

S5-2-8 輪軸の質量アンバランスが車体曲げ振動に与える影響と その低減対策の検討 (車両試験台による加振試験結果)

[機] ○ 瀧上 唯夫 (鉄道総研) [機] 富岡 隆弘 (鉄道総研) 菅原 能生 (鉄道総研)
[機] 山本 大輔 (鉄道総研) 西村 浩一 (JR 東海)

Study on Vertical Bending Vibration of a Carbody due to Unbalanced Mass of Wheelsets

Tadao TAKIGAMI, Member (Railway Technical Research Institute)

Takahiro TOMIOKA, Member (Railway Technical Research Institute)

Yoshiki SUGAHARA, (Railway Technical Research Institute)

Daisuke YAMAMOTO, Member (Railway Technical Research Institute)

Koichi NISHIMURA, (Central Japan Railway Company)

This paper describes vertical bending vibration of a railway vehicle carbody due to unbalanced mass of wheelsets. Excitation tests of a right-weight commuter vehicle are carried out on a rolling stock testing plant. Two wheelsets of the vehicle are modified to tune positions and amounts of their unbalanced mass. Test results show that a countermeasure by reducing the rigidity of buffer rubber of traction links at high frequency range is effective to suppress the bending vibration of the carbody.

キーワード: 車体曲げ振動, 輪軸, 質量アンバランス, けん引リンク, 緩衝ゴム

Keywords: Bending vibration, Wheelset, Unbalanced mass, Traction link, Buffer rubber

1. は じ め に

近年の鉄道車両は軽量化や構造の簡素化などが進められており、車体の上下曲げ振動(以下、車体曲げ振動)が発生する現象が見受けられる。曲げ振動が発生する周波数は、人間の上下振動に対して敏感な周波数帯域と一致することが多いため、乗り心地の悪化を招く一因となっている。

車体曲げ振動の発生原因としては、走行中の軌道狂いのほか、輪軸の動的質量アンバランス(以下、輪軸アンバランス)によるものが知られている⁽¹⁾。

本報告では、アンバランスの位置と量を任意に設定できる試験用輪軸を試作して、車両試験台による車両加振試験を実施し、輪軸アンバランスと車体曲げ振動の関係を調査するとともに、その低減対策を検討した結果について述べる。

2. 輪軸アンバランスと車体曲げ振動の関係

輪軸に質量アンバランスが存在する場合、走行時にはこれが回転することにより、上下、前後方向の加振力を発生する。輪軸は軌道により上下方向に拘束されていることから、上下加振力が軸ばねを介して台車に伝達される影響は小さいと考えられ、主に前後方向の加振力が、車体の曲げ振動を励起することが知られている。

この現象を模式的に表したものを図1に示す⁽²⁾。輪軸アンバランスによる前後方向の加振力は、台車枠に伝達されて台車前後振動が発生する。この振動はさらに、けん引リンク、ヨーダンパ等の台車・車体間の前後方向の結合要素を介して、車体に曲げモーメントを与えるというメカニズムにより曲げ振動が発生する。

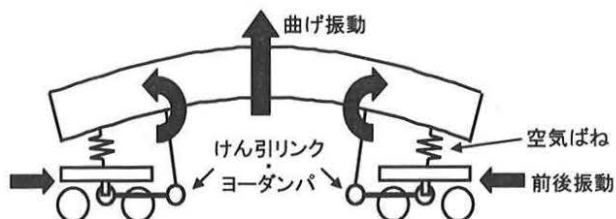


図1 台車前後振動と車体曲げ振動の関係

輪軸アンバランスにより生じる車体曲げ振動の一例として、在来線の走行中に車両床上中央で測定した上下方向の加速度から、パワースペクトル密度(以下、PSD)を求めた結果を図2に示す。

図中黒線は輪軸アンバランスの小さい車両、灰線は比較的大きい車両が、同一区間を概ね一定速度で走行した場合の結果である。図2(a)の灰線には、10[Hz]付近に非常に鋭い

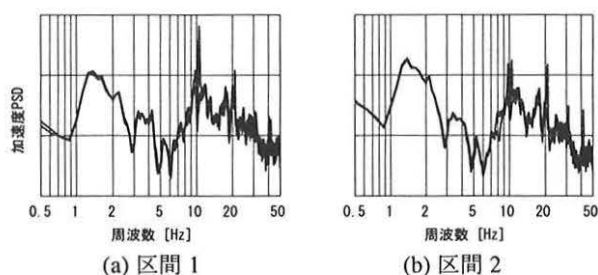


図2 走行中の車体床上中央加速度測定例

ピークが見られる。輪軸アンバランスの回転による加振力は、走行速度を v [km/h] が一定であれば、車輪直径を D [m] として、加振周波数 f_{ub} [Hz] が、

$$f_{ub} = v / (3.6\pi D) \quad (1)$$

の単一周波数となることが特徴である。輪軸アンバランスが小さい車両（黒線）では卓越したピークが見られず、10 [Hz] 付近以外では両車両の PSD がほぼ同様の値を示していることから、太灰線の鋭いピークは軌道の影響ではなく、アンバランスによるものと考えられる。一方、図 2(b) は、上記と同一の車両が異なる区間を走行したときの結果であるが、この場合は輪軸アンバランスの大小による車体振動の差が (a) よりも小さく、アンバランスが比較的大きい場合でも、顕著な車体曲げ振動が必ず発生するわけではなく、励起されにくい条件もあることがわかった。

3. 車両試験台による加振試験

3.1 アンバランス調整用輪軸の試作

試験台による加振試験で、走行時の輪軸アンバランス条件を再現することを目指して、アンバランス位置、量を任意に調整できる試験用輪軸を試作した。外観を図 3 に示す。この輪軸は両車輪の表面（外側）にボルト穴を等間隔で 48ヶ所設け、ここにボルトを装着することにより、質量アンバランスの位置、量を任意に設定できるようにしたものである。在来線の輪軸アンバランス基準管理値は新製時で 25[kg cm] とされているが、ボルト数により 50[kg cm] 以上に設定することも可能な仕様とした。

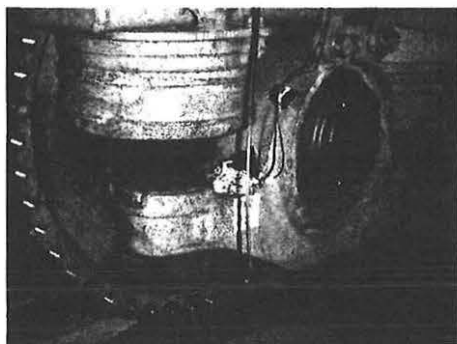


図3 アンバランス調整用輪軸

3.2 加振試験の概要

加振試験の実施状況を図 4 に示す。供試車体は鉄道総研が保有する、軽量ステンレス製通勤車相当の試験車両、台車は空気ばね方式のボルスタレス台車で、輪軸は車端寄りの 2 軸（第 1、4 軸）が上述のアンバランス調整用輪軸、中央寄りの 2 軸（第 2、3 軸）は通常の輪軸とした。

実車両の走行時は、軌道狂い、および輪軸アンバランスによる加振力が車体に伝達されるが、ここでは後者について着目することとし、車両試験台試験では輪軸が回転する際の質量アンバランスによる加振のみを再現した。回転速度は、(1) 式で計算される加振周波数が、予備加振試験により得られた車体の曲げ固有振動数 13.2 [Hz] と一致するように、124[km/h] に設定した。なお、回転中の各輪軸のアンバランス位置を把握するため、各軸に回転センサを設置して角度を算出した。また、軸箱、台車枠、車体には加速度ピックアップを取り付け、加振時の上下、前後方向の加速度を測定した。



図4 車両試験台による加振試験の状況

3.3 加振試験結果

輪軸アンバランス量の大小による車体振動の差異を調査するため、アンバランス調整用輪軸（第 1、4 軸）のアンバランス量を、(A) 可能な限り小さくした場合、(B) 両軸とも約 50[kg cm] に設定した場合の 2 条件で回転加振試験を実施した。バランス調整ができない通常の第 2、3 軸を含め、実測したアンバランス量を表 1 に示す。

対象とする曲げ振動が最も顕著に生じると考えられる、床上中央の上下振動加速度の測定結果を図 5 に示す。黒線が条件 (A)、灰線が (B) の結果である。

同図より、加振力が輪軸アンバランスによるもののみで、各軸のアンバランス量が変化しない場合でも、加速度応答の振幅が変化し、「うなり」が見られる。図 2 の走行時の結果でも、条件によって輪軸アンバランスによる車体振動の

表 1 各輪軸の質量アンバランス量

部位	種別	アンバランス値 [kg cm]	
		条件(A)	条件(B)
第1軸	アンバランス調整用	3.3	54.0
第2軸	通常	13.4	
第3軸	通常	12.6	
第4軸	アンバランス調整用	1.3	52.7

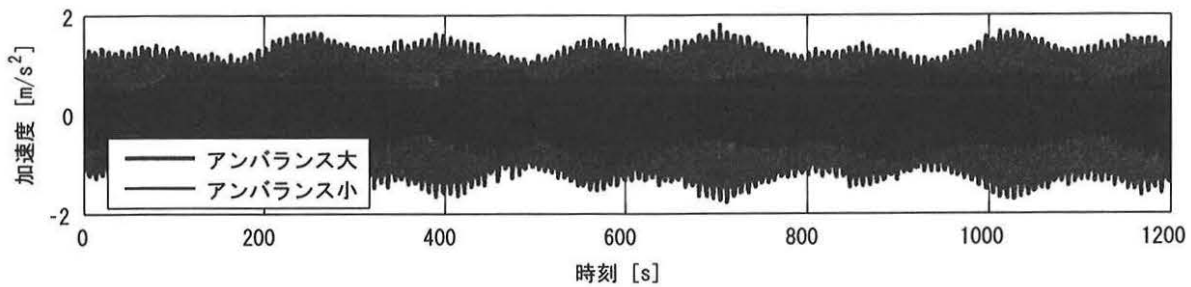


図5 輪軸アンバランス条件による車体中央加速度の比較

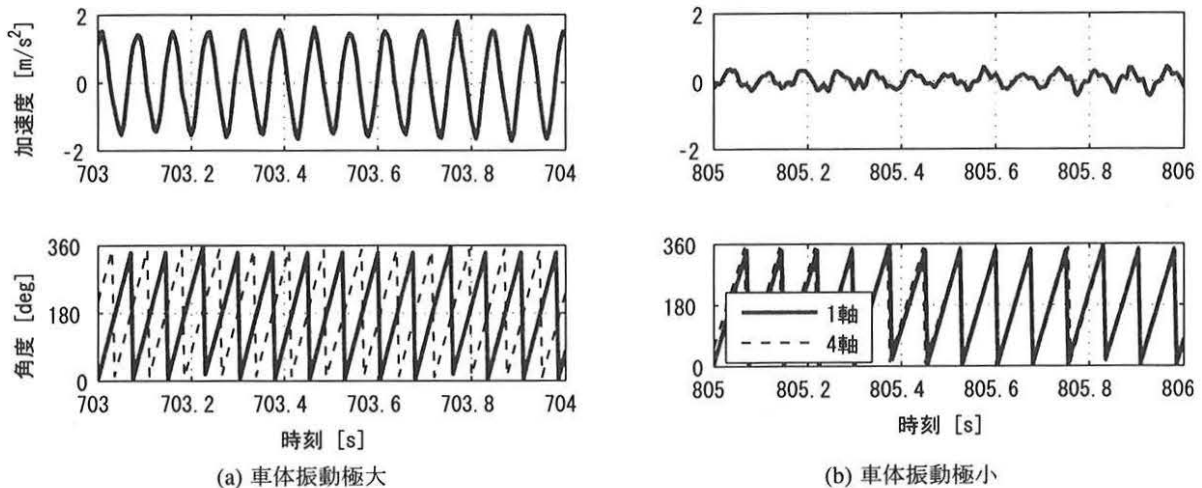


図6 輪軸の回転位相条件による車体中央加速度の比較

大小に差異が見られることから、試験台による加振試験でもこの現象を概ね再現できていることが確認できた。

図1による車体曲げ振動励振のメカニズムから考えると、台車枠の前後振動が両台車で逆位相(方向)の場合に曲げ振動が大きく励振され、同位相の場合は小さくなる。質量アンバランスが同じように存在しても走行中や車両試験台加振試験で車体振動の大小が変化しているのは、各車輪径に差異が存在するため、回転とともに各軸のアンバランス位置の位相関係が変化し、これによって各軸から車体に与える加振力の影響が変わることによるものと考えられる。

このことを確認するため、輪軸アンバランスを大きく設定した条件(B)の結果のうち、(a)車体振動が極大、(b)極小となる状態に着目して、そのときの車体振動と、アンバランス調整輪軸(第1, 4軸)のアンバランス位置の位相を図6に示す。車体振動が極大となる(a)では、第1, 4軸が逆位相となっているのに対し、(b)では同位相となっている。以上より、加振力の位相関係については、図1から推察した関係と、傾向が一致していることがわかる。

4. 振動低減対策の検討

4.1 対策の方針

前節までの検討より、輪軸アンバランスによる車体振動を低減するためには、以下のような対策が考えられる。

- (1) 輪軸アンバランスによる台車前後振動が車体に伝達されないように車体・台車の結合要素の特性を決定する。
- (2) 台車前後振動が車体曲げ振動を励振しないように、両台車の振動が逆位相とならないようにする。

上記(2)について、車輪径に差異を持たせれば、両台車の前後振動が逆位相となる継続時間が短くなるため、連続した車体曲げ振動の発生を少なくすることができると考えられる。逆に、車輪径を完全に一致させて、台車前後振動を常に同位相とすれば、理想的にはほぼ車体曲げ振動の発生を防ぐことができるが、現実には困難である。将来的には、駆動・制動系を適切に制御することにより、台車前後振動が逆位相になるのを防ぐ手法について、実現の可能性のある考えているが、本報告ではまず、(1)の対策について検討を行うことにした。

4.2 けん引リンク緩衝ゴムの試作

台車の前後振動による加振力は、けん引リンク、ヨーダンパ等の台車・車体を前後方向に結合する部品を介して車体に伝達される。これらの部品は一般にピンつきゴムブッシュなど、緩衝ゴムを介して結合されており、この剛性を低く設定すれば、車体・台車間の振動伝達を緩和できるものと考えられる。一方で、けん引リンクについては力行・制動時における前後力の伝達、ヨーダンパについては台車蛇行の防止、という本来の機能を確保するためには、結合剛性を極端に低下させることは好ましくない。

そこで、車体曲げ振動低減と、けん引力伝達および台車蛇行動防止に関連して、対象となる周波数領域および振幅が異なることに着目し、緩衝ゴムの特性を設定することが考えられる。すなわち、車体曲げ振動の領域では、緩衝ゴムに加わる前後力は10[Hz]程度と比較的高周波で、また微小振幅であるのに対し、けん引力、台車蛇行動に関して緩衝ゴムに加わる前後力は低周波で、変形量も大きいと考えられる。そこで、低周波・大振幅ではばね定数が大きく、高周波・微小振幅では定数が小さい、という特性を持つ緩衝ゴムの設計を行った。これにより、けん引力の伝達、走行安定性の確保と、車体曲げ振動の低減という相反する要求の両立が期待できる。

具体的には、けん引リンクの緩衝ゴムと、台車・車体への取付用ピンとの間にわずかな隙間を設け、微小振動を吸収するようなピンつきゴムブッシュを試作した(図7、特許出願中)。本試作品は、一般品の製作工程でのゴム・ピン間の接着を省略し、かわりに脱落防止用の突起を追加したもので、一般品と比較して質量やコストの増加はほとんどない。この製法により、対策品のゴムブッシュの10[Hz]における動的ばね定数は、静ばね定数に対して1/10程度とすることができた。

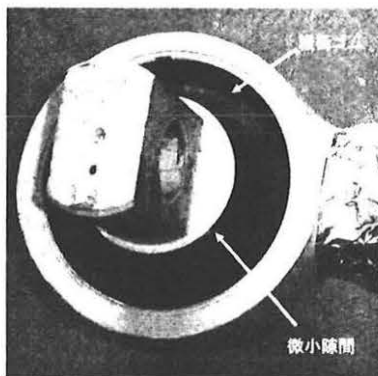


図7 けん引リンク用ゴムブッシュ

4.3 加振試験結果

車両試験台加振試験における供試車両のけん引リンクのピンつきゴムブッシュを、上記振動低減対策品(以下、対策

品)に交換し、加振試験を実施した。なお、今回の供試車両にはヨーダンパが装備されていないため、対策品を適用したのはけん引リンクのみである。

車体中央加速度の測定結果を図8に示す。輪軸アンバランスを大きく設定した条件(表1の条件(B))で、ゴムブッシュが現状品の場合を薄灰線、一般品の場合を濃灰線で表している。加速度の実効値(RMS)は、現状品使用時が0.65[m/s²]、対策品使用時は0.40[m/s²]であり、振動振幅が約40%減少した。なお、輪軸アンバランスを小さく設定した条件(B)での加速度RMSは0.33[m/s²]であり、これと比較しても、ゴムブッシュを対策品とした場合は、振動振幅が大きく増加していないことがわかる。

5. ま と め

本報告では、アンバランスの位置と量を任意に設定できる試験用輪軸を試作して、車両試験台による車両加振試験を実施し、輪軸アンバランスと車体曲げ振動の関係を調査するとともに、その低減対策を検討した。

その結果、けん引リンクのピン付ゴムブッシュの緩衝ゴムの構造を工夫することにより、輪軸アンバランスによる車体曲げ振動を大幅に低減できるとの見通しが得られた。今後は、試作ゴムブッシュの耐久性や、装着時の走行安定性について調査を実施するとともに、台車の位相関係に着目した別の振動低減対策についても検討を行い、実用化につなげたいと考えている。

最後に、本報告で使用した試作品の製作にあたり、ご協力いただいた住友金属工業(株)殿、東海ゴム工業(株)殿に感謝いたします。また、本研究は独立行政法人鉄道建設・運輸施設整備支援機構「運輸分野における基礎的研究推進制度」の補助により行われたことを記し、謝意を表します。

参 考 文 献

- (1) 日本機械学会編、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、pp.49-51、(2001)
- (2) 富岡隆弘、瀧上唯夫、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)

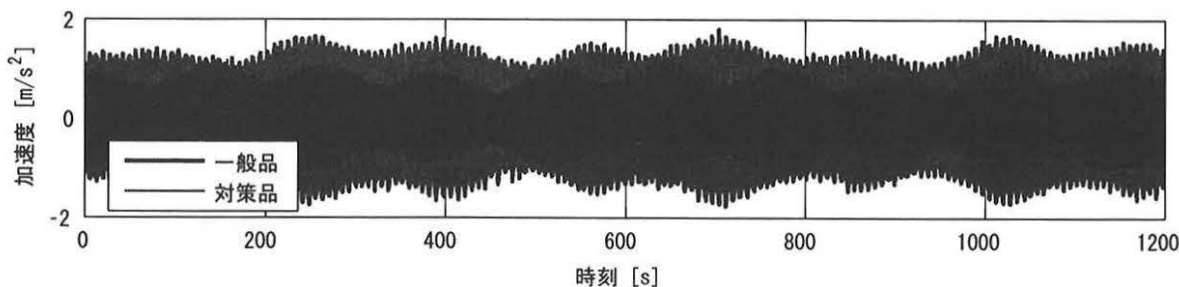


図8 ゴムブッシュ変更による車体中央振動加速度の比較