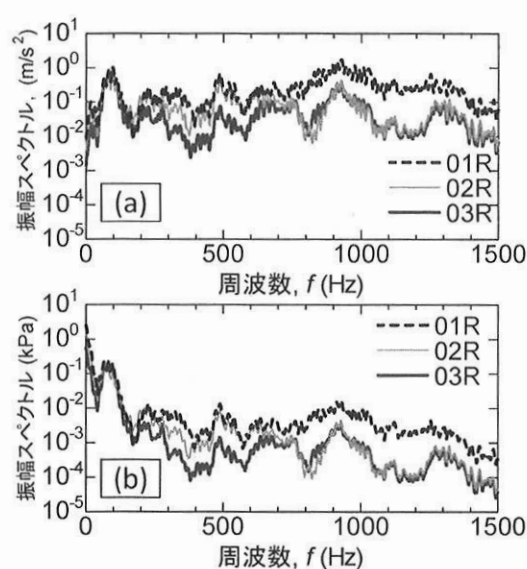


図11 図9（5本まくらぎ軌道）の加速度および圧力波形の振幅スペクトル：(a) 加速度 (b) 圧力

0(a)の01Rと02Rの加速度波形を見ると、加振点から1本離れると概ね200 Hz以上の応答が低下することがわかる。一方、5本まくらぎで図11(a)の02Rと03Rと比較すると、概ね750 Hz以下ではほとんど変わらない。しかし、加振点から1本離れた場合と2本離れた場合（図11(a)の01Rと02R）を比較すると、概ね150 Hz以上750 Hz以下では2本離れた方が応答は低下するが、750 Hz以上ではほぼ変わらないことがわかる。これは圧力波形についても同様である。つまり、複数本のまくらぎを有する場合、本数や着目周波数帯によって周囲のまくらぎへの影響が異なるといえる。

4. おわりに

本稿ではインパルスハンマによる加振実験をもとに、まくらぎの周波数特性を再現した3次元有限要素法モデルを用いて有道床軌道を再現し、荷重載荷時の加速度や圧力の周波数特性を調べた。その結果、まくらぎに衝撃荷重が加わる場合、レール等を有するモデルではまくらぎ単体モデルと比較して加速度・圧力ともに応答が低下するが、100 Hz以下の周波数成分を主とする圧力は載荷地点からの距離にほぼ比例して減少しながら広範囲のまくらぎで受け持つが、1000 Hzを越えるような広帯域成分を含む加速度は、主に載荷地点のまくらぎのみで受け持つことがわかった。

今後は、入力荷重を工夫し（載荷荷重をレールに入力する、または移動荷重として与えるなど）、よりスケールの大きな軌道での検討を行うことによって、軌道の振動特性の詳細なメカニズムを検討し、効率的な振動低減対策を提案していきたいと考えている。

参考文献

- 1) 相川明：まくらぎ下面圧力測定法（センシングまくらぎ）、*Railway Research Review*, Vol. 67, No. 2, pp. 32-33, 2010.