

1. まえがき

列車の走行により軌道各部に発生する振動については、すでに理論的な把握が可能となった<sup>1)</sup>。しかし、現状ではなお各種対策の効果を明らかにするためには、実際にこれを営業線に敷設して列車の走行を待たなければならない。これに対し、もしこれらの効果を何らかの方法で実験的規模で予測することができれば、100~200mの営業線敷設ではなく数m規模の試験敷設で代替することが可能となり、その開発における経済効果のみならず、開発のターン・アラウンド・タイムを著しく短縮できることから益する所大である。このような見地から、輪軸落下により地上各部に発生する振動について解析を進めた結果、これにより軌道に限らず地上各部の列車走行時に発生する振動を予測する方法が明らかにされたので、以下これについて報告する。

2. 輪軸落下試験により地上各部に発生する振動の解析

輪軸落下試験のモデルとしては図1に示すように輪軸が $v=0$ のときに輪軸・レール間接触ばねを介して接触し、このとき $v$ という初速度をもっているモデルを採る。このとき $A_{R(s)}$ はレール表面の載荷突における変位に関する力学的アドミッタンスを表わすものとし、 $A_{Rv}(s; x)$ は地上各部における振動の伝達関数を表わすものとする。このモデルによる輪軸の運動方程式は、ラプラス変換表示により、

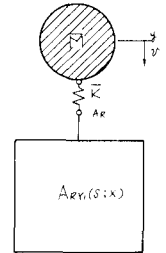


図1 落重試験モデル

$$\bar{M}(S^2 Y(s) - v) = - \frac{Y(s)}{1 + K A_R(s)} \quad (1)$$

ただし、 $\bar{M}$ : 輪軸質量、 $S$ : ラプラス変換のパラメータ、 $Y(s)$ : 輪軸の変位、 $v$ : 輪軸の初速度、 $K$ : 車輪・レール間接触ばねの係数

と表わされる。これから、輪軸とレール頭頂面間に働く力 $F(s)$ は

$$F(s) = \frac{K}{K + M s^2 + K M s^2 A_R(s)} \cdot \bar{M} v \quad (2)$$

となる。

従って、地上各部における振動加速度 $\ddot{Y}_i$ は、これを周波数表示で表わすと $S = j\omega$  ( $j$ : 虚数単位、 $\omega$ : 円周波数) とおくことにより、

$$\ddot{Y}_i(j\omega) = (-\omega^2) \cdot A_{Rv}(j\omega; x) \cdot F(j\omega) \quad (3)$$

と表わされる。

これを $1/3$ オクターブフィルターを通して $0.001g \pm 0dB$ としてDB表示をする場合には

$$DB(Y_{iDD}) = 20 \log_{10} \left\{ \frac{\Delta \bar{M} v}{\pi g} \cdot \left| \frac{\omega^2 K A_{Rv}(j\omega; x)}{K - M \omega^2 - K M \omega^2 A_R(j\omega)} \right| \right\} + 60 \quad (4)$$

ただし、 $\Delta = 10^{\frac{\log_{10} 2}{6}} - 10^{-\frac{\log_{10} 2}{6}} = 0.2316$ 、 $g$ : 重力加速度

と与えられる。

一方走行する列車による地上各部の振動については、これを車輪・レール間の凹凸による加振とした解析から文献<sup>1)</sup>により、振動加速度レベルの $1/3$ オクターブ分析の値が

$$DB(SR_{Y_iDD}) = 20 \log_{10} \left\{ \frac{\sqrt{\Delta} \bar{M} v}{\sqrt{\pi g}} \cdot \left| \frac{\omega^2 A_{Rv}(j\omega; x)}{K - M \omega^2 - K M \omega^2 A_R(j\omega)} \right| \right\} + 60 \quad (5)$$

ただし、 $A$ ：車輪・レール間凹凸の係数、 $M$ ：車両のばね下質量、 $K$ ：走行車輪とレール間の接触ばね係数と与えられている。

そこで、まず軌道各部の振動については、文献1)に述べたと同様の方法により輪軸落下試験における実測結果を解析することにより(4)式における軌道特性値を計算し、これを用いて(5)式により列車走行時における軌道各部の振動レベルを予測することができる。一方、軌道以外の地上各部の振動については、 $A_R$ が主として軌道により定まることから軌道の振動の解析によりこれを求め、輪軸落下試験による地上各部の観測値における振動の実測結果の $1/3$ オクターブ分析を行なうことにより $A_R(j\omega)$ を計算し、(5)式を計算することにより列車走行時の振動レベルを計算できることになる。

これらに対し、特に輪軸落下試験の際に車両のばね下質量部分と同じ質量と配置をもつ輪軸を落下させることとすれば、 $R=K$ 、 $M=M$ となる。この場合、(4)式と(5)式において1)内は全く同じとなるので、輪軸落下試験と列車走行による地上各部の振動は全く同じ周波数特性を有し、レベルのみが異なっていることがわかる。このことは、車輪・レール間凹凸の振巾 $A$ と走行速度 $v$ を輪軸落下試験における落高に換算し、この落高で試験を行なって地上各部の振動を測定解析すれば、直ちに列車走行時の振動レベルを予測できることを意味する。

そこで、(4)式と(5)式を等置し、換算落高を求めると、これは

$$h = \pi A v^2 / (2g\Delta) \quad (6)$$

と与えられる。ここで、文献1)において各種軌道の振動予測に用いた車輪・レール間の凹凸の振巾 $A = 5 \times 10^{-7} \times \pi$ を用いて、走行速度 $v = 200 \text{ km/h}$ の場合のこれを計算すると、

$$h = 0.336 \text{ cm}$$

と与えられる。

### 3. 列車通過の際に地上に発生する振動に対処する換算落高の計算

列車走行の際に各輪軸から振動のパワーが地上各部に伝達される過程を図3のように考え、先頭軸が $x=0$ を $t=0$ に通過する場合に、 $t$ のとき $x=v t$ にある先頭軸から合計 $n$ 軸によるパワーの統計を求め、 $i$ 軸で試験を行なった場合の落高の割増し率を求めると、図3となった。

これによれば、 $y = 25 \text{ m}$ では1.6となって居り、この位置の振動レベルを求めるには

$$h_{25} = 0.336 \times 1.6 = 0.538 \text{ cm}$$

の試験を行なえば良いことになる。

一方、輪軸落下試験における輪軸質量と車両のばね下質量が異なる場合には、厳密には才2章に述べた方法によらなければならないが、その解析の結果によれば軌道の数10~100 Hz附近の固有振動を境として、これ以下では(2)式から明らかなように力積が一定となるような落高を考えれば良く、これより上の振動数では輪軸の質量は度外なく(6)式による落高を考えれば良いことが明らかにされている。

### 4. あとがき

以上、輪軸落下試験に関する解析の結果から、これが一般軌道における振動の予測に有効な手段であることと述べたが、このほか詰目ならびにタイヤフラット等による振動に関しては、これ自体が輪軸落下現象であるので、その予測は換算落高と重量効果の解析によりこれが可能となる。

文献 1) 佐藤考彦「軌道高周波振動の理論解析」鉄道技術研究報告, No. 1013, 1976年8月。

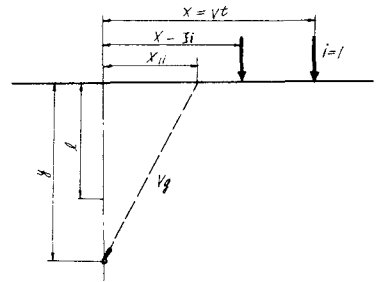


図2 先頭軸の数を $n$ として着目の軸から観測値 $(0; y)$ に到達する振動のパワー

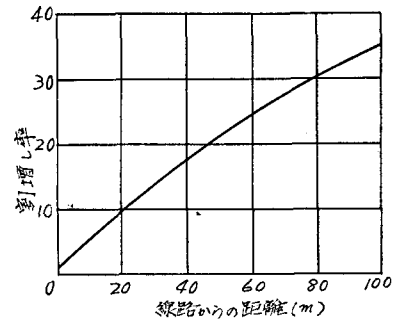


図3 列車通過による重量効果と考慮した換算落高の増率