台車との相互作用を利用した鉄道車両の車体上下曲げ振動低減法*

富岡 隆弘^{*1}, 瀧上 唯夫^{*1}Suppression of Bending Vibration of Railway Vehicle Carbody
by using Carbody-Truck InteractionTakahiro TOMIOKA^{*2} and Tadao TAKIGAMI^{*2} Vehicle Noise and Vibration Lab., Railway Technical Research Institute,
2-8-38 Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo, 185-8540 Japan

This paper presents a method to suppress the vertical bending vibration of railway vehicle carbody by using carbody-truck (or bogie) interaction. It is shown from the running test result of an actual Shinkansen vehicle that the bending vibration can greatly be reduced when the rigidity of carbody-truck connecting elements in the longitudinal direction (i.e., rubber bush rigidity of traction links and anti-yaw dampers) K_x is set at the optimum value. The mechanism of the effect to reduce such vibration is analyzed theoretically. As a result, it is found that the truck frames and wheelsets act as dynamic vibration absorbers against the bending vibration of carbody. A formula to adjust K_x to its suitable value is derived. The accuracy and validity of the formula is evaluated numerically.

Key Words: Railway, Comfortability in Riding, Bending Vibration, Vibration Suppression, Dynamic Vibration Absorber

1. は じ め に

鉄道車両の高速化, 軽量化, 構造簡素化がすすむにつれ, 車体の弾性振動が増大する傾向にある。とくに両端が自由な弾性はりの一次の曲げ振動に類似した形状で車体が上下に振動する曲げ一次振動(以下, 車体曲げ振動)の固有振動数は, 上下振動加速度に対して人間の感覚が最も敏感とされる周波数とほぼ重なるため, その低減は乗り心地改善のために重要である。

車体曲げ振動低減のためには車体, とくに側はりや側構体の剛性向上が一般に考えられるが, 大幅な構造変更が必要となり完成車に対して実施しづらいことや重量増加が大いなどの問題がある。そのため車体構造に対する変更が少ない対策が求められており, これまでに動吸振器を用いる方法⁽¹⁾や粘弾性層と拘束層からなる制振材を用いる方法⁽²⁾などが提案されている。このうち後者については, 質量約 80kg の制振材を新幹線車両の屋根に貼付して走行試験を実施し, 振動乗り心地の評価指標として一般に使われる乗り心地レベル⁽³⁾⁽⁴⁾ (L_T) で 2~3dB 程度の乗り心地改善効果が得られたと報告されている。

これら車体そのものへの対策とは異なるアプローチ

として, 著者らは車体を支持する台車のばね系や車体・台車間の上下・前後方向の結合要素の特性値の適切化, すなわち車体と台車の相互作用を利用した車体曲げ振動低減について検討してきた⁽⁵⁾⁽⁶⁾。そして, 複数の特性値の組合せの適切化が重要なことを示し, そのための効率的な計算法を提案するとともに, 新幹線の牽引リンク(車体と台車間の駆動力や制動力を伝えるリンク装置)とヨーダンパの緩衝ゴムの特性を変更して走行試験を行い, 車体曲げ振動低減と L_T で 2dB 程度の乗り心地改善効果を確認している⁽⁷⁾。

このように, 車体と台車の前後系結合要素である牽引リンクやヨーダンパの緩衝ゴム変更という簡便で重量増加のない方法で車体曲げ振動を低減できることを示してきたが, その詳しいメカニズムについてはこれまで十分に解明されておらず, ゴムの特性を決めるためには数値計算を繰り返すプロセスが必要であった。

そこで本論文では, 車体・台車間の前後系結合要素特性の適切化による車体曲げ振動低減メカニズムについて振動解析モデルを用いた検討を行い, これが台車前後振動系による車体曲げ振動に対する動吸振器作用によるものであることを明らかにする。そしてこの作用を利用して車体曲げ振動を効果的に低減するために台車前後振動系が満たすべき条件式を導くとともに, その妥当性と有効性を数値計算により示す。

* 原稿受付 2003年8月29日。

^{*1} 正員, (財)鉄道総合技術研究所車両振動研究室(〒185-8540 国分寺市光町2-8-38)。

E-mail: tomioka@rti.or.jp

2. 車体・台車間の前後系結合剛性適切化による車体曲げ振動低減効果

図1に、ある新幹線車両 (Model I とよぶ) が速度 300km/h で走行中に測定した車体床中央の上下振動加速度パワースペクトル密度 (PSD) を示す⁽⁷⁾。図の細線は現状諸元の場合、太線は牽引リンクとヨーダンパの緩衝ゴムの剛性 k_b, k_y と損失係数 η_b, η_y を変更し、上下振動乗り心地からみた適値になるよう設定した場合であり、 k_b, k_y をそれぞれ現状の2倍、3倍、 η_b, η_y を2倍としている。現状の場合の 8.5Hz 付近にみられる卓越したピークが車体曲げ振動によるものであるが、緩衝ゴム変更後はこのピークが大幅に低下しており、車体曲げ振動が低減されていることがわかる。

この変更諸元は、図2に示すような車体をはりとし、軸ばね、空気ばねなどの上下ばね系に加えて、軸箱前後支持剛性や牽引リンク、ヨーダンパなどの前後ばね系による影響も考慮した解析モデル⁽⁵⁾を用いた応答計算により定めたものである。これまでの検討から、効果的な車体曲げ振動低減のためには各特性値を個別に適切化するより組合せの適切化が重要なことがわかっていてため⁽⁵⁾⁽⁶⁾、図1の変更条件の決定には遺伝的アルゴリズム (GA) による多変数同時最適化手法を用いている⁽⁷⁾。GA のような数値的最適値探索法を用いたのは、台車・車体間結合要素特性と車体曲げ振動との関係が明確でなく、対象車両ごとに異なる特性値の組合せを適切化するための一般的な条件が明らかでなかった、という事情による。

以下では、車体曲げ振動ととくに関連が深い車体・台車間の前後系合成結合剛性 K_x (牽引リンクとヨーダンパの緩衝ゴム剛性を合わせたもの) の適切化による車体曲げ振動低減のメカニズムについて検討する。そして、実際の車両設計に適用することを念頭に、 K_x

を含む台車ばね系の特性値を車体曲げ振動低減の観点から適切な値に設定するための条件式をできるだけ単純な形で提示することを試みる。

図1のスペクトルには細かい変動があり見通しが悪いので、図2の解析モデルによる計算結果を図3に示す。これは走行速度と輪軸間距離に応じた時間差を伴って同じ軌道高低狂い (上下変位) が4輪軸に入力される位相差加振に対する車体の応答を求めたもので、用いた車両諸元値は表1の Model I に示した。図の細線は現状、太線は K_x を適値に設定した場合を表す。また、この図を含め以下の応答加速度 PSD の計算で使用する入力 PSD を図4の太線に示す。これは東海道新幹線の軌道高低狂いデータを統計処理し数本の直線で近似した「近似軌道狂い曲線」から定めたもので⁽²⁾、比較のため図1の走行時に測定された軸箱振動加速度 (軌道高低狂いをほぼトレースしているとみなせる) の PSD を図4の細線にあわせて示す。

Fig. 2 Railway vehicle analytical model

Fig. 1 Vertical acceleration PSD at the center of floor measured in a running test (Model I; 300km/h)

Fig. 3 Calculated vertical acceleration PSD at the center of floor (Model I; 300km/h)

図3からも K_x を適切化することにより 8.5Hz 付近 (8.625Hz) にある車体曲げ振動のピークが大きく低下していることがわかるが、位相差加振に起因するスペクトルの周期的な落込み⁽⁸⁾がみられ、車体曲げ振動の低減のメカニズムをここから判断することは難しい。

そこで同じ車両に対し、4 輪軸間で時間差を 0 とした仮想的な加振入力 (4 軸同相加振) を与えたときの車体中央の応答を図 5 に示す。ここでは変位入力に対する応答変位の大きさ (周波数応答関数, 以下 FRF) をプロットしてある。この図から変更諸元の FRF には現状諸元の場合にみられる 8.5Hz 付近のピーク近傍に「谷」が生じていることがわかる。このような谷が生じる理由として「動吸振器効果」が推察される。

Fig. 4 Approximated and measured axlebox vertical acceleration PSD (300km/h)

Fig. 5 Calculated FRF from input displacement z to vertical displacement of carbody w_c (Model I, floor center; same vertical displacements are added into all wheelsets without time delay)

3. 台車単体モデルによる固有値解析

図 5 に示したように、 K_x を適切化後に FRF の車体曲げ振動のピーク周波数に生じた谷が何らかの動吸振器効果によるものとすれば、動吸振器として作用する系の固有振動数はこの谷の周波数に一致する。また、 K_x は車体と台車間の前後方向の連成のほか、車体曲

Table 1 Specification parameters of two-types of Shinkansen vehicles

Parameter	Unit	Model I		Model II
		Original	Modified	Original
L	m	24.5	←	24.5
EI_{eq}	Nm ²	1.97×10^9	←	2.63×10^9
m_c	kg	25.4×10^3	←	30.0×10^3
m_t	kg	2.61×10^3	←	2.44×10^3
m_w	kg/axle	1.70×10^3	←	2.07×10^3
h_1	m	0.08	←	0.13
h_2	m	-0.08	←	-0.163
h_4	m	-0.08	←	-0.080
i_t	m	1.00	←	1.10
i_w	m	0.30	←	0.30
l_w	m	1.25	←	1.25
R_w	m	0.43	←	0.43
k_b	N/m/piece	5.18×10^6	1.00×10^7	4.90×10^6
k_y	N/m/piece	3.36×10^6	1.00×10^7	8.70×10^6
k_t	N/m/axle	3.59×10^6	←	2.24×10^6
k_w	N/m/box	1.53×10^7	←	7.45×10^6

げと台車の前後およびピッチングの連成にも関係する (付録参照)。

そこで図 6 に示すような減衰を無視した台車モデルを用いた固有値解析を行う。このモデルの自由度としては台車枠前後、ピッチング、2 つの輪軸前後の 4 つを考え、台車枠の上下自由度は前後・ピッチングと非連成となるため考慮しない。台車枠および輪軸の質量をそれぞれ m_t, m_w 、台車ピッチング慣性半径を i_t 、牽引リンクとヨーダンパの一本あたりの緩衝ゴム剛性をそれぞれ k_b, k_y 、一台車あたりの牽引リンク、ヨーダンパの本数をそれぞれ n_b, n_y 、一軸あたりの軸ばね剛性を k_t 、一軸箱あたりの軸箱前後支持剛性を k_w 、輪軸中心から台車枠重心までの垂直距離を h_1 、台車枠重心から牽引リンク、ヨーダンパまでの垂直距離をそれぞれ h_2, h_4 とすると、この系の運動方程式は次式のようにになる。

$$M\ddot{q} + Kq = 0 \quad (1)$$

ここで q, M, K の要素は以下の通りである。

Fig. 6 Truck 4DOF model

$$\mathbf{q} = \begin{pmatrix} u_t \\ u_{w1} \\ u_{w2} \\ \theta_t \end{pmatrix}, \quad \mathbf{M} = \begin{pmatrix} m_t & 0 & 0 & 0 \\ & m_{we} & 0 & 0 \\ & & m_{we} & 0 \\ sym. & & & J_t \end{pmatrix},$$

$\mathbf{K} =$

$$\begin{pmatrix} K_x + 4k_w & -2k_w & -2k_w & -n_b k_b h_2 - n_y k_y h_4 + 4k_w h_1 \\ & 2k_w & 0 & -2k_w h_1 \\ & & 2k_w & -2k_w h_1 \\ sym. & & & n_b k_b h_2^2 + n_y k_y h_4^2 + 2k_t l_w^2 + 4k_w h_1^2 \end{pmatrix}$$

ただし, $m_{we} = m_w[1 + (i_w/R_w)^2]$ は回転慣性を考慮した輪軸等価質量, i_w は左右軸まわりの輪軸の回転慣性半径, R_w は車輪半径, $J_t = m_t i_t^2$ は台車枠のピッチング慣性モーメント, $K_x = n_b k_b + n_y k_y$ は車体・台車間の前後系合成結合剛性である. ここで $\mathbf{q}(t) = \hat{\mathbf{q}} \exp(j\omega t)$, $\lambda = \omega^2$ において式 (1) に代入すると, 次式を得る

$$\mathbf{K}\hat{\mathbf{q}} = \lambda \mathbf{M}\hat{\mathbf{q}} \quad (2)$$

この一般固有値問題を解くことで, 4 自由度台車系の固有振動数と固有モードを求めることができる.

式 (2) に表 1 の Model I の諸元を与えて固有値計算を行った結果を表 2 に示す. ここでモードの分類は図 7 に示すとおりである. この表からわかるように, 変更諸元では台車枠と両輪軸が一体となって前後に振動する TWI モードの固有振動数 (8.877Hz) が図 5 の車体曲げ振動のピーク周波数 (8.625Hz) に近い値となっており, 牽引リンクとヨーダンパの緩衝ゴム剛性の適切化による車体曲げ振動低減の基本的なメカニズムは, このモードによる動吸振器効果である可能性が高いことがわかった.

Table 2 Natural frequencies of the truck 4DOF system

Mode	$f = \sqrt{\lambda}/2\pi$ Hz	
	Original	Modified
TWI	5.997	8.877
TP	10.413	10.426
WA	17.512	17.512
TWA	31.379	33.364

Fig. 7 Mode shapes of the truck 4DOF system

4. 車体曲げ振動に対する動吸振器としての台車前後振動系の基本設計式

つぎに, K_x を車体曲げ振動低減のための適値に設定する条件について考える. 台車枠のピッチングと台車系の前後自由度の連成に係る h_1, h_2, h_4 の値は通常の台車においては比較的小さいため, それらを介した連成効果も小さいと考えられることから, 台車枠ピッチングの自由度を省略した 3 自由度モデルを用いる. この場合, 式 (2) のマトリクスの要素は,

$$\hat{\mathbf{q}} = \begin{pmatrix} u_t \\ u_{w1} \\ u_{w2} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{M} = \begin{pmatrix} m_t & 0 & 0 \\ & m_{we} & 0 \\ sym. & & m_{we} \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} K_x + 4k_w & -2k_w & -2k_w \\ & 2k_w & 0 \\ sym. & & 2k_w \end{pmatrix}$$

である. この固有値は解析的に求めることができ, 次のようになる.

$$\begin{cases} \lambda_{WA} = 2k_w/m_{we} \\ \lambda_{TWA, TWI} = \frac{2k_w M_e + K_x m_{we} \pm \sqrt{(2k_w M_e + K_x m_{we})^2 - 8k_w K_x m_t m_{we}}}{2m_t m_{we}} \end{cases} \quad (3)$$

ただし, $M_e = m_t + 2m_{we}$ は台車の全等価質量を表す. ここで式 (3) の 3 つの固有値のうち最初のものが WA モード, 残りの 2 つのうち根号の符号が正のものが TWA モード, 負のものが TWI モードに対応する. いま興味があるのは TWI モードの固有値であるが, このままでは扱いが面倒なため, 式の簡略化を考える. 通常の台車では根号中の第 1 項に比べ第 2 項は小さいと考えられるため, $(1-x)^{1/2} \div 1 - x/2$ の関係 ($|x| \ll 1$) を用いると次式のように変形できる.

$$\begin{aligned} \lambda_{TWI} &= \frac{2k_w M_e + K_x m_{we} - \sqrt{(2k_w M_e + K_x m_{we})^2 - 8k_w K_x m_t m_{we}}}{2m_t m_{we}} \\ &\div \frac{(2k_w M_e + K_x m_{we})}{2m_t m_{we}} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{8k_w K_x m_t m_{we}}{2(2k_w M_e + K_x m_{we})^2} \right] \right\} \\ &= \frac{2k_w K_x}{2k_w M_e + K_x m_{we}} \end{aligned} \quad (4)$$

$\lambda = \omega^2$, $\omega = 2\pi f$ の関係より, TWI モードの固有振動数 f_{TWI} は次式となる.

$$f_{TWI} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2k_w K_x}{2k_w M_e + K_x m_{we}}} \quad (5)$$

Model I の台車諸元値を用いて TWI モードの固有振動数を計算すると, 現状諸元の場合 5.904Hz, 変更諸元の場合 8.656Hz となる. これらの値は表 2 に示されている 4 自由度モデルの TWI モードの値と良く一致しており, 近似式 (5) の精度は実用上十分であるといえる. ちなみに, このような 3 自由度系としてではなく, M_e, K_x からなる 1 自由度系の固有振動数 $f = \sqrt{K_x/M_e}/2\pi$ を計算すると, Model I 現状諸元で 6.271Hz, 変更諸元で 9.957Hz となり表 2 の値との差が大きくなることから, いま注目している TWI モードの固有振動数を十分な精度で求めるには輪軸の自由度を考慮する必要があることがわかる. また, TWI モードの固有振動数に対する台車枠のピッチング自由度を省略した影響は小さく, ここで行った 3 自由度モデルによる解析は妥当であると考えられる.

ここで, 台車ばね系のパラメータを調整して TWI モードの固有振動数を車体曲げ振動の固有振動数 f_0 に一致させる場合,

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2k_w K_x}{2k_w M_e + K_x m_{we}}} \quad (6)$$

となる. この式を K_x に関して解くと, 次式を得る.

$$K_x = \frac{2k_w M_e \omega_0^2}{2k_w - m_{we} \omega_0^2} \quad (7)$$

これは台車前後振動系を車体曲げ振動に対する動吸振器として作用させるための K_x の設計式となる.

なお, TWI モードが車体曲げ振動に対する動吸振器効果を与えていることが示され, 台車前後ばね系に関するパラメータと TWI モードの固有振動数の関係が式 (5) で与えられたため, よく知られた定点理論⁽⁹⁾や, より厳密な動吸振器の最適設計式⁽¹⁰⁾などを利用して K_x や台車前後系の減衰特性を定めることも実用上は可能である. ただし, それらの文献に示されているような代数的な最適解が得られるのは一般に 2 自由度系の場合に限られており, 本論文で対象とするような複雑な多自由度系にそれらの最適設計式を適用することの妥当性については別途検討が必要である. また, 数値的な最適解の探索に関しては著者らがすでに報告を行っている⁽⁷⁾. したがって本論文では, 式 (6) ある

いは (7) を, 台車を利用した車体曲げ振動に対する動吸振器設計のための基本式として用いる.

5. 提案した基本設計式の有効性の検証

上で導いた台車を車体曲げ振動に対する動吸振器として用いるための基本設計式の妥当性と有効性を確認するため, 前章までとは別の新幹線車両を対象に数値計算を行う. 用いる車両諸元を表 1 の Model II に示す.

まず, この車両諸元をもとに車体曲げ振動に相当する FRF のピーク周波数を求めると約 9.1Hz となる. そこで $f_0 = 9.1\text{Hz}$ とし, 台車枠, 輪軸の質量や軸箱前後支持剛性は現状のままとして K_x の値を式 (7) より求めると, $K_x \approx 8.65 \times 10^7 \text{N/m}$ を得る. この値を実現するため, 牽引リンクとヨーダンパの緩衝ゴム剛性の値を次の 2 通りの組合せとして数値計算を実施した ($n_b = 1, n_y = 2$).

・変更諸元 a: $k_b = k_y = 2.88 \times 10^7 \text{N/m}$

・変更諸元 b: $k_b = 2.25 \times 10^7 \text{N/m}, k_y = 3.20 \times 10^7 \text{N/m}$

図 8 に Model II の現状と変更諸元の 4 軸同相加振に対する車体中央の FRF を示す. この図からわかるように, 変更諸元では a (灰色線), b (破線) いずれの場合も現状諸元の車体曲げ振動のピーク近傍に谷が生じており, TWI モードによる動吸振器効果が確認できる. また, 変更諸元 a, 変更諸元 b はほぼ同様の応答曲線となっており, K_x を式 (7) を用いて定めた後の k_b と k_y の設定には任意性があり, 車両条件に応じた組合せの選択が可能であることもわかった.

つぎに, Model II に対し速度 300km/h 走行を想定して計算した振動加速度 PSD を図 9 に示す. 図 9(a) は車体中央の上下振動, 図 9(b) は車体の前後振動, 図 9(c) は台車枠の前後振動の加速度 PSD をそれぞれ表す. 各図の線種は図 8 と同様である. (a) の 9.1Hz 付近の車体曲げ振動のピークが大幅に低減されており, 式 (7) を用いた前後ばね系の適切化の有効性が確認できた. また (b)(c) より台車前後系を動吸振器として作用させた場合でも, 車体や台車枠前後の振動が極端に増大する副作用はみられない.

この場合の車体中央と台車直上における L_T を表 3 に示す. 変更後は現状に比べ車体中央で 5dB 程度, 台車直上で 1.4dB 程度の乗り心地改善効果が得られた. また変更諸元 a と b の差は車体中央で 0.5dB 程度であり, 両者はほぼ同等の乗り心地改善効果となった.

上の例ではいずれも, 基本設計式から求めた K_x は現状の値より大きくなった. 最近の新幹線では M_e は $7 \times 10^3 \sim 8 \times 10^3 \text{kg}$, k_w は 10^7N/m のオーダーの値をとり, 車体曲げ振動の固有振動数は $8 \sim 10 \text{Hz}$ の場合が多

Fig. 8 Calculated FRF at the center of floor (Model II; same vertical displacements are added into all wheelsets without time delay)

(a) Floor center (vertical)

(b) Carbody (longitudinal)

(c) Truck frame (longitudinal)

Fig. 9 Calculated acceleration PSD (Model II; 300km/h)

Table 3 Estimated riding comfort level L_T (Model II; 300km/h)

Specification	L_T dB	
	Floor center	Above truck
Original	89.74	88.55
Modified-a	84.45	87.06
Modified-b	84.98	87.18

いことを考慮して K_x の適値を概算すると、現状値の数倍程度となる。これは十分実現可能な値であるとともに走行安定性の面からも現状に対して有利な方向となっており、本手法は車両の走行性能を考慮しても妥当な車体曲げ振動低減法であると考えられる。

ところで、従来は牽引リンクの緩衝ゴム剛性や取付け高さなどの特性は輪軸の質量分布の不均衡（以下、輪軸アンバランス）による車体の前後振動との関係から議論されることが多く⁽¹¹⁾⁽¹²⁾、輪軸アンバランスに起因する台車の前後振動が車体曲げ振動発生要因となることも指摘されている⁽¹¹⁾。そして、輪軸アンバランスによる車体加振の影響を少なくするには牽引リンク緩衝ゴム剛性を小さくし、損失係数を大きくするのが良いとの指針が示されている⁽¹¹⁾⁽¹³⁾。これに対し本論文で述べた車体曲げ振動低減法は、台車の前後振動と車体曲げ振動の固有振動数を一致させることを基本としており、また上述のように最近の新幹線では緩衝ゴム剛性の適値が現状値より大きい値となる傾向にあることから、式(7)を用いて K_x を定めた場合の輪軸アンバランスによる車体の前後および上下曲げ振動加振の影響について確認しておく必要があると思われる。

そこで、図2の車両モデルを用い、軌道高低狂い入力ではなく輪軸アンバランスによる加振入力に対する車両各部の応答加速度を加振周波数に対して求めた⁽¹³⁾結果を図10に示す。ここで車両の諸元はModel IIの値を用い、細線は現状、太線は変更諸元aの場合を示す。これまでとは異なり、この場合の横軸の加振周波数 f は輪軸の回転周波数であり、走行速度 v m/s と $f = v/D\pi$ の関係がある。ただし D は車輪の直径 m である。ここでは数値計算の条件として、1車両に4本ある輪軸のうち先頭輪軸にのみ $1\text{ kg}\cdot\text{m}$ の輪軸アンバランスを与えた。これは、新幹線の管理限度値⁽¹³⁾である $0.25\text{ kg}\cdot\text{m}$ のアンバランスがすべての輪軸に存在し、かつ全輪軸のアンバランスが同位相の場合（車体前後振動にとって最も厳しい条件）あるいは1台車中の2輪軸が同位相の場合（台車前後振動にとって最も厳しい条件）など、車体上下、前後および台車前後振動それぞれに対する最悪条件を包含したものとなっている。図10をみると、車体上下振動に関しては車体曲げ振

Fig. 10 Calculated acceleration of the carbody and truck frame excited by wheelset unbalance (1kg·m exists in #1 wheelset)

動の固有振動数に対応する周波数での応答は低下し、その周波数の前後にピークが生じているが、最大ピーク高さは現状の場合と同程度となっている。また、10～20Hzの周波数領域で応答加速度が現状に比べて増大しているが、その大きさは車体曲げ振動のピークに比べ小さく、新幹線の常用走行速度に対応する周波数から外れているため、大きな悪影響はないと考えられる。車体前後振動に関しては変更後の10～20Hzの周波数領域における振動加速度の増大量が比較的大きくなっており、11.4Hz付近の最大ピーク高さも現状の約1.8倍となっている。この周波数は新幹線の常用速度からは外れているが、加減速時には注意が必要と考えられる。台車前後振動に関してはとくに問題となる変化はみられない。

以上より、今回導いた基本設計式により K_x を定めた場合でも新幹線の常用速度領域では車両各部の上下・前後振動に大きな悪影響は生じないものと考えられる。

6. お わ り に

本論文では、車体・台車間の前後系結合要素特性の適切化による車体上下曲げ振動低減メカニズムについて調べ、これが台車前後振動系が車体曲げ振動に対して動吸振器として働くことによるものであることを明らかにした。そして効果的に車体曲げ振動を低減するために台車前後振動系が満たすべき条件式（台車を動吸振器として利用するための基本設計式）を解析的に導くとともに、その妥当性と有効性を数値計算により示した。この方法によれば、大幅な構造変更や重量増、コスト増なしに車体曲げ振動の低減が期待できる。

ここで述べた方法は新幹線など高速で走行する車両に対してとくに有効と考えられる。これは、新幹線では加速度 PSD に車体曲げ振動による卓越した単一のピークを持つ場合が多く対象周波数が明確であること、高速走行する車両では上述した台車間距離によるスペクトルの周期的な落込みの間隔が広く、台車前後系による動吸振器効果をはっきり現れること、などの理由による。逆に、在来線通勤車両などのように車体曲げ振動のピークを複数もち⁽¹⁴⁾、常用速度が130km/h程度までの車両では、新幹線の場合ほど本手法による振動低減効果が得られない可能性もあり、対象ごとに車体曲げ振動対策の選択が必要である。

なお、本手法を実際の車両に適用する際には、車両各部の特性パラメータのばらつきを考慮して車体・台車間の前後系結合要素特性の設計を行う必要がある。また、とくにヨーダンパの緩衝ゴム剛性については、緩衝ゴム自体の剛性だけでなく取付け部分（いわゆる「受け」部分）の機械的な剛性も考慮する必要があると思われる。

今後は、本手法の実車への適用に積極的に取り組むとともに、最近増加している在来線の車体曲げ振動低減のための有効な対策について検討することとする。また本手法にとって重要となる、車両構成部品のばね定数や減衰定数などの諸特性値を実稼動状態において正確に同定する手法の開発にも取り組む予定である。

最後に、現車試験の実施に際してご協力いただいた関係各位、本研究の遂行にあたり有益なご助言をいただいた鉄道総合技術研究所 鈴木康文 鉄道力学研究部長、そして本論文の内容に関して貴重なご指摘を賜った論文校閲委員に深く感謝いたします。

付 録

台車前後振動と車体上下曲げ振動の連成について説明する。図2に示したように、牽引リンク、ヨーダンパから車体の中立軸までの垂直距離をそれぞれ h_3, h_5 とすると、牽引リンク、ヨーダンパ部には車体曲げに伴う上下変位 $w_c(x, t)$ に起因する前後変位 $w'_c(x_b, t)h_3, w'_c(x_y, t)h_5$ が生じ、この前後変位により、車体上下曲げ振動と台車前後振動が連成する。ただし x_b, x_y はそれぞれ車体上の牽引リンク、ヨーダンパの取付け位置の x 座標であり、 $'$ は x による微分を表す。また、車体曲げによる傾き角は小さく w'_c で近似できるものとし、牽引リンクとヨーダンパの取付け部分は十分に剛であるとしている。これを牽引リンクの場合について模式的に示すと図11のようになり、ヨーダンパについても同様に考えることができる。一般に車体の曲げ中立軸に一致するように牽引リンクやヨーダンパを取付けることは困難であるので、車体上下曲げ振動と台車の前後振動は常に連成すると考えられる。

一方、牽引リンク、ヨーダンパが台車ピッチング中心高さと一致する位置に取付けられていない場合には、車体曲げ振動と台車ピッチング振動の間にも連成効果が生じる。しかし、通常の車両では台車ピッチング中心高さは輪軸中心高さ付近にあることが多いと考えられ⁽¹⁵⁾、牽引リンクやヨーダンパ取付け位置と台車ピッ

Fig. 11 Coupling of carbody bending and truck motion in longitudinal direction

チング中心までの垂直距離は h_3, h_5 に比べて非常に小さいことから、車体曲げ振動との連成は台車ピッチングより台車前後振動の方が強い。本論文において、台車ピッチングの自由度を無視したモデルにより導かれた基本設計式が車体曲げ振動の低減に有効であるのはこの理由による。

文 献

- (1) 石川龍太郎, 佐藤英志, ダイナミックダンパによる車体曲げ振動の低減, 機講論, No.910-17, Vol.C, (1991), pp.531-533
- (2) 鈴木康文, 鉄道車両の振動解析法および制振法に関する研究, 鉄道総研報告, 特別第16号, (1997), pp.9-135
- (3) 三芳功達, 乗心地管理基準の研究経緯, 鉄道技術研究資料, 38-3, (1981), pp.127-134
- (4) 谷藤克也, 乗り心地管理のための振動解析システムの開発 (第1報, 振動解析システムの概要), 機論, 52-481, C(1986), pp.2405-2408
- (5) 富岡隆弘, 鈴木康文, 上野友寛, 鉄道車両の車体・台車および車体台車間結合要素特性が振動乗り心地に与える影響, 機論, 66-645, C(2000), pp.1636-1644
- (6) 富岡隆弘, 鈴木康文, 乗心地改善のための車体・台車間結合要素特性の適切化, 鉄道総研報告, Vol.14, No.5, (2000), pp.33-38
- (7) 富岡隆弘, 鉄道車両の乗り心地改善のための車体, 台車特性および車体・台車間結合要素特性の最適化, 機論, 68-671, C(2002), pp.2106-2113
- (8) 谷藤克也, 永井健一, 長屋幸助, 高速で走行するボギー車の車体上下曲げ振動 (台車間隔による軌道不整量平均化の影響), 機論, 56-529, C(1990), pp.2327-2334
- (9) 機械学会編, 振動のダンピング技術, 養賢堂, (1998), pp.52-54
- (10) 浅見敏彦, 西原修, 渡辺晋哉, 動吸振器の最大振幅倍率最小化設計における代数的厳密解 (第2報, ヒステリシス減衰動吸振器の場合), 機論, 66-644, C(2000), pp.1186-1193
- (11) 小柳志郎, 2軸ボギー車の前後振動防止法, 鉄道技術研究報告, No.1186, (1981), pp.1-29
- (12) 谷藤克也, ボギー車の前後振動解析 (軌道不整で加振される定振動数の持続振動), 機論, 56-532, C(1990), pp.3174-3179
- (13) 機械学会編, 鉄道車両のダイナミクスー最新の台車テクノロジー, 電気車研究会, (1994), pp.15-20, 46-51
- (14) 富岡隆弘, 瀧上唯夫, ほか4名, 立体構造物としての鉄道車両の詳細振動測定試験, 機講論, No.01-36, (2001), pp.287-290
- (15) 富岡隆弘, 瀧上唯夫, 鉄道車両の車体・台車間結合要素の取付け高さが車体上下振動に与える影響, 機講論, No.03-51, (2003), pp.99-102