

## S1-3-6

### 鉄道車両の車体上下弾性振動の改善に関する

#### 台車支持系の最適化手法の研究

[機] ○ 佐々木浩一 (JR東日本) [機] 須田義大 (東京大学)

A Study on Improvement Methods of Vertical Oscillation for Railway Vehicles

Koichi SASAKI, East Japan Railway Nishin-cho 2-0 Kita-ku Saitama-shi, SAITAMA 331-8513  
Yoshihiro SUDA, University of Tokyo

Riding comfort is an important element which determines goods worth of a traffic systems, such as for not only a high speed train but also a commuter train, a express train, a new transportation system, a bus, and a automobile. In this paper the results that performed fundamental examination about the vertical oscillation as the improvement technique of a riding comfort are described, especially for a high speed train as an example. In order to prevent 1<sup>st</sup> order body bending oscillation, which can expect the effect of the improvement enough as a numerical value of comfort evaluation, avoiding the resonance of the secondary body vertical vibration and body bending motion with suitable arrangement of bogie suspension is required. The improvement by rationalization of a bogie suspension was proposed, and the effect was shown.

キーワード：高速鉄道車両，上下振動解析，車両ダイナミクス

Key Word: High speed railway vehicle, Vertical oscillation analysis, Vehicle dynamics

## 1. 緒 論

高速鉄道車両に限らず，在来鉄道の通勤電車，特急電車，新交通システム，バスなど公共的な交通輸送や，乗用車に至るまで，振動乗り心地の良否は交通システムの広義の商品価値を決める重要な要素である。

近年，鉄道においては，省エネルギー性をさらに高めるため，また，軌道に対する負担を軽減して省メンテナンス化をはかるため，車両の大幅な軽量化を推し進めてきた。その結果として，「車体剛性の低下による弾性振動の増大」といった議論がある。また，一般的なこととして，乗り心地が良いことを「重厚な乗り心地」と表現する場合もあり，軽量であっても乗り心地の良い鉄道車両をめざした改善が望まれていると考えられる。

以下，本論文では，高速鉄道車両を例として，振動乗り心地の改善手法として，上下振動系について，基本的な検討を行ったことなどについて述べる。

## 2. 振動乗り心地の課題

### 2. 1 高速鉄道車両の振動乗り心地

高速鉄道としてはじめて210km/h運転を開始した東海道新幹線は，開業時からすでに実用化済の空気ばねを2次ばねに採用した。欧州の高速鉄道では空気ばねの採用は遅れ，TGV 南東線の開業時点ではフレキシコイルと称するコイルばねで連節台車を構成した。開業後，車体曲げ振動の改善を行うため，機関車を除き，それまで営業中のすべての台車を順次改造し，空気ばねに変更している。ドイツ ICE においても，初期の ICE-1 においては，金属ばねを採用したため，車輪多角形磨耗による車体弾性振動を改善する必要性が生じた。その後，ICE-2 から空気ばねを採用している。

最新の高速鉄道車両として，上下振動加速度について TGV-R と ICE-3 の実測波形 (Fig1,2) を示す。波形として

の特徴を示すと，車体一次の低周波振動のピークは TGV-R で 0.8Hz，ICE-3 で 0.7Hz となっている。

TGV-R の場合，車体曲げ振動のピークは 7.5Hz 付近にあるが，車輪回転一次の弾性振動 30Hz と同程度の低いピークレベルとなっている。ICE-3 の場合は 2~20Hz の振動数領域に目立ったピークがなく，25Hz 付近に車輪回転一次，30 数 Hz 付近にピークがある。30 数 Hz は，電源周波数 16 2/3Hz の約 2 倍で主変圧器の振動である。このように，ICE-3 では車体曲げ振動をほぼ根絶したといつてよい状況となっている。

以上，最新の高速鉄道においては，空気ばねを用いたボルスタレス構造が世界共通の構成となっているが，単なる構成の問題ではなく，防振性能でみると時代とともにそれまでの研究成果があらわれている。

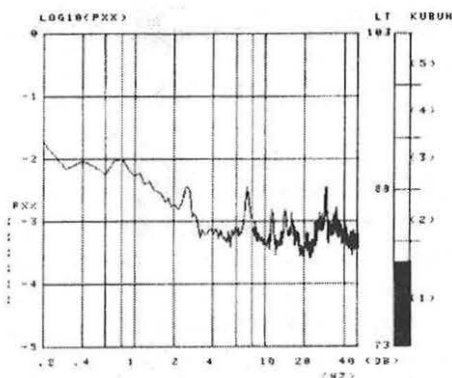


Fig.1 P.S.D. of Vertical Car-Body Acceleration, Measured on TGV- Mediterranean in Jul. 01 (max. speed 300km/h)

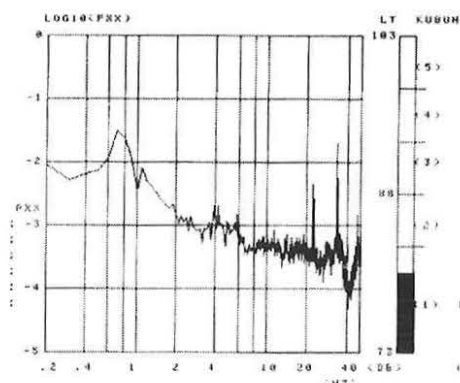


Fig.2 P.S.D. of Vertical Car-Body Acceleration,  
Measured on ICE-3 (coach) in Jul. 01  
(max. speed 250km/h)

## 2. 2 従来の上下支持系設計理論

これまでの鉄道車両の車体・台車二次元系の設計理論としては、いわゆる PQ 点理論がある<sup>1)</sup>。これは、二次元ばね・質量系の周波数応答計算において、車体と台車ばね間質量を与えたときに、一次と二次の周波数応答を等しく最小とする一次、二次ばね定数比とそれぞれの減衰比の選定手法を理論的に示したものである。

この理論においては、一次または二次のいずれかに減衰要素を与えた場合のみ、共振曲線が P と Q の二定点を通過することから、その定点に共振ピークを選定することにより、周波数応答を最小化できているものである。どちらにも減衰要素を与える場合は、理論的な定点はないが、主減衰と副減衰の選定手法も示されている。この理論を適用すると、まず、基準となる固有振動数として、ばね間質量を零として計算できる一次、二次の合成ばね定数である総合ばね定数をいくつにするか決める必要がある。そのうえで適切なばね定数比を選定し、最適な減衰係数を選定することとなる。ただし、軌道不整の状態を考慮して、必ずしも一次、二次の応答周波数ピークを等しくする必要はないとされており、理論的に定まる確定的なアルゴリズムではなく、設計上の自由度は残されている。

空気ばねを二次ばねに用いると、満車空車の積空差に対応して空気ばね内圧が変化し、それに比例してばね定数、減衰係数が変化する<sup>2)</sup>ことから、それまで連結器の高さによる制約により総合ばね定数に限度がある状態での PQ 点理論による設計を行わずに、一次および二次のばね定数を選定できるようになった。

設計アルゴリズムの制約がなくなると、自由に設計できることにはなるが、どのように決めたら最適なのかということがわからなくなる。空気ばねを用いた場合の最適な設計法としては、空気ばねオリフィスによる流量特性の非線形性（速度二乗減衰特性）を線形化するための「可変絞り」空気ばねの開発にあたって、基準となる一次の振動数を乗り心地のうえで良いとされる 1 Hz にするとして、空気ばね・車体の一次元系の周波数応答を中心として、空気ばね系の最適設計を行う方法が述べられている<sup>3)</sup>。この場合、一次ばね・減衰係数をどのように定めるかについては、同じく設計の自由度が残されている。

以上のほかに、空気ばねを用いた二次元ばね・質量系の最適な設計手法を述べたものは、これまでに認められない。

## 3. 二次元系サスペンションの基本設計

鉄道車両を車体と台車ばね間質量の二次元ばね・質量系として捉えた基本的な課題においても、理論的に最適な設計手法はない。振動乗り心地の良否は、加振源である軌道不整の周波数特性と、それに対する車両の周波数応答の重ね合わせによって生じる車体振動の周波数特性をどのように評価するかという問題である。周波数応答のみの最適化をねらった手法は、軌道不整の周波数応答の変化に対応できない。統計的な軌道不整に対応した適切な周波数応答を適切な振動乗り心地評価法により決定する手法が次善で唯一の適切な手法である。

また、どのような振動状態を乗り心地が良いと評価するかも議論がある。鉄道車両に限らず乗り心地評価法を定めた国際規格が存在し (ISO2631)、その周波数重み付け関数を採用して、重み付け実効加速度の大小で評価する手法が JR 方式乗り心地評価法として確立していることから、以下では、その評価方法によることとする。

車体・台車ばね間質量の二次元ばね・質量系の非減衰固有振動数は、

$$\nu_{1,II} = 1/2 \left\{ \nu_1^2 + \nu_2^2 \pm \sqrt{(\nu_2^2 - \nu_1^2) + 4\nu_1^4 \beta} \right\} \quad (1)$$

と表される<sup>4)</sup>。これは、質量比  $\beta$  および一次ばねおよび二次ばねによる固有振動数  $\nu_1, \nu_2$  を定めた場合に、二次元系の一次および二次の固有振動数  $\nu_1, \nu_{II}$  を求める式であるが、逆に考えて車体・台車ばね間質量が与えられたときに、二次元系の固有振動数  $\nu_1, \nu_{II}$  を決めて、一次および二次のばね定数を求める場合には、

$$\begin{aligned} \nu_1^2 &= 1/2(\beta+1) \cdot \Delta \\ \nu_2^2 &= \nu_1^2 + \nu_{II}^2 - 1/2(\beta+1) \cdot \Delta \\ \Delta &= \nu_1^2 + \nu_{II}^2 \pm \sqrt{(\nu_{II}^2 - \nu_1^2) - 4\nu_1^2 \nu_{II}^2 \beta} \end{aligned} \quad (2)$$

で計算する方が便利である。この式によれば、一次、二次の固有振動数  $\nu_1, \nu_{II}$  を設計上の要求として決めてから、必要となる一次、二次のばね定数を一義的に求めることができる。

二次元ばね・質量系の一次および二次固有振動数  $\nu_1, \nu_{II}$  をどのような値にするかについては、まず一次は振動乗り心地評価のうえで 0.8~1.0 Hz 付近にすることがよいとされている。二次は上下振動として 4~8 Hz 付近を避けたいところであるが、これ以上の周波数とすることは緩和曲線線形による輪重上げが増大し、これ以下とすることは、軸ばねの静的な変位を増大することになりホーム高さとの段差の問題を生じる。

車体曲げ固有振動数が 8~10 Hz 付近にあることから、周波数応答曲線がこの振動数において十分に下げうるものとして、5 Hz 付近とすることがよいと考えられる。

また、一次と二次の固有振動数は、極力近づけないことがふたつのピーク振動数間の応答を下げることにつながるため、一次は 0.8 Hz とした。

周波数応答の固有振動数を決めれば、一次、二次の減衰係数  $\zeta_1, \zeta_2$  を定めるために、営業線区の統計的な軌道不整の空間周波数特性を用いて、車体振動加速度の周波数重み付き実効加速度値から振動乗り心地レベル Lt 値を求めることは容易である。

Fig 3 には、横軸を一次の減衰比  $\zeta_1$ 、縦軸を二次の減衰比  $\zeta_2$  として、Lt 値の等高線を求めた結果を示す。同図では、0 dB = 0.1 m/s<sup>2</sup> (Lt 値 = 80 dB に相当) として差分を表記している。

左図は新幹線のモデル車両の諸元を用いた場合で、右図は一次 0.8Hz、二次 5Hz として求めた結果を示す。図中の▽は現行の諸元で、◎はより適切な減衰比があることを示す。つまり、一次の減衰比を低減することが振動乗り心地改善のために良い。Fig. 4 には、現行／改良の両諸元における周波数応答計算の結果を示す。

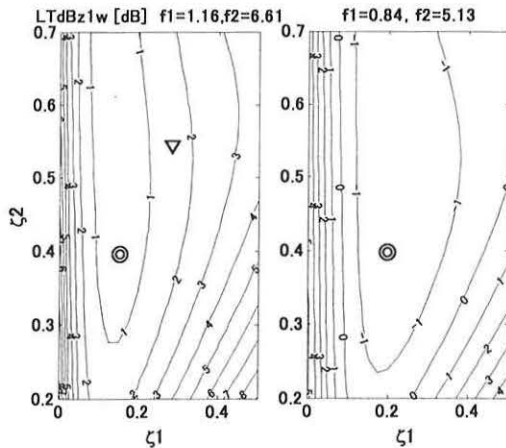


Fig.3 Calculated Results of Vertical Oscillation Comfort Level Lt [dB] on 2DOF Spring-Mass Model  
Left : on a Present Shinkansen train of JR-EAST  
Right : on a Proposal of the Improved Specification  
(▽: Present Condition ◎: Improved State)

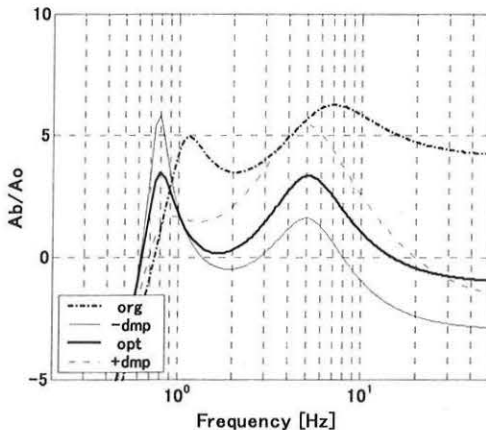


Fig.4 Frequency Response Calculation Results for Vertical Oscillation of a 2DOF Spring-Mass Model  
org : Original, Present Specification  
opt : Proposal of the Improved Specification  
-dmp : Under Damping  $\zeta_1 \div 2$   
+dmp : Over Damping  $\zeta_1 \times 2$

#### 4. 車体弾性振動を含む上下系振動計算結果

車体一次曲げ振動を低減するために台車の前後振動を利用することが述べられている<sup>5)</sup>。

台車の前後振動系は、台車ばね間、台車ピッチング、2輪軸同位相の3自由度で表現できる。

駆動力を伝達するけん引装置の車体側の取り付け点を加振源とする1台車前後振動系の周波数応答関数を求めるための運動方程式で、台車ピッチングに係る方程式は、けん引装置高さを台車重心高さと同じとすると、加振力が作用しなくなるため、輪軸と台車ばね間質量のみの二次元系と

同じとなる。そこで、(2)式を用いて必要と考えられる一次および二次の台車前後振動系の固有振動数を決め、けん引装置の取付剛性と、軸ばね前後支持剛性を一義的に決める。

Fig.5 には、同じく現行／改良の両諸元における周波数応答計算の結果を示す。上図 a) では一次が 6.5Hz、二次が 24Hz となっていて、二次は車体二次曲げの固有振動数とも一致し、かつ 240km/h 走行時の車輪回転一次の固有振動数とも一致する。

そこで、これらの振動数を一次は車体一次曲げの固有振動数とし<sup>5)</sup>、二次を 40~50Hz 付近の弾性振動を低減することを期待して 40Hz とした。その場合の計算結果が同下図 b) である。

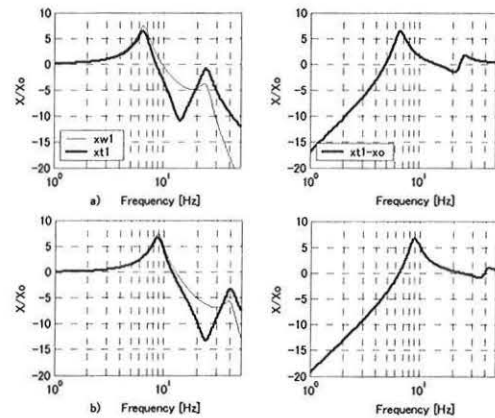


Fig.5 Frequency Response Calculation Results for a Bogie Longitudinal Oscillation of a 2DOF Spring-Mass Model  
Upper : Present, Lower: Improved  
Left : X/Xo Xt : Sprung-Mass of a Bogie  
Xw : Unsprung-Mass

つぎに、車体弾性振動のモデル化としては、これまでに均一はりの両端自由支持による振動モデルが概ね妥当である<sup>6)</sup>とされている。そこで、1~3次までの曲げ振動モードを考慮し、台車前後系も含めた1車両の上下振動系モデルで計算を行った。

ここで、空気ばねはオリフィスの流量速度に係る変数を考慮した粘弾性系モデル<sup>2)</sup>であるが、絞りによる速度二乗減衰特性は考慮していないので、すべて線形の振動系モデルである。

Fig. 6 には、新幹線モデル車両諸元の 300km/h 走行における計算結果を示す。また、同図下段には、考慮した車体曲げ振動の固有振動数とモードについて示す。

さらに、Fig. 3 右図および Fig. 4 にて定めた一次および二次の支持剛性と減衰比から、具体的な車体および台車支持剛性および減衰係数を算出し、同じく車体上下振動系の1車両モデルに適用して計算した結果を Fig. 7 の上段に示す。同図の下段にはモデルとした新幹線車両の実走行試験データを比較のために示した。

図のように、以上の計算はかなりの振動数領域で一致する結果となっており、十分議論に耐えるものとなっている。

また、上下振動系の適切な支持系設計を行うためには、二次元ばね・質量系という基本的な計算によってでも、軌道不整の周波数特性を考慮し、適切な振動乗り心地評価を行えば、支持ばね系の適正化を行うことができる。

さらには、台車前後振動系の支持剛性についても、同様に二次元系として考えても十分な精度がある。

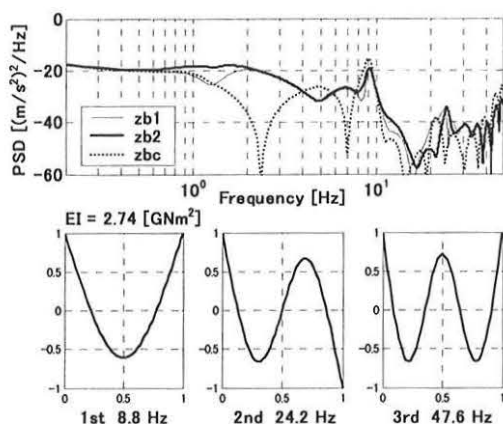


Fig.6 Calculated Results of a Vertical Oscillation PSD by Full-Vehicle System Model (13+2 DOF), taking into consideration of 1<sup>st</sup> to 3<sup>rd</sup> Body Bending Oscillation and Bogie Longitudinal Motion, on **Present Specification**

以上の計算過程において、高速鉄道車両としては、PQ点理論にて記述されている「軸ばねに主たる減衰要素を持たせる場合」の設計手法が振動乗り心地を良好なものとするうえでより適切であると考えられる。

これまで、左右振動系設計を優先して、車体ロール系の減衰を増大させることに注力をはかって考えてきたが、上下振動系の設計も重要視しなければいけないと考え、空気ばねの減衰は期待しないという設計により近づいたものになると考えられる。

以上における諸元としての変更点および計算上の振動乗り心地レベルの改善効果を表1にまとめた。

提案した改良諸元により、Lt 値で4～6 dBの低減効果があり、左右振動の改善のために導入されている「セミアクティブ動揺防止制御」と同程度またはそれ以上の振動低減効果があると考えられる。

Table 1

|                                        |      | Present | Improved  |
|----------------------------------------|------|---------|-----------|
| Vertical Oscillation                   |      |         |           |
| $\nu_1/2\pi$                           |      | 1.16    | 0.84 [Hz] |
| $\nu_1^2=2k_2/bM$                      |      |         |           |
| $\nu_2/2\pi$                           |      | 6.61    | 5.13 [Hz] |
| $\nu_2^2=2(2k_1+k_2)/tM$               |      |         |           |
| $\beta$                                |      | 5.01    | - bM/tM   |
| $\zeta_1$                              |      | 0.27    | 0.18      |
| $\zeta_1^2=c_2^2/(2k_2bM)$             |      |         |           |
| $\zeta_2$                              |      | 0.55    | 0.40      |
| $\zeta_2^2=(2c_1+c_2)/(2(2k_1+k_2)tM)$ |      |         |           |
| Bogie Longitudinal Motion              |      |         |           |
| $\nu_1/2\pi$                           |      | 7.0     | 9.2 [Hz]  |
| $\nu_1^2=2k_{wx}/(wM(1+(wi/ro)^2))$    |      |         |           |
| $\nu_2/2\pi$                           |      | 24.0    | 40.0 [Hz] |
| $\nu_2^2=(k_{tr}+4k_{wx})/tM$          |      |         |           |
| $\beta$                                |      | 1.15    | -         |
| $\beta=2(wM(1+(wi/ro)^2))/tM$          |      |         |           |
| Full Vehicle Calculation Model         |      |         |           |
| zb1                                    | [dB] | 83.8    | 78.5 -5.3 |
| zb2                                    | [dB] | 84.7    | 80.4 -4.3 |
| zbc                                    | [dB] | 84.5    | 78.4 -6.1 |

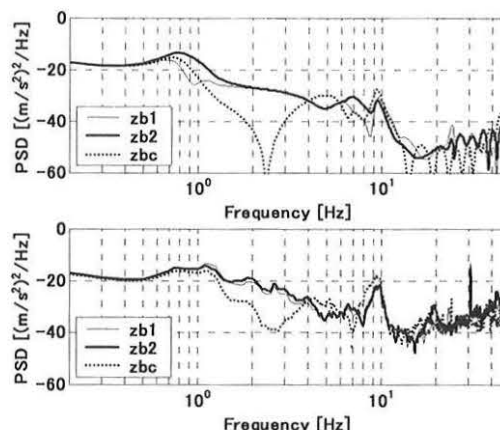


Fig.7 PSD of Vertical Oscillation of Car-body  
Upper : Calculated Results of Improved Specification  
Lower : Measured PSD on Present Shinkansen train of JR-EAST

zb1 : on front bogie, zb2 : on rear bogie, zbc : body center

## 5. 結論

車体弾性振動を主体とする新幹線の上下振動系を改善するため、上下振動系に関する基本的な解析を実施して、台車支持系の設計あるいは改良にあたって考慮すべき点について述べた。

その結果、以下のことがわかった。

- 1) 車両の上下振動系設計については、軌道不整の統計的な周波数特性に対して、車両振動系の周波数応答を加え、最後に結果として算出される車体振動加速度の周波数特性に、適切な振動乗り心地評価基準による評価を行う方法がもっとも適切である。
- 2) 車体一次曲げ振動を防止するためには、台車前後振動系の適切な配置と、車体上下二次振動との共振を避けることにより、振動乗り心地評価の数値として十分に大きな改善の効果が期待できる。
- 3) 高速鉄道車両の上下支持系では、これまで空気ばねによる減衰を支持系の主たる減衰として考える手法をとってきたが、軸ばねによる減衰を主減衰、空気ばねによるものは副減衰であるとした設計手法がより適切である。
- 4) 高速鉄道車両としては、空気ばね式ボルスタレス台車が標準となっているが、台車構成ではなく、振動特性として設計の良否を評価する必要があり、欧州の高速鉄道車両では日本と同じ車両構成であっても車体曲げ振動を根絶しているという状態にある設計がなされているものもある。
- 5) 支持系の特性としては、車体弾性振動の防止に対して車体の剛性向上に期待するのではなく、台車支持系の適正化による改善の余地があり、モデル諸元に対する改善諸元を提案して、改善効果を示した。

## 文 献

- 1) 松井信夫, 鉄道技研報告, No285-車両 92, (1962)
- 2) 小田尚輝, 西村誠一, 機論, 35-273, (1969)
- 3) 小柳志郎, 機論, 49-493, C(1983)
- 4) 国枝正春, 実用機械振動学, (1984), 理工学社
- 5) 富岡隆弘, 鉄道総研報告, Vol. 17, No. 4, 2003. 4
- 6) 谷藤克也, 機論, 56-526, C(1990)