

# RC ラーメン高架橋の 部材振動特性に関する解析的検討

渡辺 勉\* 曾我部 正道\*  
徳永 宗正\* 川口 二俊\*\*

Analytical Study on Structure Member Vibration Characteristics of Reinforced  
Concrete Rigid Frame Viaduct

Tsutomu WATANABE Masamichi SOGABE  
Munemasa TOKUNAGA Tsugutoshi KAWAGUCHI

In order to analyse effectively the response of the members of the railway reinforced concrete rigid frame viaduct to the vibration, we have developed a new analysis method. It divides the whole railway system into vehicles / track model, and the track / structure model. Using these models, we examined the influence of various parameters of the vehicle, track and structure on the structure member vibration. As a result, the following have become clear. For example, for 20Hz or more, unsprung mass has a great influence on response of the structure members. For 20-100Hz and 150Hz or more, the rail surface roughness, for 80Hz or more, the stiffness of the rail pad, for 100-150Hz, the interval of rail fastening systems and so on, have great influence on the structure member vibration respectively.

キーワード：部材振動，構造物音，高速鉄道，数値解析，固有振動モード，動的相互作用

## 1. はじめに

構造物音に関する研究はこれまでも多くなされてきた<sup>1)</sup>が、比較的剛性の大きな鉄筋コンクリート（以下、RC という）高架橋及びその構成部材については、構造物音が問題となる事例が少なく、体系的な検討がなされていないのが実状である。しかし近年、列車速度が飛躍的に向上したことにより、構造物に起因する騒音が小さいと考えられてきた RC 高架橋においても、部材の動的応答の増大に伴う構造物音の発生が懸念されるようになってきた。

筆者らは、構造物音の予測手法を構築するにあたり、最終的なシミュレーションモデルとして、有限要素法による構造解析と境界要素法による音響解析のカップリング手法を用いる予定である。この手法では、車両、軌道、構造物の動的相互作用を考慮した有限要素法により構造物の振動速度を求め、それを音響解析の入力条件とすることにより、境界要素法を用いて音の伝播を解析することとなる。このような手法によれば、振動及び音の伝播系に存在するさまざまなパラメータの影響を取り入れた数値実験を行うことができるメリットがある。しかしながら一方で、この手法による騒音予測では、膨大なパラメータが介在するため、音響計算に必要な構造物表面の

振動速度を有限要素法により算出する段階において、相当の解析精度を確保する必要がある。本研究では前者のメリットを優先し、今後具体的な対策工の提案等に繋げていくことを想定している。

部材の振動速度を解析的に算出することは容易ではない。振動系車両の移動走行、非定常・非線形の連成振動問題を表現するために、本研究では数値解析手法として、モード変換した運動方程式を Newmark 法で解く手法を用いたが、この場合、構造物の設計で用いられるよりも高い周波数領域、すなわち、部材レベルの高次振動モードまでを検討対象としなければならず、考慮する振動モード、要素分割、時間刻みを適切に選択する必要がある。

本研究では、筆者らが想定している最終的なシミュレーションモデルである、有限要素法と境界要素法のカップリング手法のうち、有限要素法による構造解析<sup>2)</sup>を対象とし、以下の点に着目して新たに検討を行った。

- (1) 加振源から構造物音放射面までの振動伝播系に介在するパラメータの影響を効率的に把握するために、車両 / 軌道系モデルで加振力を求め、これを軌道 / 構造物系モデルに入力して構造物の部材振動を求める手法を新たに構築し、解析の効率化を図る。
- (2) 上記モデルを用いて、高速列車通過時の各部材の応答について、200Hz までの振動を対象とした現象解明を行い、車両、軌道、構造物の各種パラメータが、部材振動に及ぼす影響を定量的に評価する。

\* 鉄道力学研究部 構造力学研究室

\*\* 環境工学研究部 騒音解析研究室

特集：鉄道力学

2. 検討手法

2.1 解析手法

図1に解析対象構造物を示す。表1に各要素の材料定数を示す。対象構造物は、ブロック長25mの3区間RCラーメン高架橋と前後のスパン10mの調整桁（単版桁）である。基礎は杭形式（RC打込み杭）である。

図2に解析モデルの概要を示す。構造物音を適切に評価するためには、構造物の高次の部材振動モードを考慮することも重要であるが、その加振源となる車輪/レール間の変動作用力<sup>1)</sup>を高周波数領域まで発生させる必要があり、500Hzを超えるレールの高次振動モードまで再現することが求められる。これまでは車両/軌道/構造物の全体系を一体としてモデル化していた<sup>2)</sup>（以下、一体型モデルという）が、構造物の振動モードの大半がレールの振動モードよりも低い次数で存在するため、レールの高次振動モードを再現しようとする、考慮すべき振動モード次数が膨大となり一度の解析に長時間を要することとなり、パラメータの影響を個別に検討していく手法としては、解は得られるが実用的ではない、という問題点があった。そこで、車両/軌道と軌道/構造物とで系を分割し、前者のモデルで加振力を求め、これを後者のモデルに入力して構造物の部材振動を求めるとし、加振力の受渡しは別途構築したプログラムで加振力入力ラインへのプリ処理を自動化する手法を新たに構築した（以下、分離型モデルという）。具体的には、一体型モデルでは、図2（b）中の加振力入力ライン（ラインA）上に図2（a）の車両/軌道モデルを構築していた。分離型モデルでは、ラインAで両者を分離したモデルとした。これにより全体系を同時に解析する場合に比べて、解析自由度を大幅に低減することが可能となり、一体型モデルに比べて解析時間を削減した上でレールの高次振動モードを再現することが可能となり、効率的で実用的な解析手法を実現した。具体的には、一体型モデルでは解析に10日程度要していたものが、分離型モデルでは、車両/軌道系モデルによる加振力計算に1日程度、軌道/構造物系モデルによる応答計算に半日程度、合計2日程度で解析が可能となった。

車両/軌道系解析モデルにおける数値解析には、鉄道総研開発の車両と鉄道構造物の動的相互作用解析プログラム DIASTARSIII を用いた。また、軌道/構造物系モデルにおける数値解析には、線路構造物の汎用構造解析プログラム DIARIST を用いた<sup>3)</sup>。ただし、このように全体系を2つの系に分割することは解析の効率化に寄与するが、全体系としての相互作用は必ずしも再現されなくなるという懸念がある。一方、実際の構造物の応答を測定すると、ある程度のばらつきが存在する。そこで、全体系を分割しても概ね実測のばらつきの範囲内に収ま

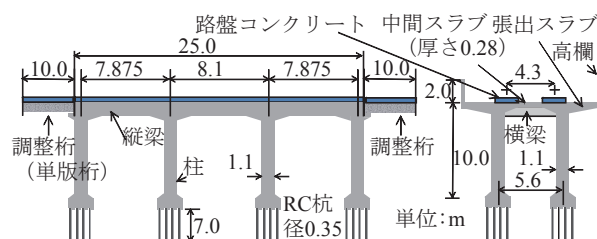
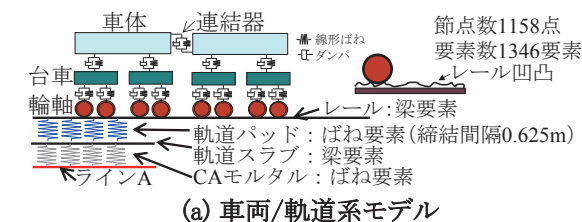
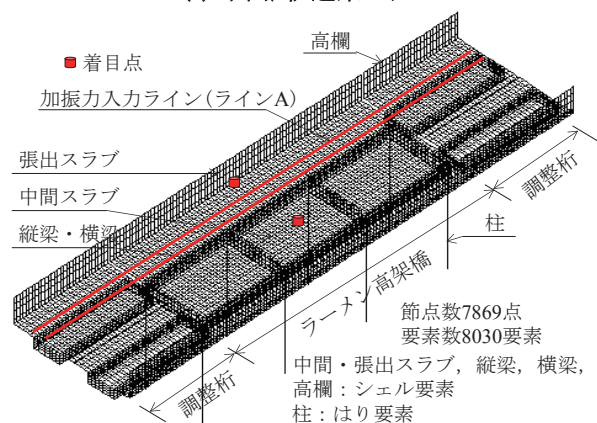


図1 解析対象構造物



(a) 車両/軌道系モデル



(b) 軌道/構造物系モデル

図2 解析モデルの概要

表1 各要素の材料定数

		材料定数
レール種別		60kg レール
軌道パッド公称ばね定数 (MN/m)		60
軌道スラブ	寸法 (mm)	4930 × 2340 × 190
	ヤング係数 (kN/mm <sup>2</sup> )	31
CAモルタル	弾性係数 (N/mm <sup>2</sup> )	3500
	厚さ (mm)	25
高架橋コンクリート	ヤング係数 (kN/mm <sup>2</sup> )	26.5
調整桁コンクリート	ヤング係数 (kN/mm <sup>2</sup> )	25
減衰定数 (%) (全モードで一律の値)		2%

ることを確認した上で、本手法を、数多くのパラメータの影響を数値解析的に効率的に検討していく実用的な手法と位置付け、本手法を用いて検討を行うこととした。

2.2 車両の力学モデル

図3に車両の三次元力学モデルを示す。図4に車軸の基本配置の概要を示す。車体、台車及び輪軸を剛体と仮定し、それらをそれぞれの特性に応じたばね  $K_N$  とダンパ  $C_N$  ( $N$  は図3中の記号) でリンクした三次元力学モデルで、1車両あたり31自由度（車体5自由度、台車5自由度、輪軸4自由度）を有する。列車は、車両モデル

を車端に設けたばね  $K_c$  とダンパ  $C_c$  で連結して構成する。本研究では、車両長 25m、輪重 60kN 程度の一般的な新幹線車両 6 両とした。

### 2.3 軌道及び構造物の力学モデル

車両/軌道系モデルでは、図 2 (a) に示すように、レール及び軌道スラブをはり要素、軌道パッド及び軌道スラブ下の CA モルタルをばね要素でモデル化した。本モデルで CA モルタル相当のばね要素のばね反力を求め、これを加振力として軌道/構造物系モデルの路盤コンクリート等による荷重分散を考慮した加振力入力ラインに入力する。軌道/構造物系モデルでは、図 2 (b) に示すように、高欄、張出スラブ、中間スラブ、縦梁及び横梁はシェル要素、柱ははり要素とした。軌道部材については、重量のみを考慮し、スラブに付加した。事前の検討より、地中梁や地盤をモデル化しても、構造物音に寄与する周波数帯 (概ね 20Hz 以上) における各部材の応答に与える影響が小さかったので、モデル化は省略することとし、柱下端を固定とした。解析メッシュ刻みはレール締結間隔 (0.625m) の 4 分の 1 とした。なお、解析で実際に用いる軌道パッドのばね定数は、左右レール変位と輪重の測定結果から算出した軌道支持ばね係数の実測値<sup>4)</sup> を参考に、公称値の 3 倍の値を使用した。

### 2.4 車輪とレール間の力学モデル

車輪とレール間の動的相互作用力は、両者の幾何形状と相対変位から接触点及び接触角を求めて算出する。具体的には、鉛直方向の接触力は Hertz の接触ばねで、水平方向の接触力は車輪フランジとレールが接触するまではクリープ力で、接触後はレール小返りばねで表現した。図 5 に解析に用いたレール凹凸を示す。一体型モデルでは、長さ 1m の測定器を用いて測定した 2m 分の凹凸を繰り返し与えた (図中、短波長凹凸)。分離型モデルでは、それらの凹凸に別途測定した 10m 分の凹凸を足し合せ、長波長成分を付加した (図中、中長波長付加凹凸)。なお、測定波長に起因すると思われる特異なピークはフィルターを用いて適宜除去した。

### 2.5 数値解析法

効率的な数値解析を行うために、車両、軌道及び構造物に関する運動方程式をモーダル変換する。得られる車両及び構造物のモーダル座標系上での運動方程式を Newmark の平均加速度法により時間増分  $\Delta t$  単位に解いていく。ただし、運動方程式が非線形であることから、不釣合力が十分小さくなるまで  $\Delta t$  内において反復計算を行う。解析におけるモード次数は、400Hz 程度までの振動を再現できる次数とし、解析時間刻みは 0.0005sec とした。また、周波数分析は 4096 点 (観測時間約 2 秒,  $\Delta f=0.49\text{Hz}$ ) とした。

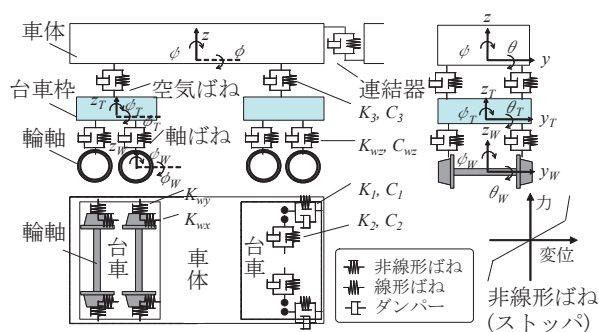


図 3 車両の三次元力学モデル

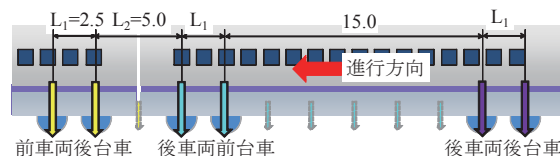
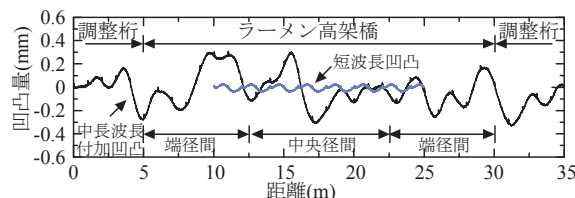
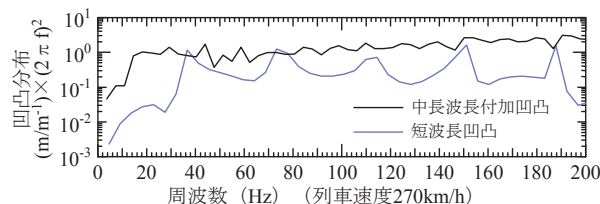


図 4 車軸の基本配置の概要



(a) 凹凸量と距離の関係



(b) 凹凸分布と周波数(速度270km/h)の関係

図 5 解析に用いたレール凹凸

### 2.6 解析ケース

表 2 に解析ケースを示す。構造物の各種パラメータについては、文献 3) で取り上げているので、ここでは、軌道と車両のパラメータに着目した。

CASE2 では、車両の振動系の影響を検討するために、車両を図 3 で示した車両モデルではなく、車両の静止輪重に相当する一定力の荷重列 (荷重間隔は車両の軸配置と同一) とした。

CASE3, 4 及び 5 では軌道に関するパラメータとして、レール凹凸、レール締結間隔及び軌道パッドのばね定数の影響を検討した。レール締結間隔の影響の検討では、締結間隔を 0.625m または連続支持としているが、連続支持は、レール相当のはり要素に離散的に設けられた節点すべてにばね要素を結合することによって連続支持をモデル化した。ただし、単位長さあたりの軌道支持ばね係数が同じになるように、基本ケースよりも軌道パッド相当のばね定数を低減した。

CASE6 では車両に関するパラメータとして、列車速度及び車軸配置の影響を検討した。車軸配置は、図 4 に示すとおりであるが、隣接する車軸の加振周期を逆位相に

特集：鉄道力学

することにより両者の加振を打ち消しあうことを期待して車軸配置を変更した。具体的には、同図中L<sub>1</sub>の軸距2.5mから3.0mに変更（車両長、台車位置は変更せず）したものをCASE6-1、同図中L<sub>2</sub>の隣接車両の後輪と前輪の間隔を5.0mから3.75mに変更（車両長23.75mに変更、軸距は変更せず）したものをCASE6-2として設定した。

2.7 解析手法の妥当性の検証方法

解析モデルの妥当性の検証は、実測との比較により行った。列車通過時の応答加速度の測定は、圧電型加速度計（感度：6.42pC/(m/s<sup>2</sup>）、測定周波数範囲1Hz～7kHz）を使用し、データ収録はサンプリング周波数2kHzでADボードを介してノートPCに収録した。また、周波数分析は時刻歴波形の列車通過中の2秒間を切り出してFFTを行った。

3. 検討結果

3.1 基本ケース（CASE1）

図6に車両/軌道系モデルにおけるCAモルタルに相当するある1つのばね要素で計算される加振力の時刻歴波形及びその時刻歴波形を0.5～2.5秒の2秒間に対して周波数分析を行った結果を示す。列車速度は270km/hである。時刻歴波形より、1軸が通過するたびにピークが表れていることがわかる。また、その波形の周波数成分を見ると、列車速度270km/hと車両長25mから決まる3Hzの整数倍でピークとなっていることがわかる。

3.1.1 振動モード形

図7に固有値解析により求めた振動モード形を示す。実測により求めた固有振動数<sup>5)</sup>も併せて記載する。同図に示すように、実測と解析で固有振動数がほぼ一致していることがわかる。

3.1.2 応答加速度の周波数特性（速度270km/h）

図8に解析対象構造物の中間スラブ、張出スラブにおける応答加速度の周波数分析結果に関する実測と解析の比較を示す。列車速度は270km/hで、着目点は図2(b)に示す位置である。実測が有するある程度のばらつきを考慮して、解析結果に対して列車10本程度（部材ごとに異なる）の実測と比較することとした。同図に示すように、列車速度と車両長から決まる基本加振周波数（3Hz=1/(25/(270/3.6))）の整数倍ごとにピークを生じていることがわかる。実測と解析を比較すると、各部材ともに解析は実測のばらつきの範囲内に概ね収まっていることがわかる。また、分離型モデルと一体型モデルを比較すると、長い波長成分の凹凸を新たに付加した効果により、概ね20Hz～70Hzの帯域で分離型モデルは一体型モデルに比べて応答が増加した。比較対象とした実測は列車速度270km/hに対してのみであり、今後データの蓄積することにより、その他の速度についても再現性

表2 解析ケース

CASE	パラメータ						列車速度 (km/h)
	車両			軌道			
	車両モデル	軸距 (m)	車両長 (m)	凹凸	パッド剛性 (MN/m)	締結間隔 (m)	
1*	三次元	2.5	25	考慮	60	0.625	160-370
2	荷重列	2.5	-	-	60	0.625	270
3	三次元	2.5	25	無	60	0.625	270
4	三次元	2.5	25	考慮	60	連続	270
5	三次元	2.5	25	考慮	30	0.625	270
6-1	三次元	3.0	25	考慮	60	0.625	160-370
6-2	三次元	2.5	23.75	考慮	60	0.625	160-370

※CASE1は基本ケース

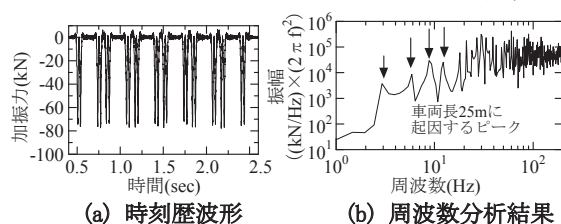


図6 加振力の時刻歴波形と周波数分析結果（270km/h）

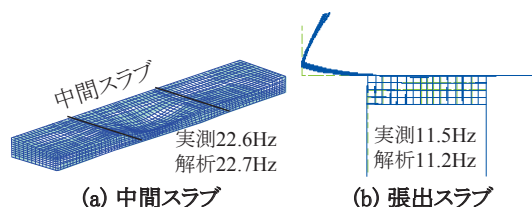


図7 固有値解析により求めた振動モード

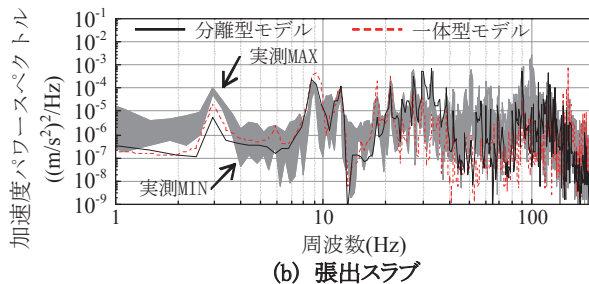
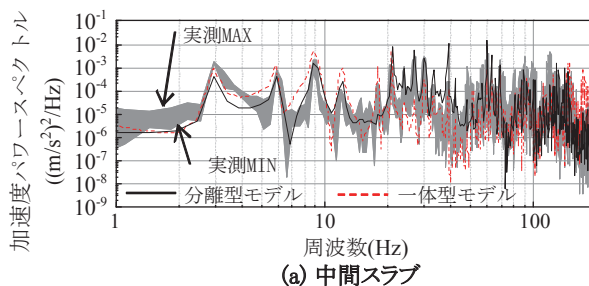


図8 各部材の応答加速度の周波数分析結果に関する実測と解析の比較（速度270km/h）

を検証しておく必要はあるが、前述の比較から、本解析手法のある程度の妥当性を確認することができたとして、以降で、各種パラメータの影響検討を行うこととする。

3.2 各種パラメータの影響

3.2.1 車両モデル化、レール凹凸、締結間隔の影響

図9に車両を荷重列でモデル化した場合（CASE2）、

図 10 にレール凹凸が無い場合 (CASE3), 図 11 にレール締結間隔を連続支持にした場合 (CASE4) の中間スラブの鉛直応答加速度への影響に関する周波数分析結果を示す。同図に示すように, 22Hz 程度までの低周波領域では, 3つのケースともに基本ケースとの違いがほとんど見られない。したがって, この領域では単純な移動荷重の繰返しのみによって応答が決まることがわかる。

20Hz ~ 100Hz 程度の領域では, 荷重列によってモデル化した CASE2 及びレール凹凸無しの CASE3 では, 基本ケースに比べて応答が大幅に低下した。したがって, この領域では車両のばね下質量やレール凹凸の影響を受けて応答が決まることがわかる。

100Hz ~ 150Hz 程度の領域では, レール凹凸が無いにも関わらず, CASE3 は基本ケースとほぼ同等の応答となった。ここでレール締結間隔 0.625m を列車速度 270km/h で通過するとき, 車輪が軌道側から受ける加振周波数は 120Hz であり, 概ねこの領域と一致する。一方で, レールを連続支持した CASE4 では締結間隔と列車速度から決まる加振周波数が存在しないことから, 基本ケースに比べてこの領域での応答が低下した。したがって, この領域では, ばね下質量が締結間隔ごとに加振されることによって応答が決まることがわかる。

150Hz を超える領域では, 20 ~ 100Hz の領域と同様に, 車両のばね下質量やレール凹凸の影響を受けて応答が決まることがわかる。

### 3.2.2 軌道パッドのばね定数の影響

図 12 に軌道パッドばね定数の違いによる中間スラブの鉛直応答加速度への影響を示す。軌道パッドのばね定数を 30MN/m とした CASE5 では, 通常用いられる 60MN/m の軌道パッドを使用した基本ケースに比べて, 80Hz 以上の領域で応答が低下した。一方, 80Hz より低い領域では, 基本ケースと同程度の応答あるいは CASE5 の方が増加した領域もあった。柔らかい軌道パッドでレールを支持し, 軌道支持ばね係数をより小さくする工法は, 地盤振動対策工法として鉄道において広く行われているが, 低ばねによる中間スラブにおける振動低減効果が得られる周波数帯の傾向は, 既往の地盤振動測定結果<sup>6)</sup>の傾向と概ね一致する。

### 3.2.3 列車速度の影響

図 13 に列車速度の違いによる中間スラブの鉛直応答加速度への影響を示す。列車速度は 160km/h ~ 370km/h まで 10km/h 刻みで計算した。同図には構造物の加振力についても示した。270km/h では軸距 2.5m の繰返しに起因する 30Hz のピークが認められるが, そのピークは 360km/h では 40Hz にシフトしており, 中間スラブの固有振動数 40Hz と加振周波数 (軸距 2.5m では 360km/h で 40Hz) が近接していくことから応答が急増している。また, 加振力のグラフにおいて認められる 290km/h

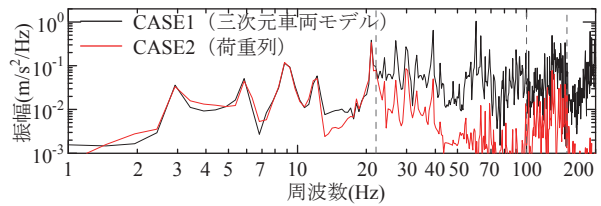


図 9 車両のモデル化の違いによる応答への影響

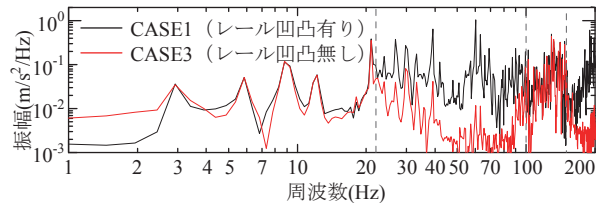


図 10 レール凹凸の有無による応答への影響

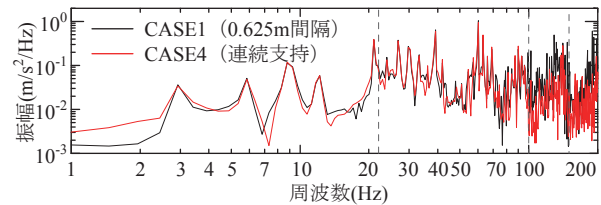


図 11 レール締結間隔の違いによる応答への影響

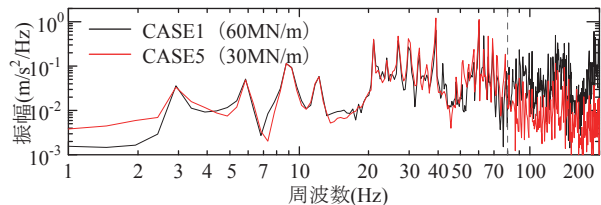


図 12 軌道パッドばね定数の違いによる応答への影響

で 65Hz 付近のピークは, 別途行ったレール凹凸無しの解析ではピークが消失したことからレール凹凸が原因であると考えられる。同図 (b) の中間スラブで認められる応答のピークは, 中間スラブの固有振動数が加振周波数 (軸距 2.5m では 290km/h で 32Hz) の 2 倍と近接する影響によると考えられる。180km/h 付近で 80~100Hz 付近に認められる加振力のピークは, ばね下質量とレール質量及び軌道パッドで構成されるばねマス系の固有振動数とばね下質量がレール締結間隔 0.625m から受ける反作用による加振周波数と近接していることが原因と考えられる。

### 3.2.4 車軸配置の影響

図 14 に車軸配置の違いが中間スラブの鉛直応答加速度への影響を示す (以下, 図 4 (a) に示した車軸配置を基本配置という)。車軸配置を変更すると, 基本配置で生じていた 320km/h ~ 370km/h のピーク値が減少あるいは消失していることがわかる。その他の周波数帯においても応答ピークの増減, ピークの消失等が見られるが, その要因については構造物の振動特性と合わせて詳細に検討していく必要があると考えられる。

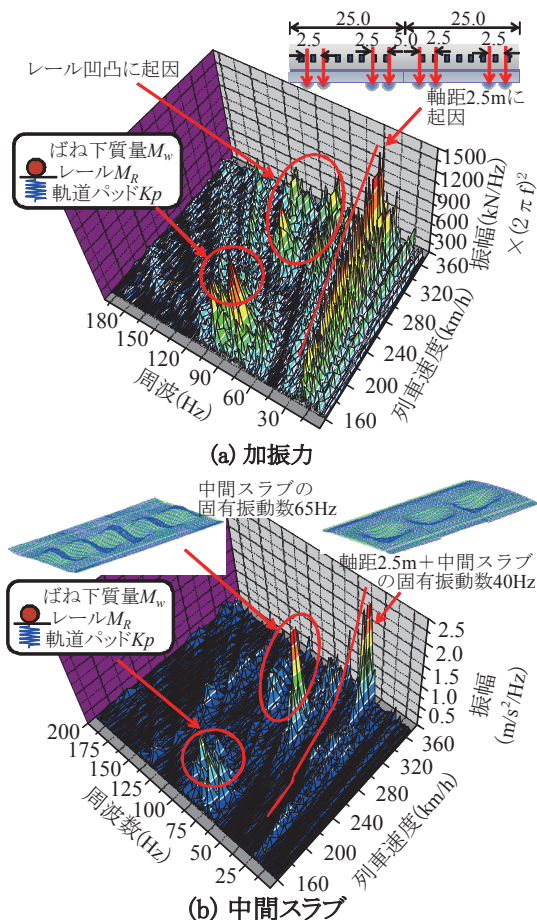


図 13 列車速度の違いによる応答への影響

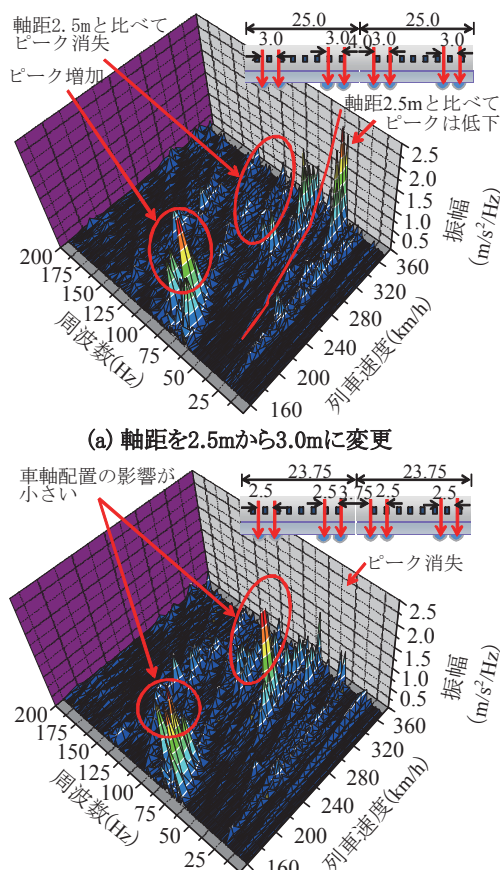


図 14 車軸配置の違いによる応答への影響

#### 4. まとめ

本研究で得られた知見は以下の通りである。

- (1) 車両/軌道系モデルで加振力を求め、これを軌道/構造物系モデルに入力して構造物の部材振動を求める手法を新たに構築した。その結果、解析精度を確保しつつ、解析自由度を低減させることができ、解析の効率化を可能にした。
- (2) 列車速度 270km/h で走行した場合の中間スラブの 200Hz までの応答特性のうち、20Hz 以下では単純な荷重列の繰返し、20Hz ~ 100Hz の領域では車両のばね下質量及びレール凹凸、100Hz ~ 150Hz の領域ではレール締結間隔、150Hz を超える領域ではレール凹凸の影響が支配的であることがわかった。
- (3) 軌道パッドの低ばね化により、列車速度 270km/h で走行した場合においては、80Hz 以上の領域で中間スラブの応答が低下することがわかった。
- (4) 列車速度の変化に伴って特定の速度及び周波数帯で、部材の応答にピークが生じる場合がある。これは、列車の加振周波数と部材の固有振動数が近接したこと、レール凹凸の有無、ばね下及びレール質量と軌道パッドからなるばねマス系の固有振動数と、ばね下質量がレール締結間隔 0.625m ごとに受ける

反作用による加振周波数が近接すること等が、ピーク発生のが主な要因であると考えられる。

#### 文献

- 1) 北川敏樹：鉄道騒音の特性と防止策，日本音響学会誌，Vol.64，No.10，pp.629-634，2008
- 2) 渡辺勉，曾我部正道，後藤恵一，浅沼潔：構造物音評価のための RC ラーメン高架橋の振動性状評価法，鉄道力学論文集，Vol.14，pp.136-143，2010
- 3) 曾我部正道，松本信之，藤野陽三，涌井一，金森真，宮本雅章：共振領域におけるコンクリート鉄道橋の動的設計法に関する研究，土木学会論文集，No.724/I-62，pp.83-102，2003
- 4) 守田武史，田中靖幸，廣本勝昭，横山秀史，岩田直泰：低ばね定数軌道パッド敷設による地盤振動に対する影響，土木学会第 60 回年次学術講演会，pp.221-222，2005
- 5) 松岡弘大，貝戸清之，渡辺勉，曾我部正道：走行列車荷重を利用した RC 鉄道高架橋の部材振動の同定と動的挙動の把握，土木学会論文集，Vol.67，No.3，pp.545-564，2011
- 6) 吉岡修，芦谷公稔：軌道の支持ばね係数低下が地盤振動低減に与える効果，鉄道総研報告，Vol.5，No.9，pp.31-37，1991