

東京大学 学生員 大塚 俊介
正 員 松本 嘉司
正 員 角 知寛

1. はじめに

都市鉄道騒音においては、レール継目部より発する衝撃音が、騒音のレベルが高いという意味で、対策が必要となっている。一方、衝撃のメカニズムを理論的に考察すれば、輪軸重量の大小も、衝撃音に対しかなり影響を及ぼすことがわかる。そこで、本論文では、広島電鉄の駅状電車を例にとり、輪軸重量の軽量化が、衝撃音の軽減にどの程度効果があるかを検討してみた。

2. 衝撃の理論

車輪とレールの相互作用という観点から、継目衝撃の現象は、時間的に2つに分けて考えることができる。その第1は、車輪が上手レール端に達した時から、下手レールに接触するまでの期間であり、第2は、車輪が、下手レールに接触した後、両者の間で衝撃が交換される換り意味での衝突の期間である。

本論文では、第2の期間の初期条件を第1の期間の運動の終りの状態に一致させて、現象として連続性を保持したうえで、2つの期間について別個の取り扱いをすることにする。

(1) 第1の期間での車輪、軌道の挙動と衝突速度

通常の軌道では、継目不整は、図-1に示す下り段である。

下り段の場合、車輪が継目を超える際、レールを静かな変位を回復する運動を起こすが、走行速度が十分大きい場合、この運動は、軌道のインデントル穴と考えると、不整の形を幾何学的に与えることにより、車輪が下手レールに衝突する時の状態(車輪・レールの速度、残留変位)を決定することができる。

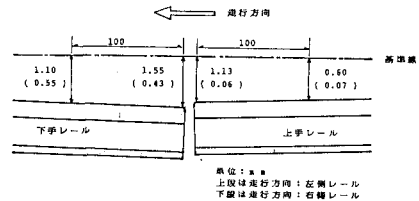


図-1 広島電鉄線における継目不整

(2) 衝撃力の算出

第2の期間の初期条件は、(i)車輪、軌道が、各々ある速度を持つ (ii)車輪、軌道が、各々ある残留変位を持つ (iii)車輪、レールの接触点内力はゼロであるの3つである。このうち、(i)、(ii)は、第1の期間の解析の結果として与えられる。本論文では、線型性を仮定しているため、衝撃力は、図-2のモデルに対して、(i)車輪、レールに所要の初速度を与える (ii)軸ばねに初期圧縮変位を与え、初速度ゼロで解放する (iii)軌道に初期変位を与え、初速度ゼロで解放する という3つの場合の衝撃力を重ね合わせることで求められる。

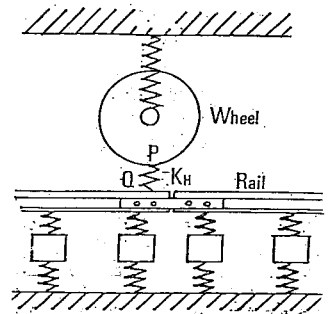


図-2 軌道モデル

この3つの成分のうち、第1成分が支配的であるのが普通であるので、以下その解析法の概略を示す。他の成分についても同様に算出できる。図-2中のP、Q点での変位穴盛を $x_p(t)$ 、 $x_q(t)$ とすると、衝撃力 $F(t)$ は、次式で与えられる。

$$F(t) = K_H (x_q(t) - x_p(t)) \quad (1)$$

ここに、 K_H :接触変形ばねのばね定数である。インデントル変位穴盛は、低次の固有振動成分ほど強調されるので、これを最低次の固有振動成分で近似的に与えると仮定すると、 $x_p(t)$ 、 $x_q(t)$ は、P、Q点での一次固有振動成分と接触変形ばねのばね力に対する変位の和で与えられる。そこで、 $x_p(t)$ 、 $x_q(t)$ は、次式で表わたれる。

$$x_p(t) = \frac{V_{x0}}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\cos \omega t}{\omega \sqrt{\omega_p^2 - \omega^2}} d\omega + \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} H \omega \sqrt{\omega_1} e^{i\omega t} d\omega \quad (2)$$

$$\chi_0(t) = \frac{v_{ro}}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\omega \omega t}{\omega_{ro}^2 - \omega^2} d\omega - \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} H_{RD} \cdot F_1 e^{i\omega t} d\omega \quad (3)$$

ニニに、 v_{ro} :車輪の衝突速度 v_{lo} :レールの衝突速度 ω_{rp} :車輪の第1次固有円振動数 ω_{ro} :軌道の第1次固有円振動数 H_W :車輪の周波数応答関数 H_{RD} :下手レールの周波数応答関数 $F_1(\omega) = F_1(t)$ のフーリエ変換である。今、騒音領域の高周波数帯で考えているので、 $\omega_{rp}, \omega_{ro} \ll \omega$ とすると、(1)、(2)、(3)式より、 F_1 は、次式のよう
に表わされる。

$$F_1 = -K_T v_{ro} / \omega^2 \quad (4)$$

ニニに、 $K_T = (K_H + H_{RD} + H_W)^{-1}$, $v_{ro} = v_{wo} - v_{ro}$ である。騒音領域の高周波数帯において、 H_{RD}, H_W は、次のよう
に近似する。

$$H_W \approx -(m_W \omega^2)^{-1} \quad H_{RD} \approx -(m_e \omega^2)^{-1} \quad (5)$$

ニニに、 m_W :車輪の実効質量 m_e :レールの実効質量である。そこで、 F_1 は、次式で表わされる。

$$F_1 \approx m_e \cdot m_W \cdot v_{ro} / [(m_e + m_W) K_H - m_W \cdot m_e \cdot \omega^2] \quad (6)$$

上式を用いて輪軸軽量化の効果をあおよそ知ることができる。

3. 輪軸軽量化の効果と実験的検証

輪軸重量の相異なる2つの車両タイプとして、広島電鉄3000形と同3500形(新幹線)がある。3500形は、1輪当りの輪軸重量が3000形の560kgに比し280kgと半減している。(輪軸および弾性体を介し輪軸に装置されている重量物の総和である。)走行実験は、広島宮島線の五日市・聖々園間の砕石道床軌道を使用し、軌道振動および騒音を計測した。このうち、軌道振動を1/3オクターブ分析した結果を図-3に示す。測定の結果、軌道振動、騒音とも変化なかった。

4. 数値計算と考察

弾性支承上梁として数値的にレールの周波数応答関数を計算し、 m_e を求めたとすると約1200kgであった。また、車輪とレールのインテンタル応答を計算し、両者の相対衝突速度を求めたとすると、3000形では、10.21(%)、3500形では、17.51(%)であった。これらの数値を用いて、3000形の実測値より求めた3500形の予測値を図中の破線で示す。

3000形と3500形で、継目部の軌道振動・騒音にほとんど変化がみられなかったのは、3000形に比し3500形の輪重が増加し、車輪とレールの相対速度が、大きくなったためである。

5. 結論

輪軸重量を軽減することは、たしかに継目部の衝撃音を低減するのに有効であるが、この場合、輪重の大きいの影響も大きいので、車体全体の重量の軽減にも留意する必要がある。

参考文献

1)佐藤 裕 「軌道力学」 鉄道現業社

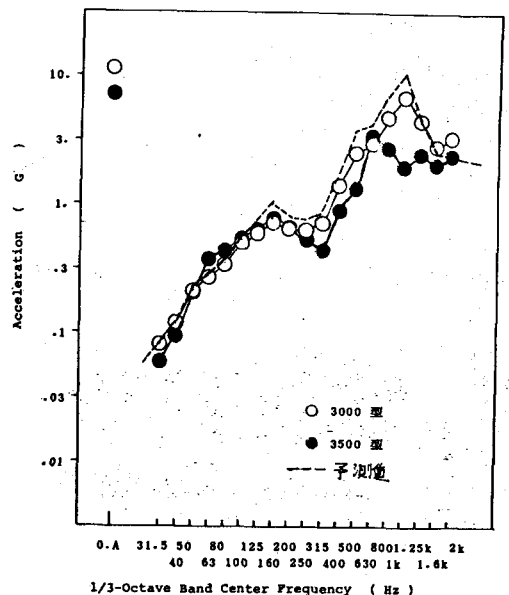


図-3 レール加速度測定分析結果