

IV-417

1 軸台車車両の車両としての通り狂い応答特性

日本機械保線 フェロー 佐藤吉彦

1. まえがき 1 軸台車車両の開発に関しては既に報告されてきた^{1)~5)}ように、走行実験のほか理論解析により高低狂いと上下振動そして通り狂いと断面モデルによる左右振動との関係が明らかにされているが、車両としての左右振動との関係は明らかにされていなかった。ここでは、これについてを求めた結果について報告する。

2. モデルと理論式 この場合のモデルとしては、台車に関しては図1に示す文献4)の1剛体1質量モデルを考え、これが図2に示すように車体を通じて一体となったものとした。この台車のモデルは、その走行に際して軌道通り狂いの影響を厳しく受ける場合を想定し、輪軸が通り狂いにより直接加振されるものとし、台車は枕ばねに較べて軸ばねが固いことにより輪軸と平行に左右方向にのみ移動するものとしている。一方、車体の支持は、前後の台車により車体の傾斜が平均化され、横変位が車体のヨーイングをもたらすこととなっている。

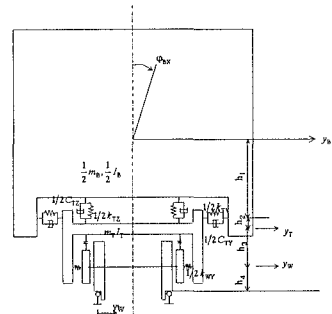


図1 台車の断面モデル

以上をラグランジェの方程式にまとめ、その解を求め、断面モデルにおける場合と比較した結果、前後台車上の車体下端変位の断面モデルによる場合に対する倍率が、図1および2の記号を用いて、 $R_{bx} \equiv r_{bx}/h_1$,

$$\frac{\varepsilon_{ry} + K_{ry}}{2} \equiv E_y, \quad \frac{\varepsilon_{rz}}{2} S + K_{rz} \equiv E_z, \quad v_1 = \sqrt{k_{ry}/(m_b/2)}, \quad \varepsilon_i = \frac{2c_i}{\sqrt{(m_b/2) \cdot k_{ry}}}, \quad K_i = k_i/k_{ry}, \quad \mu = \frac{M_r}{M_b/2}, \quad S = s/v_1, \quad s = j\omega$$

とおくことにより、直下の通り狂いに対して次式になることが明らかにされた。

$$\text{前車車} \quad \zeta_f = 1 + \frac{S^4(E_y + 1 + \mu S^2)}{(E_z B_1^2 + S^2 + R_{bx}^2 S^2)\{E_y(1 + S^2 + \mu S^2) + S^2(1 + \mu S^2)\}} \cdot \frac{1 - e^{-\frac{2L}{v_1}}}{2} \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{後車車} \quad \zeta_r = 1 + \frac{S^4(E_y + 1 + \mu S^2)}{(E_z B_1^2 + S^2 + R_{bx}^2 S^2)\{E_y(1 + S^2 + \mu S^2) + S^2(1 + \mu S^2)\}} \cdot \frac{1 - e^{-\frac{2L}{v_1}}}{2} \dots\dots\dots (2)$$

3. 解析結果

・ 断面モデルとヨーイングを考慮したモデルの差 この(1)および(2)式において、第2項の・印の後の部分は台車のヨーイングによる狂いの差分効果なので、まずこれを求める。これを $L=2.5\text{m}$ の場合について求めたのが図3である。この振幅特性は(1)ならびに(2)式とも同一で、(a)図に示すように10mにピークを持っている。一方、位相特性は(b)図に示すように逆の特性を持っている。

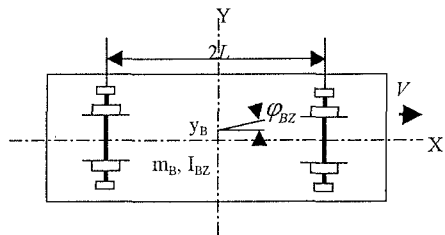


図2 1 車両モデル

一方、第2項の前の部分は、時間関数であるから、これに各係数値 ($m_b = 1.85 \times 10^4 \text{kg}$, $m_r = 500 \text{kg}$, $k_{ry} = 9.33 \times 10^6 \text{N/m}$, $k_{ry} = 2.5 \times 10^6 \text{N/m}$, $k_{wy} = 2.79 \times 10^6 \text{N/m}$, $c_{ry} = 4.88 \times 10^4 \text{N/m/s}$, $c_{ry} = 5.27 \times 10^4 \text{N/m/s}$) を入れ、その特性を求めたのが図4である。これによれば、2Hzに緩やかなピーク1.44をもちそれ以上では1.33の一定値に漸近し1.2Hzに反共振の極小値を持っており、0.8Hz以下ではほぼ1.0を保つ。

この両者を(1)式により合成してその係数としてみたのが図5(a)で、当然速度によって異なるが5~15mのキーワード：一軸台車、通り狂い、車体効果

連絡先：東京都新宿区新宿 3-36-10 新宿東洋ビル 日本機械保線㈱ Tel:03-3352-3591 Fax:03-3358-5764

波長で車体加速度は増大し、9m 以上 26m で減少することとなる。

・ 狂いの限度に対する影響 以上を総合して 10m 弦正矢に対する限度としてみると図 6 (a)となり、これを断面モデルの場合に比較すると、図 4 に対応して高速になるに従い 10m 弦の狂いに対しては厳しくなるが、それを越えると大幅に緩和され、長波長に対しては断面モデルによる場合と等しくなる。以上は前台上の限度であるが、これを後台車上について計算したのが図 6 (b)で、これを同図(a)と比較するとその位相の効果により一部異なる部分もあるが、全般的に見れば後台車上の方が車体の振動が大きくなりその限度が厳しくなる。したがって、その限度の検討に際してヨーイングの影響も考慮する場合には、後台車を対象とすべきである。ただしその値自体は大きく緩和されている領域なので、特に問題となるわけではない。

・ 断面モデルとの関連 断面モデルは、これらヨーイングを考慮したモデルに較べれば、左右狂いの差分の影響を含んでいないので、穏やかな限度を与え、全般的な傾向はこれで示されるが、軌道において最も管理が厳しく論じられてきた 10m 付近の値がヨーイングを考慮したモデルでは 1/1.4 になることを留意する必要がある。

4. むすび 軌道の通り狂いによる車両の左右振動に対し、車両としての構成が及ぼす影響に関して検討した結果、次の結論を得た。

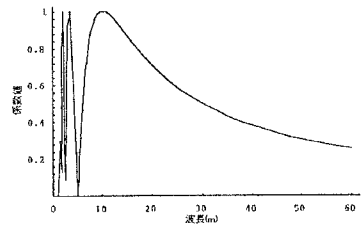
(1) ヨーイングの影響に関して検討した結果 5m 以上 25m 程度まで通常軌道側が管理の対象としている波長領域で大きな影響があることが明らかにされた。

(2) 前台上に較べて後台車上で振動が大きくなるので、軌道の通り狂いに関してはこれを対象にすべきであると考えられた。

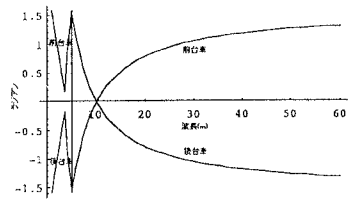
(3) 断面モデルは、その狂いの限度に関する基本的な特性を与えるが、軌道狂いの管理で着目されてきた 10m 付近の狂いに関して緩和された値を与える。

文献 1) 佐藤吉彦：“1 軸台車の走行乗心地を考えた軌道狂い管理” 第 25 回関東支部技術研究発表会（1998.3）。2) 森聡、佐藤吉彦、大竹敏雄、鈴木光雄：

“1 軸台車車両と軌道狂いの相関解析” 第 53 回年次学術講演会（1998.9）。3) 西村誠一、佐藤吉彦、鈴木光雄、長沢卓：“一軸台車の蛇行動安定性について” J-RAIL'98（1998.11）。4) 佐藤吉彦：“1 軸台車の乗心地を考えた軌道狂いとの相関解析—左右方向—” 同上。5) 森聡、佐藤吉彦、鈴木光雄：“一軸台車車両振動の軌道狂いとの相関” 同上。



(a) 振幅特性



(b) 位相特性

図 3 ボギー間隔による差分効果

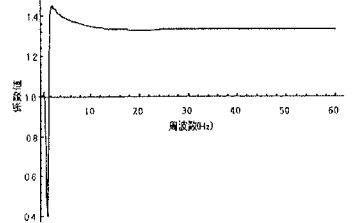
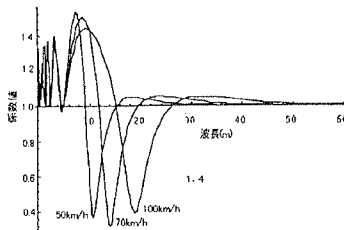
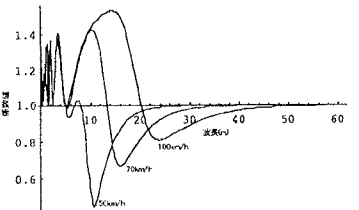


図 4 車体のヨーイング効果

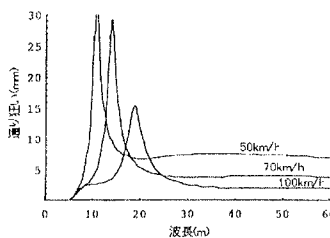


(a) 前台車

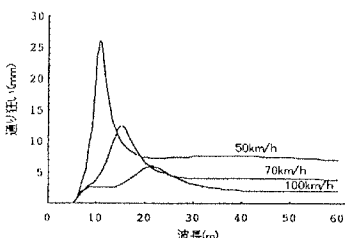


(b) 後台車

図 5 ヨーイングの総合効果



(a) 前台車



(b) 後台車

図 6 10m 弦正矢の限度