

S1-3-8. 台車との相互作用を利用した車体曲げ振動低減法
(車両試験台における理論検証試験)

[機] ○富岡 隆弘 (鉄道総研)

[機] 瀧上 唯夫 (鉄道総研)

[機] 加藤 幸夫 (鉄道総研)

[機] 山本 大輔 (鉄道総研)

Suppression of Bending Vibration of Carbody based on Carbody-Truck Interaction
(Verification of the Proposed Theory with a 1/1 Scale Test Car on the High-speed Rolling Stock Testing Plant)

Takahiro TOMIOKA, Member (Railway Technical Research Institute)

Tadao TAKIGAMI, Member (Railway Technical Research Institute)

Yukio KATO, Member (Railway Technical Research Institute)

Daisuke YAMAMOTO, Member (Railway Technical Research Institute)

To suppress the vertical bending vibration of railway vehicle carbody, the authors have presented a method which is based on a theory that the truck frame and wheelsets can work as a dynamic vibration absorber when the rigidity of rubber bushes of traction links k_b and that of anti-yaw dampers k_y are adjusted appropriately. This paper describes the results of a series of experiments planned to verify the theory. The experiments were carried out by using a 1/1 scale Shinkansen test vehicle. The vehicle was excited on the high-speed rolling stock testing plant at RTRI to measure acceleration at several points on the vehicle. The values of rubber bush rigidity k_b and k_y were changed up to six times the original value to investigate the effect upon the bending vibration. The accuracy of the theory was confirmed from the experimental results.

キーワード：車体曲げ振動、振動低減、動吸振器、乗り心地

Keywords: Bending vibration of carbody, Vibration suppression, Dynamic vibration absorber, Comfortability in riding

1. はじめに

高速化や地盤振動低減、省エネルギー、低コスト化などの要求により鉄道車両の軽量化・構造簡素化が進められてきたが、それに伴って車体の上下方向の曲げ振動（以下、車体曲げ振動）が乗り心地の面から問題とされる事例が増えている。

車体曲げ振動対策として、これまで車体の台枠や側構体の補剛、制振材貼付⁽¹⁾などの車体そのものに対する対策が採られてきたが、いずれも比較的大掛かりな工事が必要で質量増加を伴うため、完成車に対しては実施しづらかった。

これに対して著者らは台車との相互作用を利用した曲げ振動低減の検討を行っており、車体と台車間の前後方向の結合剛性（牽引リンクやヨーダンパの緩衝ゴム剛性）の適切化が有効であることを数値計算により示すとともに、新幹線による走行試験を行って効果を確認している⁽²⁾⁽³⁾。そしてその原理に関する理論的な検討を行い、これが台車前後系による動吸振器効果によるものであることを示して牽引リンクやヨーダンパ緩衝ゴム剛性の設計式を導いている⁽⁴⁾。

本報ではこの手法の概要を述べるとともに、理論検証のため、新幹線試験車両を対象に鉄道総研の高速車両試験台（以下、車両試験台）で実施した加振試験の結果について述べる。

2. 車体上下曲げ振動と台車前後・ピッチング振動との連成メカニズム

上下の車体曲げ振動と台車の前後およびピッチング振動との連成については必ずしも自明ではないと思われるため、そのメカニズムについて説明する。

まず、車体曲げ振動と台車前後振動との連成について述べる。軌道高低狂いにより車両が上下に加振されると車体は曲げ振動を行い上下変位 $w_c(x)$ を生じる。ここで x は車体長手方向の位置を表す。車体と台車間の前後系結合要素である牽引リンク、ヨーダンパの取付け部と車体の曲げ中立軸との垂直方向の距離をそれぞれ h_b, h_s とすると、各取付け部において車体上下曲げに伴う前後方向変位成分 $w_c'(x_b)h_b, w_c'(x_s)h_s$ を生じる。ただし、 $'$ は x による微分、 $w_c'(x)$ は x における傾き角であり、 x_b, x_s はそれぞれ牽引リンクとヨーダンパの取付け位置である。この前後変位成分により、車体曲げ振動と台車前後振動が連成する。これを模式的に示すと図 1(a) のようになる。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通常の車両では困難であるので、車体曲げ振動と台車前後振動は常に連成すると考えられる。本報で述べる「台車前後振動系による動吸振器効果」を利用した車体上下曲げ振動低減法は、こ

の連成メカニズムを利用するものである。

また、牽引リンク、ヨーダンパ取付け高さが台車ピッチング中心高さと一致する場合を除けば、図 1(b)に示すように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。軌道の条件によっては前後の台車が逆位相で強制的にピッチング加振されることによる車体曲げ振動励振が問題となる場合があるが⁽⁵⁾、本報では詳細は省略する。

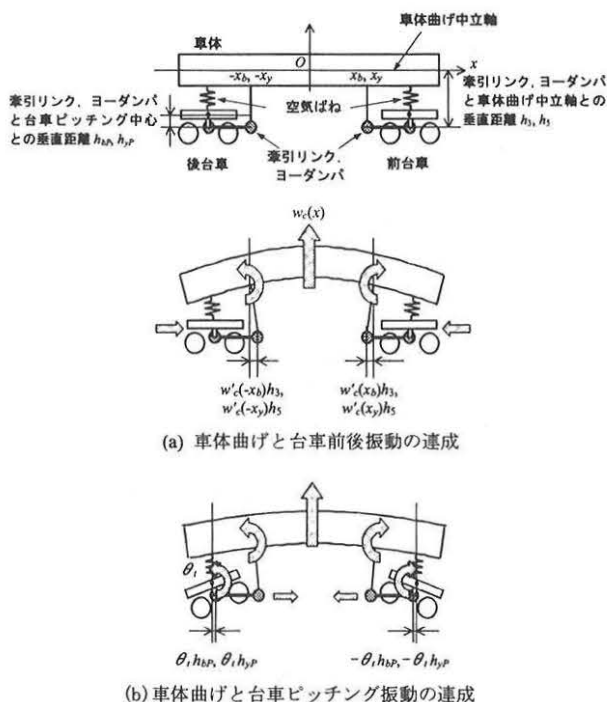


図1 車体上下曲げと台車前後・ピッチング振動との連成

3. 台車前後振動系による動吸振器効果

上述のように車体曲げ振動は台車前後振動と常に連成する。最近の理論的検討から、車体と台車の前後系結合要素の剛性 K_x を下式を満たすように選べば、この効果を利用した車体曲げ振動低減が可能であることが示されている⁽⁴⁾。

$$K_x = \frac{2k_w M_e \omega_0^2}{2k_w - m_w \omega_0^2} \dots\dots\dots (1)$$

ここで k_w は一軸箱あたりの軸箱前後支持剛性, $M_w = m_f + 2m_{sw}$ は台車の全等価質量, $m_{sw} = m_w [1 + (i_w/R_w)^2]$ は回転慣性を考慮した輪軸等価質量, m_b , m_w はそれぞれ台車枠, 輪軸の質量であり, i_w は輪軸の左右軸まわり慣性半径, R_w は車輪半径, $\omega_0 = 2\pi f_0$ は制振対象とする車体曲げ振動の固有角振動数である。

式(1)は、台車枠と輪軸が一体となって前後に振動するモードの固有振動数を車体曲げ振動の固有振動数と一致させる条件から得られたものである。すなわち、 K_s の適切化による車体曲げ振動低減は、台車の前後振動系による動吸振器効果である、というのが本理論の骨子である。今回の試験は、牽引リン

クとヨーダンパの緩衝ゴム剛性を変化させて（すなわち K_x を変化させて）車両を加振し、車体の応答の変化や固有振動モード特性を調べることで、台車前後振動系による動吸振器効果を確認することを目的としている。

4. 車両試験台における加振試験

<4.1>試験の概要

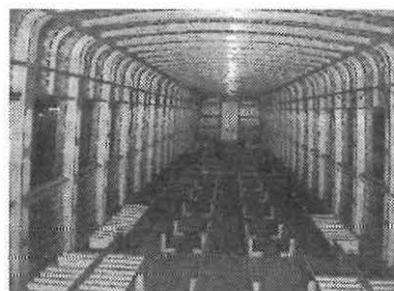
供試車両の車体は新幹線の試験車体（ATLAS 車体）で内装・床下機器がない構体状態である。また、質量約 5.7 トンの構体に対し、床上に約 5.2 トン、床下に約 6 トンの鉄塊を積載し、車体全体質量約 17 トンとして試験を実施した。車体を支持する台車はウイングばね式軸箱支持構造をもつボルスタレス台車で、駆動装置やブレーキ装置は質量が同等のダミーとなっており、牽引装置は一本リンク式である。供試車両の概要を表 1 に、車体内部および車両試験台における試験状況を図 2 に示す。

車両の加振は、鉄道総研の車両試験台を使い、軌条輪を上下に加振することで行った。加振条件を表2に示す。

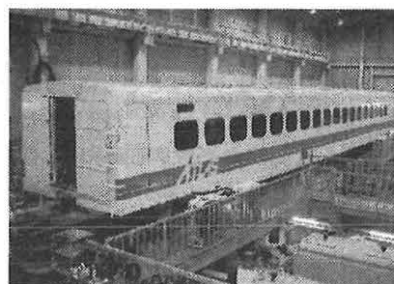
このうち、4 軸同相加振はすべての輪軸間で位相差のない同一の加振信号を入力するもので、空気ばねを介した車体上下一次曲げ振動の加振が最も顕著になる加振条件である。この加振には、白色雑音をカットオフ周波数が 2Hz、35Hz のバンドパ

表1 供試車両の概要

車体構造	アルミニウム合金製シングルスキン構造
長さ×幅×高さ	24.5m×3.4m×3.6m
構体質量	約 5.7 トン
積載質量（鉄塊）	床上：約 5.2 トン， 床下：約 6 トン
台車	ボルスステレス台車，ウイングばね式軸箱支持装置，一本リンク式牽引装置，駆動装置・ブレーキ装置は相当質量のダミーを装着



(a) 供試車両の車体内部



(b) 試験状況

図2 車体内部および車両試験台での試験状況

表 2 加振条件

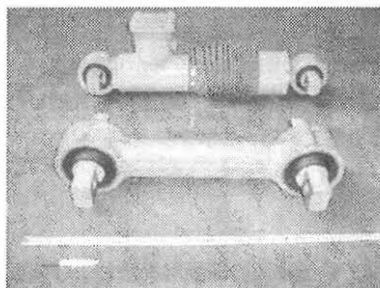
加振条件	内容
4 軸同相	全輪軸同一振幅で位相差なしの上下加振
実走行模擬	各輪軸間に走行速度に応じた時間差を与えた位相差加振

スフィルタに通したバンドランダム波を用いた。また、実走行模擬加振は、新幹線の走行試験の際に測定した同一輪軸の左右軸箱の上下加速度データから上下変位およびロール角の時系列波形を作成し、軌条輪間に走行速度に応じた時間差を与えて加振するものである。この場合の加振信号にもカットオフが 2Hz と 35Hz のバンドパスフィルタを通して行っている。

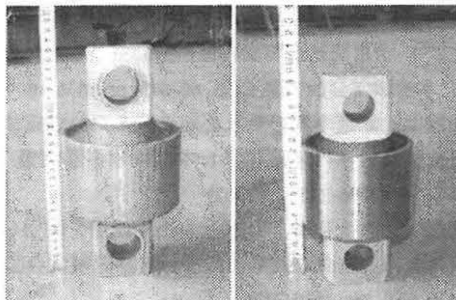
供試車両の牽引リンク（一本リンク）とヨーダンパの緩衝ゴム剛性の諸元値は、 $k_b=5.77 \times 10^6 \text{ N/m/本}$ 、 $k_y=6.13 \times 10^6 \text{ N/m/本}$ である（以下、現状とよぶ）。今回の試験では、 k_b は現状品およびその 3 倍、6 倍品、 k_y は現状品およびその 6 倍品を用い、それらの組合せによる 5 通りの条件で測定を行った。表 3 に緩衝ゴム剛性の条件を示す。ここで、例えば k_b と k_y がともに現状の 6 倍のときでも K_x が 6 倍となっていないのは、ヨーダンパ受けの剛性を k_y と直列のばね要素として考慮したためである。使用した緩衝ゴムは現状品を含め、すべて新規製作した。牽引リンクとヨーダンパおよびそれぞれの緩衝ゴムを図 3 に示す。

表 3 牽引リンク・ヨーダンパ緩衝ゴム剛性の条件

条件	k_b	k_y	K_x
現状	現状	現状	現状
A	6 倍	6 倍	4.1 倍
B	3 倍	6 倍	2.9 倍
C	現状	6 倍	2.2 倍
D	3 倍	現状	1.7 倍



(a) 牽引リンク（手前）とヨーダンパ



(b) 牽引リンク（左）とヨーダンパ（右）の緩衝ゴム（ピン付ゴムブッシュ）

図 3 牽引リンクとヨーダンパの緩衝ゴム

<4.2>試験結果と考察

よく知られた 2 自由度系の動吸振器の理論から類推すると、台車前後系が動吸振器として作用しているならば、台車の前後振動の固有振動数に対応する周波数で車体の上下振動のスペクトルに「谷」が生じ、緩衝ゴム剛性が大きくなるに従って谷の周波数は高くなるはずである。まずこの点について調べる。

図 4 に、4 軸同相加振を行った場合の、#1 軸軌条輪上下変位に対する床中央部の加速度の周波数応答関数（FRF）を示す。「 K_x 現状」の場合の 8.7Hz のピークが車体曲げ振動に対応する。この図から、 K_x を変更した条件 A～D の場合には、条件ごとに周波数が異なる「谷」が認められ、 K_x が増大するに従ってその谷が高周波数側に移動していることが分かる。

ここで問題となるのは、この谷の周波数と台車前後振動の固有振動数との関係であるが、車体と台車の連成があるため、今回の試験結果から台車単体の前後方向の固有振動数を正確に同定することは困難である。また、単純な 2 自由度系と異なり車体は無限自由度を持つ連続体であり、場所により谷の周波数が変化するため、車体上のある点での谷の周波数が台車前後系の固有振動数そのものとなるわけでもない。

そこでここでは、台車前後系による動吸振器効果が理論的に確認されている車両振動解析モデルを用いた数値計算結果と比較することで今回の測定結果を検証することにする。図 5 に、車体を単純なはりとした車両モデル⁽²⁾を用い、今回の供試車両の諸元を入力して計算した車体中央における FRF を示す。加振条件は 4 軸同相上下加振である。現状の 8.8Hz のピークが車体曲げ振動に対応し、各条件の FRF に見られる谷は台車前後系による動吸振器効果によるものである。この図 5 と実測結果である図 4 を見比べるとよく一致しており、とくに谷の周波数の対応が良好であることが分かる。

つぎに、図 6 に条件 A の場合の測定結果から同定した固有振動モード形を示す。図の細線は変形前、太線は変形後の振動形状を示し、数字は固有振動数を表す。また、車体の屋根、床（いずれも上下方向）、妻（前後方向）と台車枠（上下および前後方向）の変形は実線で、車体中央付近の側の左右および輪軸の前後方向の変形を○印で示している。モード(i)と(ii)は、車体の変形は車体長手方向中央付近に腹を持ついわゆる一次曲げの形状であるが、台車前後振動との関係が両者で異なっている。すなわち、車体中央部が下方に変位するとき、(i)では前後台車は車端方向へ変位するのに対し、(ii)では車体中央方向に変位している。また、(i)と(ii)の固有振動数は図 4 に示した FRF の 2 つのピーク周波数とほぼ一致している。このように、車体が一次曲げ振動の形状で振動するモードは、台車前後系の固有振動数に関連する周波数をはさんで低い周波数と高い周波数にひとつずつあり、それらのモードでは車体上下曲げ変形に対する台車前後振動の方向が逆になっていることが分かった。これは 2 自由度系の動吸振器の場合とも対応する特徴である。

以上より、 K_x の適切化による車体上下振動低減は台車前後系による動吸振器効果によるものであることが確認できたと考えられる。

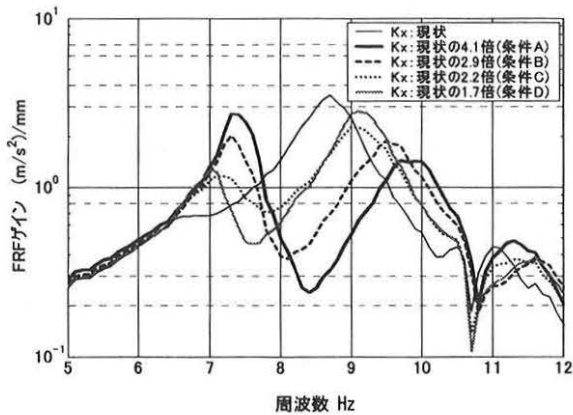


図4 車体中央における加速度周波数応答
(4軸同相加振, 軌条輪上下変位に対する FRF)

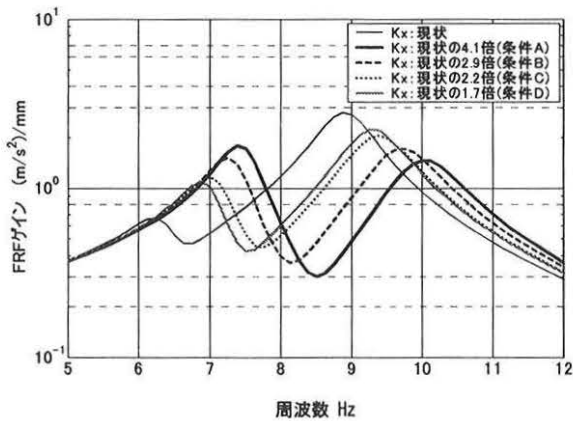


図5 車体中央における加速度周波数応答
(4軸同相加振, 解析モデルによる数値計算結果)

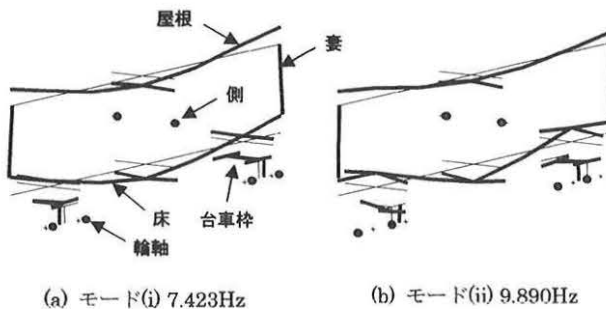


図6 固有振動モード形
(4軸同相加振, K_x : 4.1 倍)

図7に速度300km/h相当の実走行模擬加振を行ったときの床中央部の加速度パワースペクトル密度 (PSD) を示す。図の細線は K_x が現状の場合、太線は K_x を現状の4.1倍 (条件A) とした場合であり、凡例中の数字は乗り心地レベル L_T の値を示す。現状の場合の8.5Hz付近に見られるピークが K_x の変更により大きく低下していることが分かる。この場合は、 K_x の変更による L_T 改善効果は約4.6dBであった。なお、今回の車体は内装や各種の機器等を持たないため車体自身の減衰能が実車に比べて小さいと考えられ、このような比較的大きな L_T 改

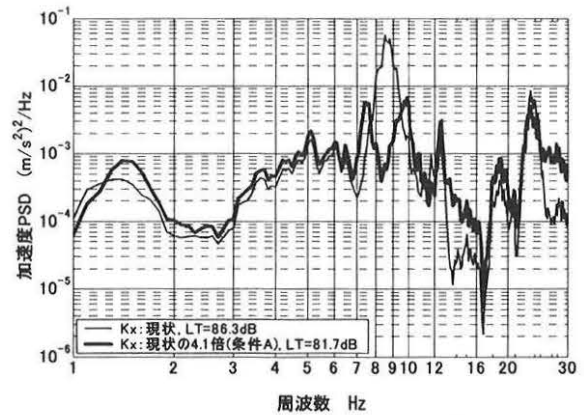


図7 車体中央における上下振動加速度 PSD
(実走行模擬加振, 速度300km/h 相当)

善効果が得られたものと思われる。内装・機装を持つ実車の L_T 改善量はこれに比べると少なくなるものと予想される。

5. おわりに

本報では、車体と台車の前後系結合要素である牽引リンクとヨーダンバの緩衝ゴム剛性の適切化による車体上下曲げ振動低減法に関し、著者らがこれまで示してきた理論の検証のために新幹線試験車両を車両試験台で加振する試験を行った結果について述べた。今回の試験結果から、本手法による振動低減が台車前後系による動吸振器効果であることが確認できた。

本手法は、緩衝ゴムの剛性を変更するだけで車体改造や重量増加を伴わない、簡便で低コストの車体曲げ振動低減法である。これまでは適切なゴム剛性を算出するには繰り返し計算によるプロセスが必要であったが、本理論の裏づけが得られたことから、より合理的な緩衝ゴムの設計が可能となった。

今後は、新幹線など高速車両への適用を目指した具体的な取組みを進める予定である。

参考文献

- (1) 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)
- (2) 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, 日本機械学会論文集 C 編, 66-645, pp.1636-1644, (2000)
- (3) 富岡隆弘, 鉄道車両の乗り心地改善のための車体・台車間結合要素特性の最適化, 日本機械学会論文集 C 編, 68-671, pp.2106-2113, (2002)
- (4) 富岡隆弘, 龍上唯夫, 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, 日本機械学会論文集 C 編, 70-696, pp.2419-2426, (2004)
- (5) 富岡隆弘, 龍上唯夫, 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, 日本機械学会講演論文集, NO.03-51, pp.99-102, (2003)