内部骨組を活用した鉄道車両の車体剛性向上*

瀧上 唯夫^{*1}, 富岡 隆弘^{*1}, 相田 健一郎^{*1}Improving the Rigidity of Railway Vehicle Carbodies
Using Inner Sub-FramesTadao TAKIGAMI^{*2}, Takahiro TOMIOKA and Ken-ichiro AIDA^{*2} Vehicle Noise & Vibration Lab., Railway Technical Research Institute,
2-8-38 Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo, 185-8540 Japan

In this study, the authors have investigated how non-structural members in the carbody influence on the rigidity and the vibration characteristics of a commuter type railway vehicle. "Inner ring" sub-structures, which are composed of reinforcing beams on the floor, side and roof structures and evaluated in the previous study, are attached to "Rigidity Test Car", which have been designed and manufactured for above purpose. Static load and excitation tests have been performed, and the results have shown that the proposed inner rings have largely affected the natural frequencies, vibration shapes and response accelerations of the carbody. The additional mass have been then reduced by replacing the whole inner rings with just the ceiling frames aiming at putting them to practical use. It have been verified that the rails for hand straps are also effective to improve the rigidity of the carbody when these are properly attached to the carbody.

Key Words: Railway, Comfortability in Riding, Rigidity, Structural Design, Bending Vibration, Modal Analysis

1. は じ め に

鉄道車両を設計するにあたって、軽量化をはかりながら車体剛性を確保することは重要な検討項目となる。車体の剛性を評価する指標としては、JIS⁽¹⁾⁽²⁾に基いて実施する静荷重試験の荷重と変形量から計算される「相当曲げ剛性」「相当ねじり剛性」が広く用いられている。ただし、これらの相当剛性の算出にあたっては、車体の弾性変形を様な断面のはりの変形とみなしているほか、構体状態で荷重試験を実施するため、後述する内部骨組等の補助部材による車体剛性への寄与は、一部を除いて考慮されない。

剛性は静的変形だけでなく、振動特性にも深く関係し、特に上下方向の車体弾性振動は、人間が敏感な周波数に発生することが多いため、これを低減することが乗り心地向上の観点からは重要である。著者らのこれまでの検討の結果、鉄道車両の車体は様なはりとは見なせない、3次元構造物としての振動特性を持つことがわかっていく。特に、通勤・近郊形として広く普及しているステンレス鋼製車体(以下、SUS車体)は、屋根と床が独立に変形する傾向を示し、狭い周波数範囲にそれら複数の弾性振動の固有振動モードを持

つことが多い⁽³⁾⁽⁴⁾。このような振動特性を有することは、直ちに乗り心地の悪化につながるわけではないが、振動低減策検討の観点からは見通しが悪い。

以上のような現状を踏まえ、ここでは車体の剛性評価の指標として、固有振動モード特性に着目し、

- (1) 車体各面が独立に変形する振動特性を抑制する
- (2) 固有振動数を上昇させる

ことをめざす。固有振動モードに着目したのは、前述の相当曲げ・ねじり剛性が車体剛性を代表する指標としては十分とは言えず、動特性に着目した評価としては、より適切であると考えたためである。

本研究では、上記(1)に関して、車体を一本のはりとしての振動特性に近づけることで、まず低減の対象とする振動モードを絞りやすくし、振動低減策検討の際の見通しを良くすることを第一の目的とする。また、鉄道の乗り心地評価量としては乗り心地レベル(L_T)⁽⁵⁾が広く用いられているが、これは感覚に基づく重み付けを行った振動加速度パワースペクトル密度(PSD)を周波数領域で積分した「面積」を評価することに相当する。したがって、剛性向上により車体全体をはりに近づけることで、励起される振動モードを少なくすることができれば、モードに対応するPSDのピーク数の減少が面積の減少につながり、乗り心地の向上が期待できる。(2)に関しては、固有振動の上昇そのものが

* 原稿受付 2009年9月28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: takigami@rtri.or.jp

直接的な振動低減につながるわけではないが、前述の L_T の算出にあたっては、上下振動に対して 8Hz 以上の周波数領域で、周波数の上昇とともに係数が小さくなるように重み付けがなされるため、これにより PSD の面積が減少し、乗り心地の向上につながることを期待できる。なお、車体振動を直接的に低減するためには、本質的には車体減衰能の向上が有効な対策になると考えられるが、これについては次のステップで検討することとし、本稿では扱わない。

振動特性を変化させるためには、一般に車体の構造変更が必要である。近年の鉄道車両の車体は「張殻構造」の考えを取り入れた設計となっており、外板が主要な強度メンバーで、はりや柱はバックアップと荷重分散の役割を担う⁽⁶⁾。このように構成された、車体強度を主に担う箱状の構造体を「構体」と呼び、その設計が振動特性にも大きく影響する。したがって、車体の振動特性を変えるには、構体構造を変更することがまず考えられるが、構体設計は強度・剛性の要求だけでなく、コストや製作工程の効率化といった、製造面からの要求等にも応える必要があり、現状の構体構造を大幅に変更するには多大な労力が必要で、少なくとも短・中期的には現実的とは言えない。一方、車室内には、設計上は強度部材として考慮されていないが、たとえば、側引戸収納部を構成する戸袋内柱や、天井の蛍光灯受など、一定の強度・剛性を持つと考えられる「内部骨組」と呼ばれる補助部材が存在し、これらを活用することによって車体の剛性向上が期待できる。

以上を踏まえ、本研究では複雑な振動特性を有する通勤形車両向けの SUS 車体を対象に、車体各面が独立して変形する振動特性を抑制し、固有振動数を上昇させる剛性向上手法の検討を行う。その際、上述した内部骨組を有効活用し、それらを強化あるいは追加することにより、構体の構造を現状から大きく変更することなく、これを実現することをめざす。

本報告ではまず、車室内の内部骨組によって構成したリング状の構造(以下、インナーリングとよぶ)が、車体剛性に大きく寄与することを、試験車体による加振試験で実証する。そのうえで、インナーリングによる質量増が比較的大きく高重心化につながることから、実用性の向上をめざし、軽量化に向けた可能性を検討する。具体的には、インナーリングのうち、特に剛性向上効果が高かった天井骨組補強に着目し、これを薄型・軽量化した場合の剛性向上効果を、車両試験台加振試験を実施して検証した結果について報告する。また、天井骨組補強の一部を、既存の車内設備である吊手棒に置き換えた場合の効果についても述べる。

2. 「インナーリング」による剛性向上効果⁽⁷⁾⁽⁸⁾

2.1 剛性試験車体の概要 上述のように本研究では、設計上は補助部材として扱われる内部骨組による車体剛性向上について検討することを目的としている。そのため、営業運転に供されている SUS 車体をベースに(以下、ベース車体)、内部骨組の条件を変更できる試験用の車体(以下、剛性試験車体)を製作した。外観を図 1 に、車内状況を図 2 に示す。図 2 の詳細に関しては後述する。

剛性試験車体は、車体全体としての強度を主に担う外部構体については、基本的にベース車体の設計をそのまま利用している。一方、従来は強度部材として考えられていない「内部骨組」を、車体の剛性向上に活用することをコンセプトに設計・製作しており、内部

Fig. 1 Photo of rigidity test car

(n) Normal condition

(r) Ring reinforced condition

Fig. 2 Inside the rigidity test car

骨組を活用した補強部材を装備することや、それらの取付条件を変更できることが特徴である。なお、内部骨組に関する厳密な定義はないが、車内設備・内装等を取付けるための受金など、ベース車体が元々有する構体以外の補助部材のほか、本報告では、車体の強度確保や形状保持を主目的として用いられる部材以外を総称して、内部骨組と呼ぶことにする。

SUS 車体は車体各面が独立に変形する形状で振動する傾向を示すことから、内部骨組の設計方針としては、各面の面外変形を拘束する観点から、車室内にリング状の構造(インナーリング)を構成するとともに、インナーリングを長手方向に結合することで、長手方向の曲げに関連する剛性の向上もめざした。

剛性試験車体向けに具体的に設計した補強部材と、その質量(1両あたり)を表1に示す。なお、表中の質量欄で“+”を付したものは、部材そのものの質量ではなく、ベース車体の同様の部材からの増加分を示す。補強部材は大きく分けて、同表(A)の欄に示した車体長手方向、および(B)に示した周方向の部材から構成されている。補強部材のうち(A)欄に示したものは、(A-1)蛍光灯受、(A-2)幕板受と呼ばれる既存部品を活用し、板厚を増加させるなどにより、車体の長手方向の剛性向上をはかったものである。本論文では、補強部材(A)のみを取り付けた状態を、車体条件を表す記号(b)を付して「(b)構体条件」と呼ぶ。なお、(A)欄の補強部材は車体に溶接で取付けているため、本報告における加振試験は、常に取付けた状態で実施している。したがって、本試験車体とベース車体とで条件が異なるため、両者の比較は行わない。図2上図は、(b)構体条件の車体に、ベース車体相当の戸袋内柱を取付けた状態であり、内装がないことを除いてベース車体に最も近いと考えられるため、「(n)通常条件」とよぶ。以下、補強部材の質量について論ずる際は、この(n)通常条件を基準とする。

Table 1 Reinforcing components

(A) Attached by welding			
Symbol	Item	Description	Direction Add. Mass
(A-1)	Frames for light units (Reinforced)	•No holes for weight reduction •Partly thickend	Longitudinal +120kg
(A-2)	Frames for frieze boards (Reinforced)	•No holes for weight reduction •Partly thickend •No gap in longitudinal direction	Longitudinal +140kg
(B) Attached with bolts			
Symbol	Item	Description	Direction Add. Mass
(B-1)	Ceiling frames (Additional)	•Attached between two frames (A-1) •Attached between (A-1) & (A-2)	Width 510kg
(B-2)	Door pocket post panels (Reinforced)	•A post is thickend •The other post is added	Height +480kg
(B-3)	Floor joists (Additional)	•Added on floor	Width 210kg
(B-4)	Connecting brackets (Additional)	•(B-2) & (B-3) are connected ※Positions of (B-1)-(B-3) are adjusted	30kg

表1(B)は、剛性試験車体で新規に設計した部材で、車室内に内部骨組によるインナーリングを構成するものである。インナーリングは、図2下図に示すように、屋根部の(B-1)天井骨組補強、側部の(B-2)強化型戸袋内柱、床部の(B-3)床根太と呼ばれる部材、および(B-2)と(B-3)を結合する(B-4)つなぎ金から構成されており、車体各面の面外変形の抑制をねらったものである。また、補強部材と車体、もしくは部材相互間の結合方法を工夫することで、屋根・側間、もしくは床・側構体間の相対的な角度変化を抑制する設計とした。インナーリングの構成部材をすべて取付けた図2下図の状態を、「(r)リング補強条件」と呼ぶ。

なお、インナーリングの一部を構成する「強化型戸袋内柱」は、ベース車体に取り付けられている「通常型戸袋内柱」の剛性を向上させたものであり、ボルトにより固定する設計としたため、相互に換装が可能となっている。また、天井骨組補強、床根太もボルトにより着脱可能な構成としており、各部材の有無による振動特性の変化を把握できるようにした。取付箇所は各側引戸の両側戸袋部とし、(B-1)~(B-3)の長手方向の位置を合致させることで、リング状の構造を構成している。

2.2 構体荷重試験 前節で説明した非構造部材による補強が車体剛性に与える影響を調査するため、JIS E7105⁽¹⁾およびE7106⁽²⁾に基づく構体荷重試験(垂直荷重試験、ねじり荷重試験)を実施した。測定された変位(垂直荷重試験は車体中央、ねじり荷重試験は車端の側はり部)と、相当曲げ・ねじり剛性を計算した結果を表2に示す。(n)通常条件の車体は、(b)構体条件と比較して、相当曲げ剛性が約5.6%、相当ねじり剛性が約9.0%向上している。(r)リング補強条件の車体は、(n)通常条件と比較して、さらに相当曲げ剛性が約7.2%、ねじり剛性が約9.1%上昇し、(b)構体条件に対する向上率はそれぞれ約13、19%となっており、内部骨組による剛性向上効果が確認できた。

ただし、1章でも述べたとおり、相当曲げ・ねじり剛性は車体の剛性を評価する指標としては不十分であ

Table 2 Results of static load tests

Classification	Carbody condition	Deform. mm	Equiv. rigidity Nm ²
Vertical load (355kN)	(b) Shell	9.2	7.48×10 ⁸
	(n) Normal	8.7	7.90×10 ⁸
	(r) Reinforced	8.1	8.47×10 ⁸
Classification	Carbody condition	Deform. mm	Equiv. rigidity Nm ² /rad
Torsional load (40kNm)	(b) Shell	3.6	2.01×10 ⁸
	(n) Normal	3.3	2.19×10 ⁸
	(r) Reinforced	3.1	2.39×10 ⁸

(a) Whole view (b) Roller rig and wheel

Fig. 3 Rolling stock test plant

り、次節では加振試験により固有振動モード(形状, 固有振動数)を評価した結果について述べる。

2.3 車両試験台加振試験 インナーリング取付による車体の振動特性の変化を調査するため、車両試験台における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(全景を図3(a)に示す)、レールとほぼ同じ断面形状を持つ軌条輪と呼ばれるローラ上に車両を設置し(同図(b)), これが回転することで走行を模擬する装置であり、各軌条輪を独立に任意波形で上下に加振できる油圧アクチュエータを備えている。

床、屋根、側面に貼付した加速度ピックアップにより、加振時の車体振動を計測し、得られた加速度から、振動モード解析⁽⁹⁾を実施した結果を、(n) 通常条件と、インナーリングを取付けた(r) リング補強条件について、図4に示す。なお、走行時の車体振動は軌道不整の影響を強く受けるが、不整の大きさそのもののほか、前後台車の距離や軸間距離と走行速度との関係で、特定の周波数で軌道不整の「平均化」の影響を受け、振動加速度のパワースペクトル密度(PSD)に、「山谷」が生じることが知られており⁽¹⁰⁾、この影響で車体固有振動の特徴がつかみづらくなる。そこで、加振条件は、左右それぞれの車輪に3~30Hzの帯域で平坦な周波数特性を持つ無相関のランダム波を入力して、全軸を同位相で上下に加振するバンドランダム加振とした。この加振条件は実際の走行時には生じないが、車体の補強条件による固有振動特性の変化を把握しやすいために採用したものである。なお、本研究で対象とする剛性試験車体は、車内設備や床下機器等が装備されていないため、走行時の加振条件をそのまま再現して、乗り心地の定量的な評価を行うことには、あまり意味がないと考えられる。そこで、ここでは車体の補強条件による固有振動特性とPSDの相対的な比較を行うこととする。

図中のZ-10などの記号は振動形状の特徴を表したもので、最初の文字はSが屋根と床が同位相(方向)、Aは逆位相で変形していることを、Zはその判別が難しいか、または屋根と床の振幅が著しく異なる場合を

Fig. 4 Modal Vibration characteristics

示す。その後の2桁の数字は、10の位が屋根、1の位が床の腹の数を表す。Jは車体断面にせん断変形を生じるモードであり、J-1は車体中央断面がひし形に変形するモード、J-2はねじりモードである。これらのモードは、今回の試験では屋根と床の腹の数が常に同一であったため、数字は一桁とした。上述の記号に続く数値は各モードの固有振動数、モード減衰比である。なお、振動形状は変形をわかりやすく表現するため振幅を規格化しており、異なる振動モード間では振動の大きさを直接比較できないことに注意が必要である。すなわち、たとえば(n) 通常条件の(1)Z-10モードと(r) リング補強条件の(1)S-11モードでは、見かけ上、後者の床の振動振幅が大きくなっているように見えるが、これは、「床と屋根の振幅が同程度に近づいた」ことを示すものであり、実際の走行時もしくは加振時の床振動が大きくなることを表すものではなく、振幅は加振条件に依存する。

以上の結果より、インナーリングの取付による効果をまとめると、以下ようになる。

- インナーリング取付前の条件で屋根が主体となって振動するモードの固有振動数が大幅に上昇した。
- SUS車体の特徴である、車体各面の独立変形を伴う振動が抑制される傾向が認められ、特にZ-10モードは、屋根中央部(クーラー取付のため外板がない特殊な測定点)を除いて、車体が「はり」

としての振動形状に近い S-11 モードとなった。

- 車体断面にせん断変形を生じるモードは、振動形状の変化はほとんど見られなかった。J-1 モードの固有振動数が上昇、J-2 モードは逆にわずかに低下したが、その変化量は上述のモードと比較すると小さかった。

3. 軽量化と実用性向上の検討

3-1 対策の方針 前章までの検討により、インナーリングによる車体剛性向上効果が確認できた。一方、これまでの検討では、インナーリングによる効果を明確にするため、補強部材の形状・寸法や取付数を、試験的にやや極端ともいえる設定としたため、(r) リング化補強条件の車体は、(n) 通常条件と比較して約 1.2t の質量増となっており、実用化をめざすにあたっては軽量化が不可欠であると考えられる。質量増の部材ごとの内訳については、前述の表 1 に示してある。

本研究は、最終的には車体の振動低減による乗り心地の向上をめざしたものであるが、1 章で述べたとおり、ここでは車体全体として一本の「はり」としての振動特性に近づけるとともに、固有振動数を向上させることを目的としている。詳細は割愛するが、図 4 に示した条件以外にも、補強部材を種々の取付条件で加振試験を実施した結果、車体を「はり」としての振動に近づける効果は、(B-1) 天井骨組補強による寄与が大きく⁽⁸⁾、必ずしもインナーリング全体を構成しなくても、剛性向上が可能であることがわかった。

そこで、効果が高いと考えられる天井骨組補強に着目し、さらなる軽量化と実用性の向上を考慮して、断面形状の見直しを行うとともに、天井骨組補強と同様の剛性向上効果をねらって、車内設備として既に存在する吊手棒の有効活用について検討した。

3-2 薄型天井骨組補強 前述の天井骨組補強(以下、初期型天井骨組補強)は、表 3(a) に示す断面形状としていたが、今回はこれを薄型化して同表(b)の形状とした(以下、薄型天井骨組補強)。断面積と上下方向に関する断面 2 次モーメントの値を同表に示した(ただし、曲げ R 部の影響を無視した概算値である)。この薄型化は、質量増を抑制するとともに、設置スペースを削減して、風道や天井板などの設計の制約を緩和するために実施したものである。また、初期型は蛍光灯受相互間、幕板受-蛍光灯受間(2 本)の 3 ピース構造としていたが、薄型は軽量であるため、両幕板間に固定する 1 ピース構造とし、蛍光灯受には下部からビスにて固定する取付方法に変更した。初期型、薄型天井骨組補強の車体への取付状況を、それぞれ図 5、図

Table 3 Characteristics of ceiling frames

Item	Unit	(a) Former (heavy) type	(b) Thin (light) type
Shape of cross section
Area	[m ²]	1.11×10^{-3}	5.31×10^{-4}
Moment of inertia	[m ⁴]	2.92×10^{-7}	3.76×10^{-8}
Mass (per row)	[kg]	32	13

Fig. 5 Former (heavy) type ceiling frames

Fig. 6 Thin (light) type ceiling frames

6 に示す。

3-3 吊手棒 天井骨組補強は、屋根構体の面外変形および左右の側面を相対変形を拘束し、これにより車体の剛性向上効果が得られると考えられる。吊手棒はもともと車体の天井付近に備え付けられているため、これを有効活用して天井骨組補強と同様の剛性向上効果が得られれば、追加の補強部材を省略できるため、さらなる軽量化が可能である。ただし、従来型の吊手棒の固定方法のままでは、天井骨組と同様の効果が期待できないことから、ここでは取付方法を変更し、両端を戸袋内柱上部に固定することで、左右の側を直接結合して相対変形を拘束する構造とした。また、中間部は蛍光灯受から下部に伸ばしたブラケットに固定しており、上下方向の曲げ剛性についてもある程度確保しているため、屋根構体の面外変形抑制効果も期待できる。なお、乗客が荷棚に手荷物を載せる際の利便性を考慮し、側構体近傍では上部に向かって湾曲したデザインとした。吊手棒の取付状況を図 7 に示す。

Table 4 Summary of reinforcing conditions and natural frequencies

Symbol	Ceiling frames	Rails for hand straps	Door pocket p. panels	Floor joists	Mass [kg]				Natural frequencies [Hz]				
					Ceiling	Side	Floor	Total	Z-10 S-11	Z-20 Z-21	Z-30 A-31	J-1	J-2
(c16)	16	-	Norm.	-	215	0	0	216	11.63	17.52	14.11	8.64	14.79
(c12)	12	-	Norm.	-	161	0	0	161	11.65	17.29	14.10	8.63	14.89
(c8)	8	-	Norm.	-	107	0	0	107	10.78	15.61	13.93	8.58	14.62
(c6)	6	-	Norm.	-	80	0	0	80	10.78	15.18	13.88	8.57	14.80
(c6')	6 ^{*1}	-	Norm.	-	80	0	0	80	9.99	12.30	13.18	8.46	14.68
(s8)	-	8	Norm.	-	+13	0	0	+13	10.31	14.92	13.78	8.48	14.56
(cs8)	8	8	Norm.	-	+120	0	0	+93	11.26	17.36	14.00	8.57	14.85
(n)	-	-	Norm.	-	0	0	0	0	8.53	10.79	11.98	8.46	15.03
(r)	16 ^{*2}	-	Reinf.	16	510	+480	240	+1230	11.36	17.00	17.59	9.31	14.28

*1 Not connected to frames for light units

*2 Former (Heavy) type ceiling frames

Fig. 7 Rails for hand straps

4. 車両試験台加振試験

4.1 試験条件 天井骨組補強の取付条件と車体振動特性との関連を明らかにするため、車両試験台において、表4に示す条件で加振試験を実施した。加振信号、振動測定点等は2.3節と同様である。

表には左から条件を表す記号、各補強部材の取付状態、質量、固有振動数が示してある。質量欄に“+”を付したものは、ベース車体からの増加分を表す。また、床根太欄の値は、つなぎ金の質量を含む。固有振動数についての詳細は後述する。車体条件(c16)は薄型天井骨組補強を16本(全数)取付けたもの、条件(c12)は(c16)から、妻部近傍のため元々屋根の面外変形や左右側の相対変形が小さく、補強による剛性向上効果が比較的小さいと推察される車端部の4本を取除いて12本としたものである。(c8)は通常型戸袋内柱が配置されている戸先寄りの部分のみ、すなわち取付本数を8本とした場合、(c6)はそこから車端部2本を除いた6本とした条件である。それぞれの条件に対応する天井骨組補強の配置を、図8に示す。条件(c6')は補強部材としては(c6)と同様であるが、蛍光灯受への固定を省略した条件、また、(s8)は吊手棒を、(cs8)は天井骨組補強と吊手棒を組み合わせ取付けた条件である。

4.2 試験結果

4.2.1 天井骨組補強の取付本数による比較 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結

Fig. 8 Arrangements of ceiling frames

果のうち、代表的なモードとして、Z-10もしくはS-11モードの振動形状の変化を図9に示す。また、それ以外のモードを含めて、固有振動数をまとめたものを表4に示してある。表中には、前章で示した(n)通常条件、(r)リング補強条件についても、比較対象として固有振動数を示した。固有振動数をイタリック体で示したモードは、図4のモードに明確に対応するかの判断に迷う振動形状を示したことを表す。なお、本節に示す(n)通常条件の結果は、2.3節と車体条件は基本的に同一であるが、表4で示した条件とともに、改めて別の機会に実施した加振試験の測定データより求めたものである。図4と比較すると、固有振動数にやや差異が見られ、原因についてはよくわかっていないが、同時期の加振試験結果を比較する意味で結果を表4と図9に示した。一方、(r)リング補強条件に対する試験は、ここでは実施しなかったため、表4には図4の固有振動数を再掲したが、図9には結果を記載してい

Fig. 9 Modal characteristics for various reinforcing conditions (Z-10/S-11 modes)

ない。

薄型天井骨組補強 16 本を取付けた条件 (c16) では、S-11/Z-10、Z-21/Z-20、A-31/Z-30 モードに対応する固有振動数が、(n) 通常条件と比較して大幅に上昇している。このうち、S-11、Z-21 モードの固有振動数は、インナーリングを取付けた (r) リング補強条件の場合と同等か、もしくはそれより高い値を示しており、図 9 に示した振動形状も条件 (c16) と (r) でほとんど変化がない。したがって、天井骨組補強を薄型化しても、剛性向上効果が十分に得られることが確認できた。一方、J-1、J-2 モードの固有振動数は (n) 通常条件から大きな変化はなかった。

12 本を取付けた条件 (c12) の固有振動数、振動形状は、16 本の場合と大差がない。また、8 本取付けの条件 (c8) と 6 本の条件 (c6) の差もわずかであることから、当初の推察どおり、車端部の補強は剛性向上効果が小さいことが確認できた。一方、8 本の条件 (c8) は 12 本の条件 (c12) と比較して、固有振動数がやや低い値を示しており、振動形状も若干異なることから、剛性向上効果に差異があることがわかる。

次に、上述した車体条件のうち、天井骨組補強を 16 本取付けた条件 (c16) と 6 本の条件 (c6) について、加振時に車体床上 (台車直上) で観測した加速度から、PSD を計算した結果を、(n) 通常条件、(r) リング補強条件の結果とともに、図 10 に示す。条件 (c12) は (c16) と、また、条件 (c6) は (c8) との差が小さかったため、図 10 では省略した。

Fig. 10 Acceleration PSD (Effects of ceiling frames)

条件 (n) は 8.5Hz 付近と 12Hz 付近に明確なピークが認められ、それぞれ表 4 に示した Z-10 モード、Z-30 モードに対応すると考えられる。一方、条件 (r) は 11.5Hz 付近に S-11 モードによるピークが存在するが、A-21 モードや A-31 モードについては、振動モードとして同定されているものの、PSD にはこれらに対応すると考えられるピークは見当たらない。条件 (c16) も同様で、11.5Hz 付近の S-11 モードに対応するピークのほかに、卓越したピークは認められない。したがって、薄型天井骨組補強により軽量化した条件でも、車体を全体として一本の「はり」として振動させる効果が得られることが確認できた。条件 (c6) の PSD の形状は (n) と (r) もしくは (c16) の中間的な特徴を示し、11Hz 付近に最大値を示すピークが存在するほか、これより卓越はしていないものの、14Hz 付近にもピークが見られる。

4.3 蛍光灯受への固定条件による比較 薄型天井骨組補強は両端を幕板受に固定するとともに、図 6 に示したように、中間部をビスにて蛍光灯受に固定する構造となっている。したがってこの補強部材は、軸力により左右の側の相対変形を拘束するとともに、上下方向の曲げ剛性の付加により、天井部の面外変形を抑制する働きを持つと考えられる。これらの影響の寄与についてさらに詳細に評価するため、蛍光灯受けへの固定を省略し、両端のみを取付けることで、軸力による効果のみが期待できる条件を実現して加振試験を実施した。天井骨組補強を 6 本取付けた条件 (c6) と、その状態から蛍光灯受けへの固定を省略した条件 (c6') で得られた加速度 PSD を図 11 に示す。

表 4 によると、条件 (c6') の PSD は天井骨組補強を取付けない条件 (n) と比較して、モードによって固有振動数が上昇している。また、図 11 から、Z-10 モードに対応するピークが 8.5Hz から 10Hz 付近へ、Z-30 モードに対応するピークが 12Hz から 13Hz 付近へ高

周波側に移動していることが確認できるが、周波数の上昇幅は(c6)よりは小さい。PSDのピークの特徴を比較すると、条件(c6)では10Hz付近以外に顕著なピークが見られないのに対し、条件(c6')は条件(n)と同様に卓越したピークが2つ認められ、車体をはりとしての振動に近づける効果が小さいことがわかる。以上より、蛍光灯受への固定により、屋根構体に曲げ剛性を付加することが、車体をはりとしての特性に近づけるために重要であるとの知見を得た。

4.4 吊手棒との組み合わせ 薄型天井骨組補強は初期型と比較して軽量であり、16本取付けた条件(c16)でも、前報で示した(r)リング補強条件と比較して、質量増を約1.2tから215kgと大幅に抑制している。この条件でも車体の振動形状をはりに近づけるとともに、固有振動数を上昇させる剛性向上効果について、ほぼ同様の性能が確保できた。一方、6本を取付けた条件(c6)は質量増が80kgとさらに軽量であるが、振動形状をはりに近づける効果が十分に得られていない。

ここでは、天井骨組補強を取付けた16本の配置のうち、もともと吊手棒が存在する位置の近傍については吊手棒に置き換え、残りの8箇所に薄型天井骨組補強を取付けた条件で、加振試験を実施した。天井骨組補強と吊手棒を組み合わせた条件における固有振動数を表4の(cs8)の欄に、比較のため吊手棒を単独で取付けた場合についても(s8)の欄に示す。また、床上加速度PSDを、それぞれ単独で取付けた場合の結果とともに図12に示す。

天井骨組補強または吊手棒を単独で取付けた条件(c6およびs8)は、10~11Hz付近と14Hz付近に明瞭なピークが認められるが、両者を組み合わせた条件(cs8)は、14Hz付近のピークが卓越しておらず、11Hz付近のピークが残るのみである。

条件(cs8)の質量増は、天井骨組補強分が約107kgである。また、吊手棒についても幕板受部まで延長したことで、従来型よりも質量が増加するが、増加分は約13kgであり、もともと存在しない天井骨組を追加する場合より、質量増を大幅に抑えることができる。さらに、今回は都合により実施できなかったが、薄型天井骨組補強を8本取付けた条件(c8)と6本取付けた(c6)で固有振動数や加速度PSDの差が小さかったことから推察すると、吊手棒と組み合わせた条件(cs8)から、車端の天井骨組補強2本を取除いても、同様の効果が得られると予想され、さらに軽量化の余地がある。

以上より、天井骨組補強と吊手棒を組み合わせることで、インナーリングをすべて取付けた場合の1.2tから、1/10に質量増を大幅に抑制しながら、振動特性の

*:Not connected to frames for light units.

Fig. 11 Acceleration PSD (Effects of connection between ceiling frames and frames for light units)

Fig. 12 Acceleration PSD (Effects of combination of ceiling frames and rails for hand straps)

観点からはインナーリングとほぼ同等の剛性向上効果が得られることが確認できた。

5. おわりに

本研究では、鉄道車両の車体強度を主に担うとされる構体の設計を変更することなく、これまで強度部材として考慮されていなかった内部骨組を活用して、比較的簡便な補強部材を追加することで、車体剛性を向上する手法について検討した。そのために、営業用のステンレス鋼製車体をベースに、内部骨組の条件を変更できる剛性試験車体を設計・製作した。

本報告ではまず、天井骨組補強、戸袋内柱、床根太といった内部骨組により、車室内にリング状の構造(インナーリング)を構成することで、車体剛性向上が可能であることを、剛性試験車体を対象とした加振試験により実証した。

次に、インナーリングの構成部材のうち、特に剛性向上効果が高かった天井骨組補強に着目し、質量増を

抑えるとともに、風道や天井板といった車内設備設計の制約をなるべく緩和するため、断面を薄型化した新たな補強部材を製作して車体に取り付け、車両試験台による加振試験を実施した。その結果、質量増をインナーリング取付時の約 1.2t から 200kg 程度まで抑えながら、車体を一本の「はり」に近づける効果を得るとともに、インナーリング取付時とほぼ同程度まで固有振動数を上昇させることができた。また、既存の車体設備である吊手棒の取付方法を工夫し、天井骨組補強の一部をこれに置き換えることによって質量増をさらに抑制し、車体周方向の補強部材としては、100kg 程度まで軽量化できる見通しを得た。

なお、本研究では、車体をはりとしての振動特性に近づけ、固有振動数を上昇させる剛性向上を目的とし、内部骨組の活用という方向性を示したが、これにより車体振動の卓越したピークを低減させて、振動を直接的に減少させる効果は小さい。一方、今回の検討で明らかになった補強部材の効果的な配置に関する知見は、補強部材を減衰部材に置き換えることで、車体への減衰付与を検討する際にも有用であると考えられ、今後は具体的な減衰付与手法について検討する予定である。また、本報告で対象とした剛性試験車体は、車内設備や床下機器等が装備されておらず、走行時に相当する乗り心地評価にはなじまないと考え、定量的な比較は行わなかったが、今後はより営業車に近い条件の車両を対象として、補強部材や減衰付与手法の効果について検討することも計画している。この際には、台車諸元についても考慮する必要があると考えられるが、これを含め、最終的には乗客が感じる振動を低減させ、乗り心地向上をめざした取組みを進める考えである。

最後に、本報告で用いた内部骨組、吊手棒の設計・製作に際して、東急車輛製造(株)殿にご協力いただいたことをここに記し、謝意を表します。

文 献

- (1) Rolling Stock - Test Method of Static Load for Body Structures, *Japan Industrial Standard E7105*, (2006).
- (2) Rolling Stock - General Requirements of Carbody Structures for Passenger Cars, *Japan Industrial Standard E7106*, (2006).
- (3) Takigami, T. and Tomioka, T., Elastic Vibration Characteristics of Recent Railway Vehicles, *Proceedings of J-Rail2002*, (2002-11), pp.451-454.
- (4) Aida, K., Tomioka, T. and Takigami, T., Comparison of Vibration mode characteristic of commuter vehicles by difference in carbody structure, *Proceedings of J-Rail2007*, (2007-12), pp.143-146.
- (5) Tanifuji, K., The Development of Car-Vibration Analyzing System for Maintenance of Riding Quality (1st Report, Outline of the Vibration Analyzing System), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.52, No.481(1986), pp.2405-2408.
- (6) Matsuzawa, H., *An Introduction to Passenger Car Engineering*, Railway System Research, (1986), pp.85-93 (in Japanese).
- (7) Takigami, T., Tomioka, T., Aida, K., Ichikawa, S. and Araki, M., Investigation on Improving Rigidity of Railway Vehicle Carbody by Utilizing Non-Structural Members, *Proceedings of D&D2008 (CD-ROM)*, No.08-14(2008-9), #565.
- (8) Takigami, T., Tomioka, T. and Aida, K., Improving Rigidity of Railway Vehicle Carbody by Utilizing Non-Structural Members, *RTRI Report*, Vol.22, No.9, (2008), pp11-16.
- (9) Tomioka, T., Takigami, T. and Aida, K., Modal Analysis of Railway Vehicle Carbody by Using Linear Prediction Model, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.75, No.753(2009), pp.1295-1303.
- (10) Tanifuji, K., Nagai, K., Nagaya, K., Vertical Body-Bending Vibration of a Bogie Car Running at High Speed : Effects of Averaged Track Roughness due to the Length between the Trucks, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.56, No.529(1990), pp.2327-2334.
- (11) Takigami, T., Tomioka, T. and Aida, K., Investigation on Improving Rigidity of Railway Vehicle Carbody by Utilizing Inner Ceiling Frames, *Proceedings of J-Rail2008*, (2008-12), pp.81-84.
- (12) Taniguchi, K., Ichikawa, S., Tomioka, T., Takigami, T. and Aida, K., Improving Rigidity of Railway Vehicle Carbody by Rails for Hand Strap, *Proceedings of J-Rail2008*, (2008-12), pp.77-80.