軌道上建築物に対する固体音制御のための列車走行時の 加振力特性に関する研究

EXCITING FORCE CHARACTERISTICS OF TRAIN RUNNING FOR SOLID-BORNE NOISE CONTROL IN BUILDING ON RAILROAD

井上勝夫*, 木村 翔**, 北村訓久***, 稲留康一****, 益田 勲*****

*Katsuo INOUE, Sho KIMURA, Norihisa KITAMURA, Kouichi INADOME
and Isao MASUDA*

This thesis covers an experimental study on the exciting force created by a train and a method for measuring this force, concentrating on the characteristics of the exciting force, which are some of the fundamental factors in the system creating the solid-borne sound, and which are generated between the rails and the train wheels, for the purpose of controlling the noise transferred from the track to the structures built above the track.

As a result of the study on the methods for measuring the exciting force, we came to the conclusion that, though both the direct measuring method (in which the force sensor is used) and the transfer function method, the indirect method (in which the force calculation is made from the response function in the transfer system), are effective, the former is more suitable when precise measurement of the exciting force in the low-frequency range is required.

The exciting force generated when a train travels over flat track can be predicted to have exciting-force characteristics within a frequency range below than 63 Hz, taking the train's overall mass/speed and the rail resonance caused between the sleepers into consideration.

Keywords : *building on railroad, train running noise, exciting force, solid-borne sound, force sensor, transfer function*

軌道上建築物, 列車走行音, 加振力, 固体音, 力センサー, 伝達関数

1. はじめに

土地の有効利用が求められている現在, 軌道上の空間を利用して建築物を建設し, 多層多目的に利用しようとする計画が具体化しつつある。その場合, 振動発生源の直上に建物が建設されることから, 列車走行時に発生する振動が建物に伝搬することによって, 音・振動環境の劣化が問題となる。このような固体音の制御を行うには, まず発生系・伝搬系の特性を明らかにして, 有効な対策法を検討していかなければならない。

この種の固体音問題に関するこれまでの研究状況をみると, 固体音の伝搬系の解析や実測が中心であり, SEA 法を用いた解析例¹⁾や実測値から伝搬特性を推定する方法^{2)~4)}など多くの研究が行われて, 一定条件下ではあるが, その伝搬特性を推定することが可能となって

いる。しかしながら, 発生系, すなわち加振力の特性に関する研究は, 非常に少なく, 測定法さえ確立されていないのが現状である。

そこで, われわれは, 軌道上の建築物に対する固体音の対策法を確立するための第一段階として, 列車の定常走行時におけるレールと車輪間で発生する鉛直方向の加振力特性に着目し, その計測法および発生加振力特性について基本的な検討を行った。ここではそれらの結果について報告する。

2. 軌道床に及ぼす加振力の計測方法の検討

列車走行時の加振力の計測は, 実際の列車を対象に行うため, 安全性が高く, 容易に計測できることが前提条件となる。そこで, 本報告では, 力センサーを用いて直

本研究の一部は1989, 90, 91年度日本建築学会大会(九州, 広島, 仙台)で発表している^{5)~10)}。

* 日本大学理工学部 講師・工博

** 日本大学理工学部 教授・工博

*** 三洋証券・工修

**** 日本大学大学院理工学研究科

***** 東急建設技術研究所 音響室長

Lecturer, College of Science and Technology, Nihon Univ., Dr. Eng.

Prof., College of Science and Technology, Nihon Univ., Dr. Eng.

Sanyo Security, M. Eng.

Graduate Student of Nihon Univ.

Tokyu Construction Technological Research Center

接加振力を計測する直接計測法と、リニアな振動伝達系を仮定し、その系の伝達関数（インピーダンス）を用いて間接的に加振力を計測する間接計測法の2種類の計測法について検討を行った。

直接計測法は、図—1に示すように、道床とレールの間に力センサーを挿入し、列車通過時の力センサーの出力を得ることにより加振力を求める方法である。計測条件として道床部分が無限大のばね定数を持つこと、レールの曲げばね定数が力センサーのばね定数に比べて十分小さいことが必要である。

そこで、これらの影響を定量的に求めるため、あらかじめインパルスハンマーで力センサー直上のレール上部（▼点）を衝撃加振し、インパルスハンマーの出力 $F'(t)$ と力センサーの出力 $F''(t)$ を同時に検出して、両者のフーリエ変換の比を（1）式により求め、校正值 $R(\omega)$ とした。この校正值 $R(\omega)$ と列車通過時の力センサーの出力 $G(\omega)$ を用いて、（2）式により加振力を求めることができる。

$$R(\omega) = F'(\omega) / F''(\omega) \cdots \cdots (1)$$

$$F(\omega) = G(\omega) \cdot R(\omega) \cdots \cdots (2)$$

ここで、

$R(\omega)$ ：校正值

$F'(\omega)$ ：インパルスハンマーの出力（N）

$F''(\omega)$ ：力センサーの出力（N）

$F(\omega)$ ：列車による加振力（N）

$G(\omega)$ ：列車通過時の力センサーの出力（N）

なお、実際の道床部分は、図—1に示すように、レールが防振ゴム等の比較的柔らかい弾性材を介して枕木で支持されている場合が多いため、レールの変形は防振ゴムが受け持つことになるから、道床が十分剛であれば、力センサーの出力が直接加振力に対応することになる。

間接計測法は、図—2に示すように、レール上のV1に振動ピックアップを設置し、その直上（▼点）をインパルスハンマーで衝撃加振したときに得られるインパルスハンマーの出力 $F'(t)$ と、振動ピックアップ（V1）の出力 $V'(t)$ を同時に検出し、両者のフーリエ変換の比を（3）式より求めて、それを伝達関数（伝達インピーダンス） $H(\omega)$ とし、列車通過時の振動ピックアップの

図—2 間接計測法による加振力の計測方法

振動速度応答 $V(\omega)$ と $H(\omega)$ を掛合わせることで、（4）式により加振力を求める方法である。

$$H(\omega) = F'(\omega) / V'(\omega) \cdots \cdots (3)$$

$$F(\omega) = H(\omega) \cdot V(\omega) \cdots \cdots (4)$$

ここで、

$H(\omega)$ ：伝達インピーダンス（kg/s）

$F'(\omega)$ ：インパルスハンマーの出力（N）

$V'(\omega)$ ：インパルスハンマー加振時の振動速度応答（m/s）

$F(\omega)$ ：列車による加振力（N）

$V(\omega)$ ：列車通過時の振動速度応答（m/s）

また、この方法は伝達系が線形系とみなせるならば、レール上だけでなく、図—2のV2のような道床部分の振動速度応答からでも、（3）、（4）式により列車による加振力を求めることが可能である。

これら2つの計測方法の妥当性を確認するため、図—3に示す要領で、実際の列車走行時の加振力の計測を行った。計測・解析ブロックダイアグラムを図—4に示す。

まず、インパルスハンマーでレール上のP1点を衝撃加振し、インパルスハンマーの出力および力センサーの出力と、振動ピックアップの出力より、校正值 $R(\omega)$ と伝達関数 $H(\omega)$ を求めた。次にP1上を列車が通過した時の応答量を計測し、先に求めておいた校正值 $R(\omega)$ ま

図—1 直接計測法による加振力の計測方法

図—3 直接法と間接法の比較実験の測定ポイント図

図—4 直接法と間接法による計測・解析ブロックダイアグラム

たは伝達関数 $H(\omega)$ を掛け合わせるにより加振力を算出した。

このとき得られた時系列波形を図—5 に示す。図中には実際の列車がP1上を通過した時の時間的位置を示したが、計測範囲内に前後車輪の応答が一部重なって出力されている。

そこで、発生加振力の基本として一車輪通過時の特性

図—5 加振力時系列波形

を求めるため、次のような処理を行った。すなわち直接計測法の場合は、図—5 の前輪応答部分のA点までと後輪応答部分のB点以降を時間軸上で合成し、一車輪分の加振力とした。また、間接計測法の場合は、応答量の小さいC点から次の応答量の最も小さいD点までを、一車輪分の影響範囲と近似的に仮定して解析を行った。図—6 には、このような方法により処理した一車輪分の時系列応答波形を示す。

図—5 の時系列応答波形をみると、直接法、間接法と

図—6 一車輪分の加振力時系列波形

図-7 加振力周波数特性

もピーク値は測定ポイントP1直上を車輪が通過した時に現れており、図-6から直接法、間接法の両応答とも継続時間はほぼ同じであることがわかる。

なお、列車速度はホイールベースと時系列応答波形の山から山までの時間 T で算出した値が、手で計測した速度とほぼ一致していた。また、列車速度と時系列応答波形から、力センサーに対する一車輪分の影響範囲を割り出すと、P1点の前後約1mとなっている。これは枕木とレールの間に防振ゴムが設置してあるため、枕木部分に変位し、力センサーに影響を与える有効範囲として、最も近い枕木の次の枕木までが一車輪分の影響範囲となっているものと考えられる。

図-7に、両計測法により求めた加振力周波数特性を示した。両者は非常に良く対応しており、この結果から、両者とも計測方法として、十分に有効な手法であると判断される。

計測方法の難易度から考えれば、間接計測法の方が計測機器の設置が容易であることから有利な計測方法といえるが、計測対象を固体音だけでなく体感振動領域まで広げて考えると、低周波帯域まで十分計測可能な直接計測法の方が有効な計測方法であるといえる。

3. 列車走行時の加振力特性の測定

3.1 計測対象および計測・解析方法

実際の列車走行時の加振力特性を計測する対象として、図-8に示す5タイプの軌道床を選び、表-1に示すA車からI車の9種類の列車を対象に計測を行った。

計測方法は、レール継目なしの部分で走行するA車からF車については直接計測法、継目部分を走行するG車からI車については、継目直下に力センサーが設置できなかったため間接計測法により計測を行った。

計測および解析は、図-4に示した計測・解析プロッ

図-8 計測対象とした軌道床

表-1 計測を行った列車の諸元

プロット	継目	車種	質量	乗車率	全質量	一車輪当りにかかる質量	車輪質量	ホイールベース	速度 (計算値)	枕木間隔	軌道床の形状
○—○	なし	A車	33.0t	200%	50.550t	6318.75kg	550kg	2200mm	32.5km/h	620mm	I型
▲—▲	なし	B車	33.0t	30%	35.633t	4454.13kg	550kg	2200mm	34.4km/h	620mm	I型
□—□	なし	C車	33.0t	80%	40.020t	5002.50kg	550kg	2200mm	39.6km/h	640mm	II型
■—■	なし	D車	33.0t	100%	41.775t	5221.88kg	550kg	2200mm	36.0km/h	620mm	I型
●—●	なし	E車	33.0t	200%	50.550t	6318.75kg	550kg	2200mm	72.0km/h	620mm	I型
△—△	なし	F車	26.5t	0%	26.500t	3312.50kg	450kg	1900mm	68.6km/h	620mm	III型
★—★	あり	G車	33.0t	100%	41.775t	5221.88kg	550kg	2200mm	62.9km/h	620mm	IV型
☆—☆	あり	H車	33.0t	30%	35.633t	4454.13kg	550kg	2200mm	35.2km/h	620mm	IV型
◇—◇	あり	I車	26.5t	0%	26.500t	3312.50kg	450kg	1900mm	33.8km/h	520mm	V型

注) 乗車率は車輛の定員乗車を100%として、割合換算表示した。

クダイヤグラムの流れに沿って行った。まずインパルスハンマーにより、力センサーまたは振動ピックアップ直上のレール上を加振し、両者の出力を現場でPCM録音した。また、列車通過時の力センサーと振動ピックアップの出力も、同様にPCM録音した。録音波形は、特に先頭の1輦目を対象にサンプリング周波数8192 HzでA/D変換の後、各波形ごとにFFT処理を行い、1/3オクターブ帯域ごとに解析を行って、校正値または伝達関数と列車走行時の応答を掛け合わせるにより加振力を算出した。

3.2 加振力特性の解析結果

3.2.1 平滑レール上走行時の加振力特性

図-9にA車からF車の加振力時系列波形、図-10にそれらの加振力周波数特性解析結果を示す。なお、加振力特性は同じ車種でも列車速度、乗車率等でかなり変化するので、すべて単一車輦の計測データとして表示することとした。図-10の加振力周波数特性をみると、全車とも1~4 Hz付近の低周波数帯域と、1オクターブ幅でみたときの63 Hz帯域付近にピークが存在していることがわかる。

低周波数域のピークは、加振力波形が正弦半波的で、継続時間が100~250 msを示し、衝撃周波数が2~5 Hzとなることから、列車走行時の基本的特性と判断される。図-9の加振力波形のピーク値に着目すると、その大小は車輦全質量に依存しており、ピーク絶対値は一車輦にかかる質量に関係していることが推察される。

そこで、加振力ピーク値と一車輦にかかる質量分の力との関係を求めてみると、図-11のようになる。これをみると、両者は良い対応を示しており、加振力ピーク値は一車輦にかかる質量分の力として算定できるものと考えられる。

また加振力の継続時間は、列車速度の増加とともに短くなっており、列車速度の関数として与えられることが

図-10 加振力周波数特性

図-11 加振力ピーク値と一車輪分にかかる質量分の力の関係

推察される。図-8でも示したように、力センサーに影響を及ぼす車輪位置の範囲は、力センサーの前後1 m程度となることから、列車速度により加振力の継続時間が推定できるものと考えられる。

そこで、この影響範囲と速度より、図-12に示す手法を用いて衝撃周波数を算出してみる。なお、衝撃周波数とは、衝撃時間の2倍の逆数をとったものをいう。表-2には、図-9の時系列波形より求まる衝撃周波数実測値を衝撃周波数 f_1 に、また図-12の手法を用いて推定した衝撃周波数を衝撃周波数 f_2 として示した。これをみると両者はほぼ一致しており、この推定法により加振力の継続時間が求められることがわかる。

実際的には通常、列車の速度は30~70 km/hと考えられるから、継続時間としてみると、今回の計測結果の

図-9 平滑レール走行時の加振力時系列波形

図—12 衝撃周波数の算出手法

表—2 衝撃周波数および共振周波数の算出結果

車種	衝撃周波数 f_1	衝撃周波数 f_2	共振周波数 f_n
A 車	2.07Hz	1.95Hz	69.1Hz
B 車	2.11Hz	2.07Hz	69.1Hz
C 車	2.26Hz	2.39Hz	65.8Hz
D 車	2.16Hz	2.17Hz	69.1Hz
E 車	4.00Hz	4.35Hz	69.1Hz
F 車	4.68Hz	4.76Hz	76.4Hz

ように 100～240 ms となり、加振力の基本的周波数特性は、衝撃周波数 2～5 Hz 付近にピーク値を有する形となる。

次に 2 つ目の特徴である 63 Hz 帯域付近に存在するピークについて検討してみる。まず加振力周波数特性の 63 Hz 帯域付近に着目するため、図—10 の C 車の加振力特性(図—13(a))の 63 Hz 帯域に、オクターブバンドフィルターを掛け、逆フーリエ変換を行った。得られた加振力時系列波形を図—13(b) に示す。この波形より、センサーの設置してある枕木間隔付近を車輪が通過する際、共振的な応答があり、ピーク値は約 4 300 (N) を

図—13 C 車の加振力特性とフィルター後の加振力時系列波形

示している。また、共振的応答は、センサーの設置してある枕木間隔内のみで起きているのではなく、センサー直上の前後約 0.6 m の範囲(図中の共振範囲)で起こっており、この範囲は枕木間隔の 2 倍程度となっている。

そこで、この共振現象について考えてみる。列車の振動系は図—14 のように考えられ、ばね上質量による振動系とばね中質量による振動系、ばね下質量による振動系の 3 つに分けることができる。ばね上の振動系のばね定数とばね中の振動系のばね定数は通常小さく設定されているため、63 Hz 帯域の共振現象は、ばね下質量の振動系によるものと考えられる。この振動系のばね定数は、レールと枕木の間に設置された防振ゴムのばねとレールの曲げばねの合成値となるが、防振ゴムのばね定数が小さいことから、レールの曲げばねが支配的となり、レールの変形に対して、図—15 に示すように、共振範囲は枕木下の防振ゴムが変形するために実際の枕木間隔よりも見かけ上延長していると考えられる。

そのため、図—16 に示すような手法により、仮想支

図—14 列車の振動系

図—15 共振現象時のレールの状態

図—16 共振周波数の算出手法

持点を設定し、枕木間隔の2倍の距離を共振範囲として、レールの共振周波数を算出すると、図一16に示すように65.8 Hzとなり、63 Hz帯域付近にこの共振周波数が存在することになる。それ故、63 Hz帯域付近のレベルの上昇は、車輪質量とレールの曲げ剛性で決まる共振の影響であると推察される。

また、この共振的応答のピーク値は、図一13(b)に見られるように最大加振力で4 300 (N)程度を示しており、一車輪分の静的加振力(5 400 N)の0.8倍程度となっている。

なお、列車走行時の加振力の継続時間は、力センサーの設置位置の前後1 m(近傍枕木の次の枕木まで)の範囲により決定されるとしたが、レールと車輪による局部的共振は、この結果からみると枕木間隔の影響が支配的となっている。

3.2.2 継目部分から発生する加振力特性

列車走行時の加振力で最も大きく、衝撃的であると考えられるのが、継目部分で生じる加振力である。表一1のG車からI車(継目あり)について、間接計測法で求めた加振力周波数特性を図一17に示す。これを見ると、平滑レール上走行時の加振力特性と同様、低周波数域および63 Hz帯域付近に大きい加振力が存在しているが、平滑レール上走行時にはみられなかった250 Hz以上の高周波数域において、レベルの上昇がみられる。

通常、継目部分は静的にみると、レールの連続性はか

図一17 継目走行時の加振力周波数特性

図一18 継目の衝突状況

なり平滑に保たれているが、この場合、隙間が3~10 mm程度あり、レール自身が防振ゴム等の弾性体で支持されているため、車輪通過時に継目部分には、図一18のような様々な状態が発生することが予想され、単純な衝突現象としてはとらえにくい。しかし、図一17の実測結果をみると、継目部分の基本的加振力特性としては、平滑レール走行時の特性に、250 Hz以上の衝撃的加振力が加算される傾向を持つ特性を示すものと推定できる。

しかしながら、これらのデータのみでは、はっきりとした特性として表すまでには至らないため、今後実測例を増し、定量的に検討していくことが必要であろう。

そこで今回は、継目部分のレールと車輪間の様々な状態の衝突現象のうち、特にレール継目に人工的に設けた段差を用いて図一18の(1)に相当する状態で発生する加振力の特性変化の考察を試みた。

実験は、図一19に示すように継目部分に人為的に段差を1 mm, 2 mm, 3 mmと設け、コンクリートブロックをスペーサーとして、継目直下に力センサーを挿入し、直接計測法を用いて計測を行った。

車輛は、2輛編成の試験車輛を用い、段差のついた側から一方向に速度40 km/hで走行させた。この時得られた加振力時系列波形を図一20に示す。

これらの波形をみると車輛質量による加振力波形に車輪とレールの衝突的波形が含み、そのピークレベルは段差高さに対応して増加している。

そこで、段差の影響と思われる加振力波形の1波分だけを取り出し、スケールアップしてみると図一21のようになる。図一21をみると、段差の大きさにかかわらず、衝撃時間は8.6~9.2 ms(衝撃周波数で約50 Hz)とほぼ一定で、ピーク値のみの変化とみることができる。

そのため、車輪とレール間の衝突状態はほぼ一定であると判断されるが、ピーク値の変化をみると、自由落下による衝突状態とみることができない。すなわち、自由

図一19 段差変化の測定ポイント図

図—20 段差で生じる加振力時系列波形

図—21 段差の1波分のみの加振力時系列波形

落下による理想的衝突であれば衝撃力ピーク値は衝突速度に比例するから、高さの平方根に比例することになる。しかし、実測値の変化をみると3mmと2mmの差は約2倍の変化があり $h_3/h_2=1.22$ 倍に比べ差が大きすぎる。また2mmと1mmの差でも、実測値は3.15倍で $h_2/h_1=1.41$ 倍と対応しない。

そこで、段差部分での衝突状態を考えてみる。水平レール上を列車が走行し、段差を通過するとすれば、段差3mmの場合、列車速度を40km/h (11.11m/s)、車輪径を860mmとすると、車輪のみの運動を仮定すれば、図—22のように落下時間 ($t=\sqrt{2h/g} \approx 24.7$ ms) 内の移動距離 l ($l=v\sqrt{2h/g} \approx 0.27$ m) は、 l' (0.051m) を上回ることになるので、自由落下による衝突が生ずるとみなされる。しかし、実際は自由落下となっていないことを考えると、車輪上部のばねが、段差通過時において一定加速度とならず高さに比例する形で作用しているか、またはレールに曲率が発生しており、走行時にレールを車輪が離れるとき、その方向として水平方向ではな

く上方向にとび出す形となり、車輪の上昇高さが h^2 に比例する形となっているためと考えられる。

図—20の時系列波形の加振力周波数特性を図—23に示す。これをみると63, 125Hz付近には山があるが、高周波数域部分ではなだらかに減衰し、図—17でみられたような250Hz以上の帯域でのレベルの上昇がみられないことから、車輪は継目通過時のような衝突現象とは異なる状態で衝突していると判断される。

図—22 車輪の段差部分通過状態

図-23 段差で生じる加振力周波数特性

図-24 段差変化による加振力周波数特性の相関

周波数特性に変化はなく、レベルのみに差が生じていることから、段差の高さ変化がこのレベルの差となって現れたものとみなされる。一方、段差なしの場合は、250 Hz 以上の帯域で段差がある時に比べ大きなレベルを示していることから、図-17 に示した状態と同様な継目による衝突状態になっていると考えられる。

段差高さと加振力の相関を求めてみると図-24 に示すようになり、各帯域ともほぼ同様な勾配を示していることから、継目の段差と列車走行時の加振力の変化については、定量的にとらえることができる。しかし車輪が自由落下的に作用すれば、 $\sqrt{h}$ に比例し、 $10 \log_{10}(h)$ 勾配となるのが一般的であるが、今回の計測結果では $20 \log_{10}(h)$ の勾配を示している。

この理由については、前述のように、車輪と台車間に設置されているばねによる加速度が非線形に作用しているか、または実際の落下高さが高くなっており衝突速度が変化しているものと推察される。

いずれにしても今後、継目部分の衝突を詳しく検討し、各種のパターンの継目について加振力を定量的にとらえることが必要であろう。

4. 平滑レール走行時の加振力特性の推定法の検討

ここでは、以上の加振力特性の検討結果から、平滑レール上を列車が走行した時の加振力特性推定法を検討するため、C 車を対象として、加振力の時系列波形の作成を行った。

作成を行う際の諸条件は、力センサー設置点に対し、加振力の影響範囲は前後 150 mm (全長で実寸法 2300

図-25 衝撃周波数より作成した時系列波形

mm) とし、列車速度は 40 km/h、一車輪にかかる質量は 5002.5 kg (乗車率 80%)、一車輪にかかる質量分の力を 49024.5 N、一車輪の質量を 550 kg、枕木間隔 640 mm とした。

まず、低周波数域での加振力特性の要素となる衝撃周波数は、図-12 の手法により算出した。ピーク値は一車輪にかかる質量分の力として SIN 波に近似させて加振力時系列波形を作成すると図-25 のようになる。

次に、63 Hz 帯域での加振力増大の要素となる共振周波数を図-16 の手法により算出し、一車輪の質量による力の 0.8 倍をピーク加振力として、SIN 波に近似させて作成すると、時系列波形は図-26 のようになる。この両者を加振力時間波形上で合成することにより、平滑レール上列車走行時の加振力波形を推定した。

図-27 には作成した時系列波形を、図-28 には推定波形の加振力周波数特性を C 車の実測値とともに示す。

まず、時系列波形を C 車の実測波形 (図-9) と比較すると、ピークレベルの点で推定値の方が 30 % 程度大きい値を示しているが、加振力の継続時間や波形上に含まれる高周波成分の含入状態などは比較的良く対応していると言える。また、図-28 の周波数特性の結果をみても、63 Hz 帯域以下の周波数領域では、良い対応を示しており、周波数範囲を限定すれば、十分に推定が可能と言えよう。しかし、63 Hz 帯域以上の周波数領域ではあまり対応していない。これは実測値が車輪とレールの

図-26 共振周波数より作成した時系列波形

図一27 作成したC車の時系列波形

図一28 加振力周波数特性のC車の実測値と作成波形の比較

微細な凹凸や摩耗等による発生振動等の影響を含むためと考えられ、今後どのようにこれらの成分を考慮するかは検討課題と言えよう。

5. まとめ

本報では、列車軌道面から発生する固体音の制御を行う上で、その基本的問題である発生加振力について実験的に検討した結果、次のような知見を得た。

- (1) 加振力計測法の検討結果から、力センサーを用いた直接法と、伝達系の応答関数から求める伝達関数法(間接法)は、ともに有効な計測方法であるが、低周波数域の加振力まで精度よく計測するには直接法が適している。
- (2) 枕木部分が防振処理されたレール上を列車が走行する場合、レールの任意点に与える加振力の影響範囲は、近傍枕木の次の枕木までの範囲内を車輪が通過する範囲となり、加振力ピーク値は、車輛全質量のうち、一車輪が受け持つ質量に対応する。
- (3) これまでの地下鉄振動の実測例などから、列車走行振動は 63 Hz 帯域にピークを生じるとされてきたが、この原因は、レールの曲げばねと、列車の車輪質量から構成される単振動系で求まる共振周波数が、63 Hz 帯域にくるためと考えられる。
- (4) レールの継目部分で発生する加振力特性は、平滑レール走行時に対応する加振力特性に、車輪とレール端

部の衝突により発生する高周波成分(250 Hz 以上)が加算された特性を示すが、この高周波成分の特性は、継目の衝突状況により異なり、現在のところ定量化は難しい。

(5) レールの段差による発生加振力は、ドロップダウンの場合、段差高さに比例した特性を示す。通常、自由落下として考えるならば、段差高さの平方根に比例するはずであるが、実際の走行時には車輪とレールの衝突状態には車輪上部のばねが作用したり、実際の落下高さに変化が生じるなどから段差高さに比例した傾向を持つ。

(6) 平滑レール上を列車が走行する場合、レール上の任意の点に及ぼす加振力は、車輛の全質量および列車速度と、枕木間のレール共振を考慮することで、63 Hz 帯域以下の範囲の加振力特性を、予測することが可能である。この加振力は、発生系から考えても当然鉛直方向成分が卓越するため、本論文でも鉛直方向成分に着目した検討を行ったが、列車の急停車時や急発進など極端な加速度変化を伴う特殊な走行条件を対象とする場合は水平方向成分も考慮する必要がある。

今後は、これらの加振力を用いて、体感振動領域から固体音領域までを含めて、建物内への伝搬特性の推定法について検討をしていきたい。

参考文献

- 1) 藤原恭司, 杉木陽次: SEA 法による建築物における固体音伝搬特性の解析, 日本音響学会講演論文集, pp. 635~636, 1988.10
- 2) 松田由利, 橘 秀樹, 石井聖光: 建築構造体中における固体音の伝搬性状, 日本音響学会誌, 35 (11), pp. 609~615, 1979
- 3) 田中 洪: 2次元モデルの建物における固体伝搬音の伝搬性状の予測式について, 建築音響研究委員会資料, AA 86-18, 1986.5
- 4) 井上勝夫, 木村 翔, 関口一幸, 漆戸幸雄: 1/2 縮尺コンクリート構造建物模型を用いた固体音伝搬性状の検討, 建築音響研究委員会資料, AA 86-19, 1986.5
- 5) 木村 翔, 井上勝夫, 益田 勲, ほか: 列車走行時の加振力測定方法の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 4134, 1989.10
- 6) 同: 列車走行時の加振力測定結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集 4135, 1989.10
- 7) 同: 伝達関数を用いた列車走行時の加振力測定, 日本建築学会大会学術講演梗概集 4176, 1990.10
- 8) 同: 伝達関数を用いた列車走行時の加振力測定結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集 4177, 1990.10
- 9) 同: 列車走行時の加振力特性推定法の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 4146, 1991.9
- 10) 同: 列車走行時におけるレール段差部分から発生する加振力特性, 日本建築学会大会学術講演梗概集 4147, 1991.9

(1991年7月5日原稿受理, 1991年11月15日採用決定)