

S2-2-6. 振子列車の乗心地を考慮した線形管理に関する検討

〇正〔土〕 石上 寛

正〔土〕 山中 雅司

岡 伸晃

Track Irregularity Control based on Ride Comfort for High Curve Speed Railway Vehicles
Hiroshi ISHIGAMI, Railway Technical Research Institute 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji-city, Tokyo
Masashi YAMANAKA, West Japan Railway Company
Nobuaki OKA, West Japan Railway Company

We analyze the lateral vibration acceleration at frequency of 0.3Hz that is considered to cause motion sickness in the passengers. As a consequence, the track locations where the acceleration with large amplitude is observed demonstrate deformed track geometry; especially demonstrate gaps between dismissing of the curvature and the cant.

キーワード：振子列車、MSDV-Y、左右振動加速度、補正フィルタ、乗物酔い

Keyword: High Curve Speed Railway Vehicles, MSDV-Y, Correction filter, Lateral vibration acceleration, Motion sickness

1. 研究の目的

1973年に我が国最初の振子車両が営業運転を開始されて以来現在ではJR内に限っただけでも12線区において営業運転が行われている。

一方で、振子車両は導入当初から乗り物酔いの発生等、乗り心地の問題が指摘され続けている⁽¹⁾。制御付き振子車両の開発等によって初期の自然振子車両に比べて乗り心地は大幅に改善されて来ているが、非振子車両と比較すると依然として改善する余地が大きい。また、近年の研究では、乗り物酔いを起こしやすい周波数帯が明らかになって来ているが、具体的な管理手法は明らかになっていない。

乗り心地を改善させるためには軌道と車両の両方の対策が必要であるが、ここでは乗り物酔いに影響が大きい軌道側の要因を特定するとともに、その管理方法について検討した。

2. 振子車両の特性

振子車両は曲線走行時に車体を傾斜し、乗客に作用する遠心力を補償して高速走行することが可能である反面、車体傾斜時のローリング等により起因と考えられる不快感が問題となる場合がある。

振子車両は緩和曲線区間に進入すると車体が傾斜し始めるためロール角速度の値は徐々に大きくなる。円曲線に入ると車体傾斜を終えて再びほぼ0に戻る(図1 上段)。左右定常加速度は、理想的には緩和曲線区間に進入した際、車両に加わる遠心力の大きさが車体傾斜により相殺される

ため、ほぼ0で推移する。しかし、実際には緩和曲線部に進入すると遠心力により徐々に左右加速度が大きくなり、円曲線区間に進入後にはじめて定常加速度が車体の傾斜に伴い相殺されて再び0に戻る挙動を示す(図1 中段)。

一方、非振子車両は円曲線中では定常加速度が相殺されずにある一定の大きさを持ち続け、走行速度が変化しない限りほぼ一定で推移する。この左右定常加速度は一般に式(1)により求められる。

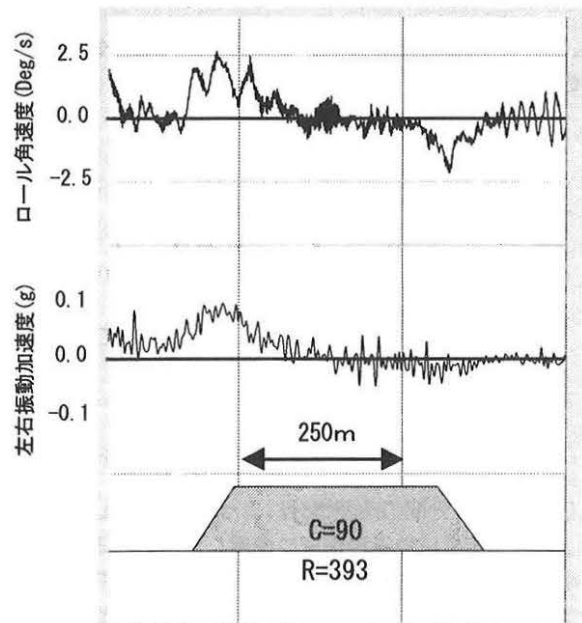


図1 振子車両の曲線部付近における挙動

$$\alpha = \frac{V^2}{13R} - \frac{C}{G}g \quad \text{--- (1)}$$

ここで、 V : 車両の速度 [km/h] R : 半径 [m]
 C : カント [mm] G : 軌間=1067mm
 g : 重力加速度=9.8m/s²

図 1 は自然振子車両による測定波形例であるが、この方式の振子車両は直線から緩和曲線部に進入した際、遅れて車体が傾斜し始める「振り遅れ」や、曲線部出口付近から緩和曲線部、直線にかけて軌道に対して振子が傾斜しすぎる「オーバーシュート」と言った現象により、スムーズな車体傾斜にならず、乗心地が悪くなく、酔いやすいという評価の原因になっている。

3. 乗物酔いに関する評価指標

乗り心地に関する評価指標にはいろいろなものがあるが、乗り物酔いに関する評価指標は数少ない。本研究においては低周波振動の累積値で酔いの発生を評価する指標であり、鉄道総研が提案しているMSDV-Yを評価指標として採用した。乗り物酔い指数MSDV-Yは車体左右振動加速度(α)にフィルターをかけたものを30分の時間積分して求める(式(2))⁽²⁾。

$$MSDV_Y = \left(\int_0^T \alpha_w^2(t) dt \right)^{1/2} \quad \text{--- (2)}$$

尚、ここで α_w は左右振動加速度に図2のフィルタをかけたものである。

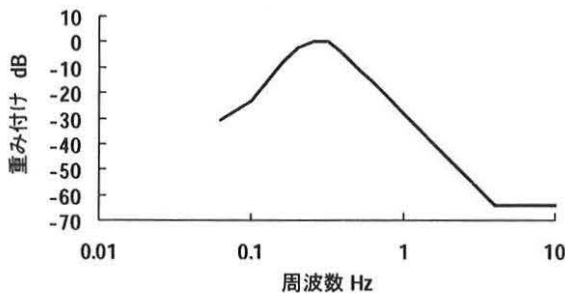


図2 乗物酔い評価用の左右振動補正フィルタ

しかし、30 分間の時間積分によって求められる MSDV-Y は、そのままでは軌道の保守に使用しづらい。また、通常入手しやすいデータを使用して評価の方が保守に適用しやすい。そこで、マヤ車の走行により得られる軌道狂いのデータから式(3)を用いて、左右振動加速度を計算から求めることとした。

$$\alpha = \frac{V^2}{13} \frac{v}{12500} - \frac{C}{G}g \quad \text{--- (3)}$$

ここで、 V : 試験車両の速度 [km/h] C : 水準 [mm]
 v : 10m 弦通り正矢 [mm] G : 軌間=1067mm
 g : 重力加速度=9.8m/s²

式(3)は左右定常加速度を求める式(1)と同じ形であるが、入力値として、半径の代わりにマヤ車による通り狂いを、カントの代わりに水準狂いの実測値をそれぞれ用いることから、線形の崩れによる左右加速度を表現することができる。また、MSDV-Y 算出の際に最も重み付けの大きかった 0.3Hz 程度の左右振動数に注目するために、式(3)で求めた左右振動加速度に 0.3Hz 程度の周波数を抽出するバンドパスフィルターをかけた。

4. 試験の概要

自然振子車両の乗り心地確認のために実車を用いて走行試験を行った。

試験は JR 西日本・伯備線(上石見—根雨間)で行い、試験車両は図3に示す 381 系 3 両編成である。試験方向は倉敷方、出雲方ともに 2 往復である。

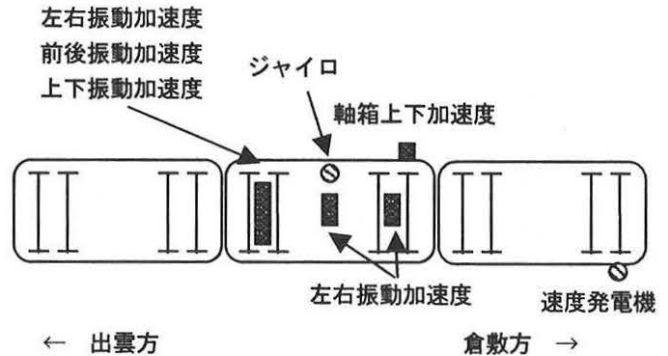


図3 試験車両編成

この試験により得られた左右振動加速度と速度を使用して、前章で述べた計算から求められる左右振動加速度を比較する。

5. 評価指標の妥当性の検討

検討対象とした線区のマヤデータから式(3)により左右振動加速度を求めた。さらに、実測波形と計算から求められた波形(以下、「計算波形」という。)それぞれに 0.3Hz 程度の周波数を抽出するバンドパスフィルターをかけてチャート表示した例が図4である。

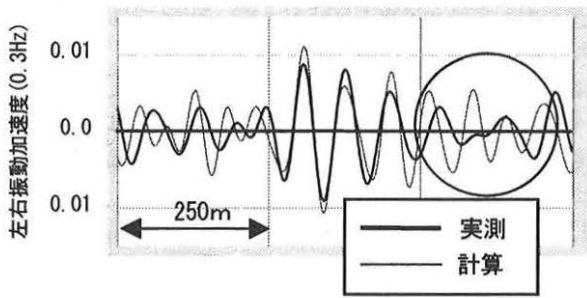


図 4 左右振動加速度の 0.3Hz 程度の周波数成分の例

次に、この実測波形のピーク全振幅と計算波形のピークをプロットして図 5～8 に示す。

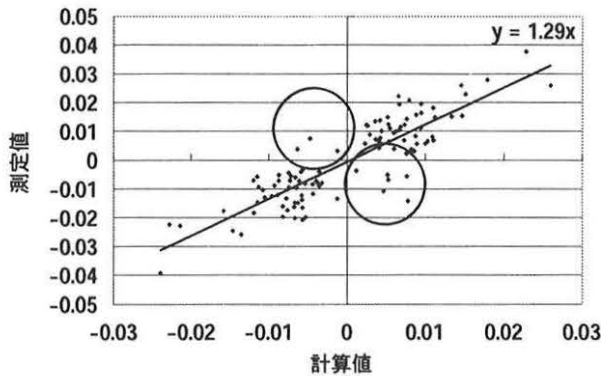


図 5 実測と計算の左右振動加速度の 0.3Hz 程度の周波数成分の関係(上り線)

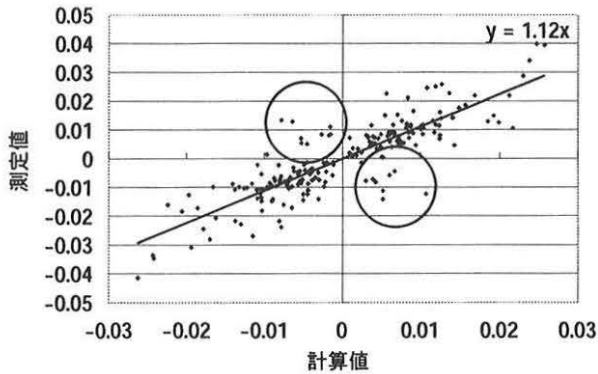


図 6 実測と計算の左右振動加速度の 0.3Hz 程度の周波数成分の関係(下り線)

図 5 は上り試験列車、図 6 は下り試験列車の例である。参考のために図 7 には制御付き振子車両、図 8 には非振子車両の例を示す。これらの図から実測波形のピークと計算波形のピークはかなり相関が高いことを確認できる。よって計算波形の 0.3Hz 程度の周波数成分を用いれば、実測値の全振幅の概略値が推定できる。

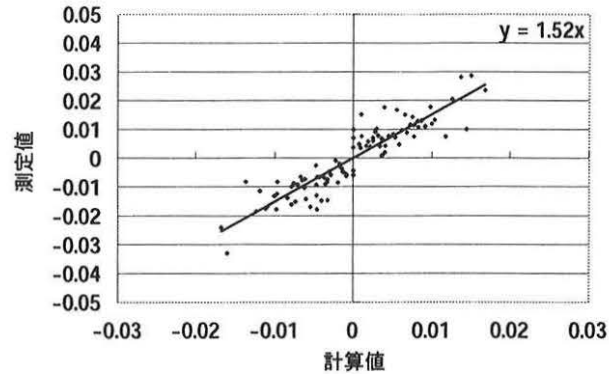


図 7 実測と計算の左右振動加速度の 0.3Hz 程度の周波数成分の関係(制御付き振子車両)

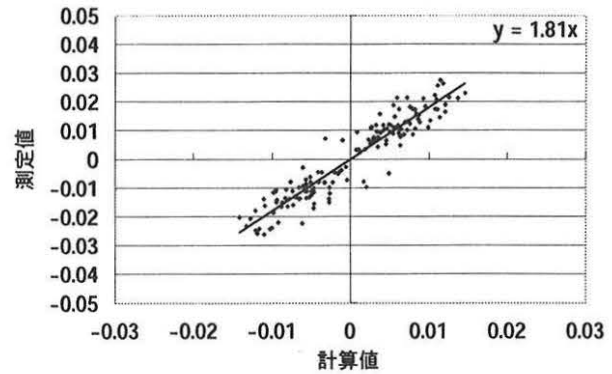


図 8 実測と計算の左右振動加速度の 0.3Hz 程度の周波数成分の関係(非振子車両)

また、これらの図のデータには直線部の値も曲線部の値も含まれている。式 (1) は通常、曲線中の左右定常加速度の評価に用いられるが、これらの結果から式 (1) を変形した式 (3) により、直線中の左右振動や曲線中の比較的周波数の低い左右振動の評価ができる見通しを得た。

車両の構造(自然振子-制御付き振子-非振子)によりグラフの傾きに違いが見られる。非振子車両が一番大きく、制御付き振子車両、自然振子車両の順となっている。振子列車の傾きが小さい理由には、車体傾斜によって左右定常加速度が相殺されるためと推定される。しかし、回帰式の傾きに関する検討は試験回数が少ないことや、車種の違いによる影響も考えられるので、今後の課題としたい。

また、自然振子車両において実測波形のピークと計算波形のピークが一致しない箇所が何箇所も見られた(図 4・5・6 の黒丸部分)。当該箇所について線形を調べた結果、出口側の緩急曲線部、連続した曲線や反向曲線の接続部であった。同様な線形の全ての箇所においてこの現象が発生しているわけではないが、これらのデータの比較から、このような振動が自然振子車両特有の挙動で、乗り心地を阻害する要因の一つと考えられる。

6. 補修箇所の抽出例について

軌道側の補修を考える際には目安値となるボーダーラインが必要となるが、目安値については今後の検討とすることとし、計算波形の 0.3Hz 成分の内、振幅が大きい箇所についてその原因を検討した。試験線区は MSDV-Y の値が概ね 3.0 であることから、この区間の 0.3Hz の左右動の平均的な振幅は式 (2) から約 0.007g となる。そこで概ねその 3 倍となる 0.02g の振幅を超過する箇所を抽出した。手順は以下のとおりである。

- 1) マヤデータを式 (3) に入力して左右振動加速度を求める。この時、マヤデータの軌道狂いによる変動成分の影響を除くため、波長 25m 以下の成分をカットするローパスフィルタ処理をした。
- 2) 1) で求めた波形に 0.3Hz 程度の周波数成分を抽出するバンドパスフィルタ処理をする。
- 3) 図 9 の 2 段目のような左右振動加速度の 0.3Hz 程度の周波数成分チャート上で、前述した 0.02g を超過している箇所を抽出する。

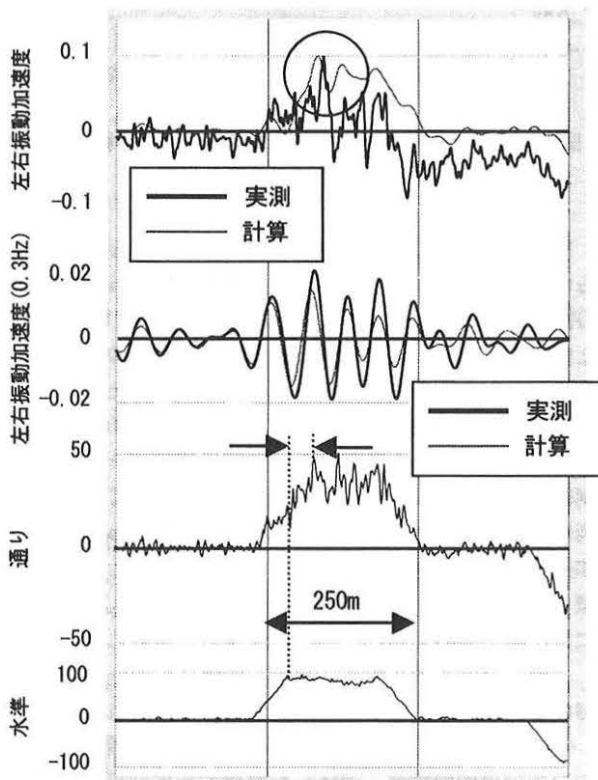


図 9 左右振動加速度と軌道狂いの波形

図 9 の 1 段目の計算波形は、緩和曲線の曲率変化とカントのてい減が合っている場合は比較的美しい台形図が画かれる。きれいな台形図となっていない箇所は線形が崩れているか、波長の長い軌道狂いがあると云える。実際、0.3Hz

程度の左右振動加速度の振幅が大きい箇所においてはほぼ全て、1) の計算波形に何らかの乱れが見られた (図 9 の黒丸部分)。また、台形が崩れている箇所について、マヤチャートを見ると図 9 の 3・4 段目のように、明らかに通り (緩和曲線の曲率変化) と水準 (カントのてい減) がずれていることがわかる。

以上より、乗物酔いをてい減させるためには計算上の 0.3Hz 程度の周波数を抽出したチャートから振幅の大きい箇所を見つけ、当該箇所における計算上の左右振動加速度の波形 (台形) の崩れを確認後、マヤチャートにおける通り狂い、水準狂いを見て保守を投入することが望ましいと言える。

7. まとめ

- 1) 乗物酔いを起こしやすい周波数帯である 0.3Hz 程度の左右振動加速度に注目した。
- 2) 定常加速度算出式に実測正矢、水準から求められる半径、カントを入力することにより、直線中の左右動や曲線中の比較的周波数の低い左右動の評価ができる見通しを得た。
- 3) 0.3Hz 程度の左右振動加速度の振幅の大きい箇所は計算波形の線形に崩れがあることがわかった。
- 4) マヤチャートの波形から、線形が崩れている箇所には緩和曲線の曲率変化とカントのてい減がずれている箇所があった。

8. おわりに

今後、実施工後に再度加速度測定を行うことによって、MSDV-Y の変化を確認する予定である。また、自然振子車両走行線区以外においても、今回の手法を用いて解析ができるように解析手法の一般化を図る。

線形が崩れている箇所は、構造物が介在していたり複心・反向曲線における中間緩和曲線部等が多く、通常の MTT のみの軌道整備では改良が難しいことも現実問題としてある。このことから、施工方法についても検討していく必要があると思われる。

また、0.3Hz 程度の周波数は自然振子車両のみに発生する振動数ではなく、また軌道以外の原因も存在するので、車両側の改良も含めた総合的な乗り心地対策が必要である。

[参考文献]

- (1) 鈴木浩明・白戸宏明 他：車体傾斜車両の緩和曲線走行時の乗り心地評価法、鉄道総研報告、Vol. 13 p33, 1999. 11
- (2) 鈴木浩明・白戸宏明 他：低周波振動が車両酔いに及ぼす影響、鉄道総研報告、Vol. 18 p12, 2004. 2