鉄道車両の車体断面せん断変形をともなう弾性振動低減対策の検討* (コーナースプレースの適用効果)

瀧上 唯夫*¹, 富岡 隆弘*¹, 秋山 裕喜*¹, 長沼 光*²

Investigations on Suppressing Flexural Vibration of Railway Vehicle Carbodies with Their Shear Deformation (Effect of Applying Corner Braces)

Tadao TAKIGAMI*¹, Takahiro TOMIOKA, Yuki AKIYAMA and Hikaru NAGANUMA

*¹ Railway Technical Research Institute
2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji, Tokyo, 185-8540, JAPAN

The previous studies, referring to improving the ride comfort of railway vehicles related to the carbodies' vertical bending vibration, generally focus on reducing so-called "first bending mode" of the carbody. However, not only the first bending mode of the carbodies, but the vibration with their shear deformation (i.e. the vertical section of the carbody becomes a rhombus shape) often affects the ride comfort of passengers. In this study, the authors have proposed "corner braces" which combine the floor/roof structures with the side structure to constrain the deformation of the section of the carbody. Excitation tests on the rolling stock test plant have been carried out for two types of test vehicles with stainless steel carbodies, one of which is carbody frame alone and the other is the complete vehicle with the same condition as the commercial commuter type vehicles. The effect on the carbody made of the aluminum alloy, have also been investigated by the normal mode analysis with the finite element model (FEM). The results of the excitation tests or the numerical analysis have shown that the proposed corner braces successfully improve the rigidity of the carbodies and the natural frequencies of the carbody have risen.

Key Words : Railway, Bending Vibration, Ride Comfort, Rigidity, Natural Frequency, Corner brace

1. は じ め に

近年の鉄道車両の軽量化やそれにともなう車体構造の変化などを背景として、車体の上下方向の弾性振動(以下、車体弾性振動)低減のための取組みが進められている。車体弾性振動は、古くから一様な弾性はりの1次曲げ振動と見なされることが多いが、筆者らのこれまでの詳細な振動計測結果によると、車体は実際には3次元構造物としての複雑な振動形状を示すことがわかっている⁽¹⁾⁽²⁾。振動特性(形状)の特徴は、車体構造(アルミ合金、ステンレス鋼といった材料や、これによる製造方法の差異)により異なるが、(1)車体床面に着目した場合に上述したいわゆる「1次曲げ」に近い形状、(2)車体断面にせん断をともない「菱形」に変形する形状、を示すモードについては、経験上、いずれの車種でも乗り心地に影響を与える事例が多い。

従来の車体弾性振動低減手法は、主として上記のうち(1)を対象としたものがほとんどであるが、車種や軌道条件、乗車位置によっては(2)の乗り心地への寄与が高い場合もあり、これを考慮した対策についても検討する必要がある。そこで、このようなせん断変形を抑制する補強部材として、「コーナースプレース」の取り付けについて検討し、近年の車体構造の主流であるステンレス鋼製(2車種)、およびアルミ合金製(1車種)の試験車体を対象に、振動特性に与える影響について調査した。本研究の最終的な目的は振動低減による乗り心地の向上であるが、本報

* 原稿受付 2012年7月17日

*¹ 正員、公益財団法人鉄道総合技術研究所 車両振動研究室 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38)

*² 非会員、公益財団法人鉄道総合技術研究所 総務部
Email: takigami@rttri.or.jp

告ではまず振動特性のうち、剛性向上、特に固有振動数の上昇量を指標として、コーナブレースの取り付けによる効果を検証した。

2. 方針の検討とステンレス鋼製車体 (構体) による検討

2-1 試験車体の概要と振動特性

車体断面にせん断変形を生じるモードへの対策を検討するにあたり、最初のステップとして、まず内装や車内設備、床下機器等を装備しない、「構体」相当の試験車体⁽³⁾を検討対象とした検討を行った。本試験車体は通勤形車両をモデルとしたステンレス鋼製で、以下、「試験車体 A」と呼ぶこととする。この車体を対象として予備加振試験を実施し、実験モード解析を行って振動モードを推定した結果を図 1 に示す。

図中の赤、黒、青色の線はそれぞれ車体の床、屋根、側面の変形形状を示し、線の交点が加振試験における振動測定点に相当する。また、各モード (a)~(e) の後に付した記号は振動形状の特徴を示しており、車体中央断面で屋根と床が同位相の場合は“S”，逆位相の変形をともなう場合は“A”，位相関係がはっきりしない場合は“Z”とした。それに続く二桁の数字はそれぞれ屋根と床の振動の腹の数を表す。なお、車体断面にせん断をともなう形状は記号を“J”とし、これらについては屋根と床の振動の腹の数が常に同一であったため、数値は一桁としている。これに続く Hz を付した数値は固有振動数である。これによると、(b)S-11、(d)Z-21 および (e)A-31 モードは、屋根の形状や床の振動との位相関係が異なるが、床面に着目するといずれもはりの 1 次曲げに近い形状を示しており、床面のみの計測では見分けが付きにくいモードである。(a)J-1 モードと (c)J-2 モードは、車体断面にせん断変形をともなうモードで、本報告で特に着目するのは (a)J-1 モードである。

2-2 コーナブレース

図 1(a) で示した J-1 モードの中央断面の変形形状を模式的に示したものを図 2 に示す。これによると、車体の断面は「菱形」に変形しており、一般的に腰掛が設けられる側寄り (特に車体長手方向の中央付近) で振幅が大きくなる傾向がある。このとき、変形前はほぼ直角の関係にある屋根・側間および側・床間の角度が変化しており、これらの角度変化を抑制することにより、このモードによる変形を抑えることができると予想される。

そこで、図 3 に示すように、車体側・床を結合し、両者の角度変化を拘束するコーナブレースを取り付けた。側への結合については、構体に設けられた縦方向の柱 (戸袋内柱) を利用し、床面については、結合用の床根太を新たに設けることで結合する構造となっており、いずれもボルトにより固定している。コーナブレース、床根太の質量はそれぞれ 1 個あたり約 1kg、約 10kg であり、これらを車内の各戸袋部の配置した結果、取付数はコーナブレース 32 個、床根太 16 本で、合計質量は約 200kg となった。

Fig. 1 Natural modes of “Test car A”

Fig. 2 Schematic view of vertical section related to "J-1" mode

(a) Inside whole view

(b) Attached part of corner braces

Fig. 3 Corner braces attached to "Test car A"

2.3 車両試験台における加振試験

2.3.1 固有振動数

コーナブレースの取り付けの有無による振動特性の変化を調査するため、車両試験台において定置加振試験を実施した。車両試験台は鉄道総研が保有する試験設備で、レール断面形状を模擬した軌条輪と呼ばれる装置が回転し、これに接した供試車両の車輪が回転することで走行を模擬するとともに、軌条輪が変位することで車両に加振力を与える装置である。

まず、2～35Hz でほぼ平坦な周波数成分を持つ、独立した2つのランダム波を作成し、それぞれを全輪軸の左右の軌条輪(車輪)に同時に入力する「バンドランダム加振」を実施し、測定した車体加速度を用いて振動モード解析を実施した。コーナブレースによる各モードの固有振動数の変化を、表1に示す。固有振動数上昇幅は、相反する剛性向上および質量増効果のバランスにより決まり、必ずしも直接的に振動を低減する効果を与えるものではないが、当該振動モードに与える影響を考える上では重要な指標であり、本報告では、コーナブレース取り付けによる効果を、固有振動数で評価することとする。なお、将来的には同一部位に減衰要素を組み込むことで、直接的な振動低減をめざすことも考えられる。表1によると、着目する(a)J-1モードで固有振動数の差が最も大きく、上昇幅は約5%(0.4Hz)であった。

2.3.2 周波数特性

次に、実走行を模擬する加振（走行速度 83km/h）を実施して、測定した振動加速度からパワースペクトル密度（PSD）を計算した。長手方向中央の窓寄りにおける PSD を図 4 に示す。前述の振動モード推定結果から、コーナブレース取付前（緑色線）の 9Hz 付近のピークは J-1 モードに対応しており、コーナブレース取付条件（黒色）ではこれが高周波側に移動し、ピーク高さも低減する傾向が認められる。一方、他のモード（固有振動数）に対応する PSD ピークについては、コーナブレースの有無による変化は小さい。

Table 1 Change of natural frequencies by corner braces ("Test car A")

Mode	(a)J-1	(b)S-11	(c)Z-21	(d)A-31	(e)J-2
Without C.B.	8.88	11.29	14.37	16.78	17.75
C.B attached	9.31	11.36	14.29	17.06	17.54

Unit:[Hz]

Fig. 4 Acceleration PSD at carbody's longitudinal center beside window
("Test car A", running speed:83km/h)

3. ステンレス鋼製車体 (完成車相当) による検討

3.1 試験車体の概要

前節の試験車体 A（「構体」条件）による検討では、側面・床を結合するコーナブレースの取り付けにより、J-1 モードの固有振動数が上昇した。したがって、側面・床の角度変化を拘束するという基本的な方針については、その有効性が検証されたと考えられるが、実際の営業車両には腰掛等の車内設備や内装材を取り付ける必要があり、前節で示した部材をそのまま適用することは難しい。本節では、次のステップとして、完成車相当の試験車体における検討を行う。この試験車体はステンレス鋼製で、在来線通勤形車両をモデルにしている。一方、前節の試験車体 A とは異なり、腰掛や荷棚、吊手棒といった車内設備や、天井風道や内装材を装備しており、空調や照明などの電氣的な設備を省略したほかは、ほぼ完成車相当の条件となっている。以下、これを「試験車体 B」と呼ぶ。

3.2 コーナブレース

試験車体 B に取り付けるコーナブレースは、既存の車両への「後付け」を可能とするため、図 5 に示すとおり、腰掛部品を活用する設計とした。図中 (a) は腰掛を車体側面に固定する受金部と床面を、(b) は仕切板の骨組と床面を結合するもので、いずれも両端をボルト固定している。質量はコーナブレース (a) が約 1.2kg、(b) が 1.6kg である。前節ではコーナブレースを全戸袋部に設置したが、J-1 モードにおいてせん断変形が大きいのは車体中央付近であることを考慮し、ここでは車端付近への取り付けは省略し、片側面あたり、中央に近い 2 個所の扉付近のみを対象に、(a)(b) をそれぞれ 8 個ずつ配置することとし、合計質量を約 22kg に抑えた。

3.3 車両試験台における加振試験

3.3.1 固有振動数

前節同様に車両試験台における定置加振を実施し、コーナブレースの取り付けの有無による振動特性の変化を調査した。バンドランダム加振時に測定した振動加速度を用いて振動モード解析を実施し、固有振動数を比較した結果を表2に示す。ここでもJ-1モードに対する効果が最も大きく、固有振動数の上昇幅は前節の結果より大きい約11%(0.8Hz)となった。これは、前節では効果が小さい車端付近にもコーナブレースおよび床根太を設置したことに加え、床根太が直接的には角度変化の抑制には寄与せず、質量増の効果として現れたことによるものと推察される。

3.3.2 周波数特性

次に、実走行を模擬する加振(走行速度83km/h)を実施して、長手方向中央の窓寄りにおけるPSDを計算した結果を図6に示す。コーナブレース取付前(緑色線)の7Hz付近のピークが、コーナブレース取付条件(黒色)では高周波側の8Hz付近まで移動しており、J-1モードに対応する形状に関して剛性向上効果が確認できるが、ピーク高さは若干増加する傾向が認められる。他のピークについては、前節の試験車体Aの場合と同様に変化は小さい。

Fig. 5 Corner braces attached to "Test car B"

Table 2 Change of natural frequencies by corner braces ("Test car B")

Mode	(b)J-1	(a)S-11	(c)Z-10	(d)Z-20	(e)Z-30	(f)A-31	(g)S-33	(h)J-2
Without C.B.	7.19	7.71	8.20	9.01	10.19	11.31	12.24	13.23
C.B attached	8.01	7.80	8.38	9.10	10.25	11.33	12.18	13.25

Unit:[Hz]

4. アルミ合金製車体(完成車相当)による検討

4.1 試験車体と有限要素法モデルの概要

次に、アルミ合金製車体を対象とした検討を実施した。対象は鉄道総研が保有する新幹線相当の試験車体(以下、「試験車体C」とするが、本節における検討は有限要素法(FEM)モデルを用いた固有値解析により行い、加振試験結果については機会を改めて報告する。

FEMモデルは、床の横はり等に「ビーム要素」を用いたほかは、全体にわたって「シェルモデル」によりモデル化しており、要素長は70mm程度を目安に作成した。節点数は約35万、要素数は約27万点である。なお、モ

Fig. 6 Acceleration PSD at carbody's longitudinal center beside window
("Test car B", running speed:83km/h)

デル化対象は「構体」部分としており、床板・内装等の車内設備は床下機器等は考慮していない。

このモデルを用いて実固有値解析を実施した結果のうち、J-1 モードに対応する振動形状を図7に示す。図は断面をわかりやすくするため半車体分のみを示したが、解析は1車両全体で行った。なお、詳細は割愛するが、本試験車体を対象とした「構体」条件の定置加振試験を実施しており、固有振動数、振動形状について、試験結果とFEMによる計算結果が概ね一致することを事前に確認している。

4.2 コーナーブレースのモデル化

近年のアルミ合金製車両は「ダブルスキン」構造が採用されており、側・屋根構体が均一な「面」として構成され、柱に相当する部材がほとんど存在しないことから、あらかじめコーナーブレース取り付けのための受金を構体に溶接し、これをコーナーブレースを固定するネジ座として利用することを想定したモデル化を行った。また、試験車体Cは新幹線相当で、車体中央付近は客室内となるため、内装パネルの内側に収納できる設計としている。

モデル上でのコーナーブレース取付状況を図9に示す。同図(a)は側・屋根間、(c)は側・床間を結合するもので、いずれも“L”型断面の形状とし、材質は厚さ5mmの鋼製とした。受金は構体に溶接で取り付けるため、材質は車体と同一のアルミニウム合金(厚さ4mm)とし、構体と節点を共有させたが、コーナーブレースと受金は節点の共有ではなく、節点を別に設けて「スプリング要素」を介して結合した。スプリング要素を取り付けた節点の位置は、ボルト固定位置に対応する。(a)屋根部と(c)床部のコーナーブレースは吹寄部(窓と窓の間)の同一断面の左右に振り分けて配置し、車体全体としては10断面に取り付けた。合計の質量増は60kg程度である。

4.3 固有値解析結果

作成したFEMモデルを用いて実固有値解析を実施し、主にJ-1モードに着目して固有振動数を求めた。なお、前述したスプリング要素に与える特性値(ボルトによる取付部の剛性)は、計算、実測のいずれからも算出することが難しいため、値を変化させ、いくつかの条件で計算を行った。スプリング要素の剛性に対する、J-1モードの固有振動数の変化を図8に示す。これによると、取付部の剛性により固有振動数が変化しており、今回の検討範囲内では最も剛性が低い場合と高い場合で、2%(0.3Hz)程度の差異が認められるが、一定の剛性以上では固有振動数の上昇が飽和することがわかる。また、剛性を10kN/mとした場合は、図中の赤丸で示したコーナーブレースを取り付けない場合よりもむしろ固有振動数が低下しており、これはコーナーブレースが剛性向上に寄与しておらず、単なる質量として影響を与えているためと推察される。

4.4 コーナーブレース条件の再検討

前節で得られた固有振動数上昇量は0.3Hz程度と比較的小さいため、更なる効果の向上をめざして、断面形状の再検討を行った。検討した形状を図10に示す。(a)(b)は、上記では“L”型とした断面にそれぞれ緑・水色部の板を追加して“C”型としたもの、(c)(d)はさらにオレンジ・ピンク部を追加して閉断面としたものである。(e)に

Fig. 7 Modal shape of J-1 mode ("Test car C")

Fig. 8 Rigidity of spring element v.s. natural frequency of J-1 mode

Fig. 9 Corner braces in FEM ("Test car C")

については後述する。

前節の検討で、コーナブレー取り付け部の剛性が 1×10^9 kN/m 程度以上の範囲では、J-1 モードの固有振動数がほぼ一定になったことを考慮し、本節では剛性をこの値に固定し、各断面形状のコーナブレーを組み合わせた場合の固有値解析を実施した。得られた J-1 モード固有振動数を表 3 に示す。傾向を把握することを目的としているため、全ての組合せについては固有値解析を実施しておらず、計算を省略した条件については、表中に

Fig. 10 Types of corner braces ("Test car C")

Table 3 Natural frequency of J-1 mode with various C.B.

Position of corner brace				Roof-side			
				No C.B.	"L" shape	"C" shape	Rectangular
		Type (Shape of cross section)		0.0kg	2.1kg	3.0kg	3.8kg
		Mass/piece	Total mass	0.0kg	41.7kg	59.8kg	75.8kg
Floor-side	No C.B.	0.0kg	0.0kg				
	"L" shape	1.1kg	18.3kg	13.28	13.23	13.22	-
	"C" shape	1.6kg	25.6kg	13.33	13.28	13.27	-
	Rectangular	2.0kg	31.2kg	13.33	-	-	13.25
	Rectangular*	2.0kg	32.8kg		-	-	-

*: with reinforced bracket on floor

Unit:[Hz]

“-” 記号を付した。また、表中には 1 個あたりおよび全体の質量増をあわせて示した。考察を以下に示す。

- 屋根部のコーナーストレスが固有振動数に与える影響は小さく、むしろ補強にともなう質量増とともに低下する傾向が認められる。
- 床部のコーナーストレスには固有振動数上昇効果が認められ、“L” 型、“C” 型、閉断面と補強を進めるにしたがって効果が向上している。
- 以上より、固有振動数の上昇量を指標とした評価では、屋根部のコーナーストレスは取り付けず、床部を補強した場合が最も有利である。

一方、詳細は省略するが、床部のコーナーストレスの補強を進めるのにもなって、床面に結合した受金の面外変形が大きくなる傾向が認められた。そこで、その対策として、受金自体の補強を行ったものが図 10(e) である。

青色部が追加した部材であり、受金の端部を拘束して、面外変形の抑制をねらったものとした。この条件における固有振動数は表3の最下行であり、コーナーブレースなしの場合と比較して、6%(0.7Hz)程度の上昇効果が得られた。

5. お わ り に

従来の車体弾性振動低減手法は、主として車体床面がいわゆるはりの1次曲げ振動の形状を示すモードを対象とするものがほとんどであるが、本報告では、経験上いずれの車種でも乗り心地に影響を与える事例が多い、車体断面にせん断変形をともなう振動への対応について検討を行った。

具体的には、主に側面と床との角度変化を拘束するため、車体断面にコーナーブレースを取り付ける手法を提案し、まずステンレス鋼製車体(構体、完成車両条件)を対象とした加振試験を実施して、効果を検証した。その結果、いずれの場合も対象とした振動モードの固有振動数が上昇し、剛性向上効果が得られることを確認した。特に完成車条件の車体は、既存車体への後付けが可能となるよう、比較の実用性の高い設計を行い、質量増を20kg程度に抑えながら、固有振動数が11%上昇した。

次に、アルミ合金製の試験車体を対象として、FEMモデルによる固有値解析を実施した。今回対象とした車体は新幹線相当で、コーナーブレースを客室内に配置する必要があること、また車体が「ダブルスキン構造」で均一であることなどから、効果的な取付位置の特定が難しいが、今回は吹寄部に配置し、質量増約30kgで6%(0.7Hz)の固有振動数上昇効果を得た。

アルミ合金製車体を対象とした加振試験結果については、機会を改めて報告するが、ステンレス鋼製車体での結果を含め、今回最初のステップとして目指した「固有振動数の上昇」は、原理的に直接的な振動低減にはつながらないため、加振条件に依存しない振動低減対策を提案するためには、減衰を付与する機構の検討が必要になると考えられ、今後検討を進めていく予定である。

謝 辞

本報告中で示したコーナーブレースの設計、FEMモデルの作成にあたって、ご協力いただいた(旧)東急車輛製造株式会社(現、株式会社総合車両製作所)の関係各位に謝意を表します。

文 献

- (1) 瀧上唯夫, 富岡隆弘, “最近の軽量車両の固有振動モード特性”, 鉄道総研報告, Vol.16, No.5 (2002), pp. 22-28.
- (2) 相田健一郎, 富岡隆弘, 瀧上唯夫, “車体構造の違いによる在来線車両の車体固有振動モード特性の比較”, J-Rail2007 講演論文集 (2007), pp. 143-146.
- (3) 瀧上唯夫, 富岡隆弘, 相田健一郎, “非構造部材を活用した車体剛性向上手法”, 鉄道総研報告, Vol.22, No.9, (2008), pp. 11-16.