

乗り心地向上の取り組み



浅野 浩二*



梶谷 泰史*

新幹線高速化の課題である上下左右振動、車体弾性振動、曲線通過性能等の乗り心地性能の向上に関し、台車のパッシブ性能の適正化、動揺防止制御システム、車体傾斜制御システム等の新技術の適用によりその解決を図った。台車のパッシブ性能の適正化に関しては、高速化に適応できる車両諸元を、車両運動シミュレーションや台車試験装置等による定置試験を通して決定した。新方式の動揺防止制御や、空気ばねストローク式車体傾斜制御により、左右振動低減、曲線通過時の左右定常加速度低減を実現した。

●キーワード：乗り心地、新幹線、乗り心地レベル、左右動揺、車体弾性振動、動揺防止制御、車体傾斜制御

1. はじめに

新幹線の高速化においては、高速度で走行する、減速、停止するという基本車両性能はもちろんのこと、走行速度が向上してもお客さまの快適性を損なわないこと(快適性向上)が重要となる。

車両の快適性を確保する上では、振動乗り心地の確保が重要である。乗り心地向上対策としては、これまでも台車のサスペンション系(諸元)の改良、アクティブ振動制御、車体弾性振動抑制対策、軌道系の対策等の取り組みを行っており、その成果を営業車両に反映している。

しかし、走行速度の向上、お客さまの乗り心地に関する要求の高度化により、乗り心地レベルの向上が必要となってきている。

そこで、次世代新幹線車両の高速走行時の乗り心地向上を目的として、高速試験車「FASTECH360」(E954形式、E955形式)において台車のパッシブ性能の適正化、動揺防止制御システム、車体傾斜制御システムといった新技術の適用を実施し、走行試験等を通じてその効果を検証した。これらの開発成果をもとに次期新幹線の基本仕様を検討中であり、営業最高速度は320km/hとなることが決定している。

本報告では、新幹線車両の乗り心地向上の開発について概要を述べる。

2. 乗り心地の課題

新幹線高速化においては、車両の高速走行安定性もとより、車両に作用する振動、加速度に起因する乗り心

地レベルの確保が重要な課題である。

解決すべき乗り心地改善テーマおよびその開発目標レベルとしては以下が挙げられる。

(1) 左右乗り心地

- ・高速走行時の左右振動抑制
- ・トンネル内走行時の左右振動抑制

⇒ 目標：左右乗り心地レベル 80dB以下

(2) 上下乗り心地

- ・高速走行時の上下振動抑制
- ・車体弾性振動抑制

⇒ 目標：上下乗り心地レベル 80dB以下

(3) 曲線通過性能(曲線通過時の乗り心地)

- ・曲線高速通過時の左右定常加速度抑制
- ・曲線通過時の車両ロール振動抑制

⇒ 目標：左右定常加速度 0.9m/s^2 以下

課題解決の課程において、車両運動シミュレーションによる解析とJR東日本研究開発センターの台車試験装置(図1)や鉄道総合技術研究所の車両試験台による実軌道加振の定置試験により、十分な事前検証を実施した。

次項よりその概要を述べる。



図1 台車試験装置

3. 左右乗り心地

新幹線の左右乗り心地向上のためには、台車の諸元を適切に設定することにより車体の左右振動を低減することが重要である。台車諸元は、軌道変位加振に対する振動特性、車体の空気力加振に対する振動特性、高速走行安定性など種々の条件を勘案して決める必要がある。

特に軌道変位加振に対する車体・台車間のダンパ特性と、空気力加振に対するダンパ特性は異なっており、台車諸元の適正化と動揺防止制御システム等の振動制御系を併せて検討する必要がある。これら、台車諸元の適正化においては、車両運動シミュレーションとともに、台車試験装置や車両試験台における実軌道加振試験を有効に活用した。

3.1 台車諸元の適正化

左右振動低減のための台車諸元適正化に関わる項目として以下を考慮した。

- (1) 軸箱支持剛性の適正化
- (2) ヨーダンパ特性の適正化
- (3) 左右動ダンパ特性の適正化

これらの検討においては、高速走行安定性を確保しつつ、左右乗り心地向上を実現することを目指して、固有値解析（走行安定性解析）を実施し、安定判別により左右方向の台車諸元を選定した。その際に、高速走行安定性に影響を与える台車諸元要素である左右動及びヨーダンパ緩衝ゴム、空気ばねモデル等も詳細に計算モデルに組み込んで計算を行った。

3.1.1 軸箱支持剛性の適正化

軸箱支持剛性の適正化の検討に際しては、ヨーダンパ有りの台車諸元で固有値解析を行なうと現実的な速度域では不安定領域とならないため、ヨーダンパ無しの台車諸元で軸箱前後および左右方向支持剛性をパラメータとして固有値解析を行ない、最適値を求めた。コンター図による解析例を図2に示す。

軸箱前後剛性と左右剛性の組合せにおける安定限界速度を算出し、できるだけ限界速度が高く、かつ実現可能な剛性値の範囲を最適値として選定した。

この際に、軸箱支持方式により軸箱支持剛性の作用点

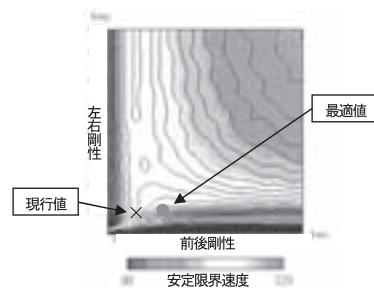


図2 軸箱支持剛性解析例

が異なることを考慮した計算モデルにより、走行安定性への影響の評価を行った。

最終的には、ヨーダンパの影響も考慮して台車諸元を決定した。

3.1.2 ヨーダンパ特性の適正化

ヨーダンパ減衰特性の適正化の検討においては、ヨーダンパ有りの台車諸元で固有値解析を行ない、実用速度域における減衰比の分布により最適化を行なった。コンター図による検討例を図3に示す。

固有値解析における減衰比とは、走行安定性を評価する指標のひとつであり、減衰比が大きい方が安定性が高く、減衰比0となる速度が蛇行動限界速度となる。

ヨーダンパと左右動ダンパ減衰係数の組合せにおける減衰比を算出し、その値ができるだけ大きくなり、かつ実現可能な減衰係数の範囲を最適値として選定した。

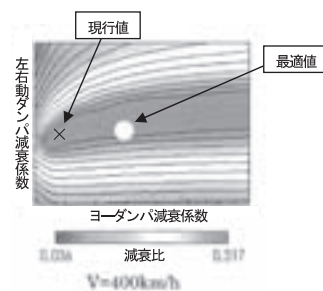


図3 ヨーダンパ減衰特性解析例

最終的にヨーダンパ1本故障時の走行安定性確保を考慮に入れ、ヨーダンパの減衰係数を選定した。また、緩衝ゴムについては、根軌跡のグラフから、最適なばね定数を選定した。

3.1.3 左右動ダンパ特性の検討

左右動ダンパの減衰特性については、ヨーダンパ無し

の条件での軸箱前後左右方向支持剛性および左右動ダン

バ減衰係数をパラメータとした固有値解析により最適値を求めた。ヨーダンパ有りでは、減衰比分布より、減衰比の速度依存性が小さい減衰係数を選定した。

また、微小振動領域におけるダンパの減衰効果を高めるため、ストローク速度が低い領域で線形の減衰特性を有する左右動ダンパを採用した。図4に、左右動ダンパの減衰特性概念図を示す。

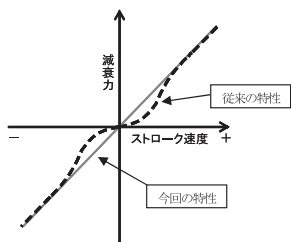


図4 左右動ダンパ特性概念図

3.2 動揺防止制御システム

300km/h超の高速走行において十分な左右振動乗り心地を確保するためには、台車諸元の適正化によるバンプ性能の改善のみでは限界があり、左右振動を抑制する動揺防止制御システムが必要である。

E2系、E3系で実用化している新幹線用動揺防止制御システムは、空気圧アクチュエータ方式である。この動揺防止システムにより乗り心地は改善したものの、空気圧アクチュエータ方式に起因する振動制御の遅れや、空気消費量の増大が課題となっている。高速化によりこの問題が顕在化するため、空気圧式に替わる新方式のアクチュエータを利用した動揺防止制御システムを開発した。

アクチュエータの方式は、空気圧式以外にも油圧式、電磁式など様々な方式があり、それらの特性、長所、短所を十分に比較評価し、定置試験による性能確認後、最終的に電磁直動式（図5）及びローラーネジ式（図6）の2方式のアクチュエータを採用した。



図5 電磁直動式アクチュエータ



図6 ローラーネジ式アクチュエータ

E954形式高速走行(365km/h)時の動揺防止制御システム有りの場合の編成各車両の左右乗り心地レベルを図7に示す。

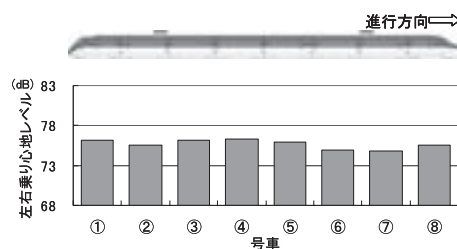


図7 E954左右乗り心地レベル（動揺防止制御有り）

どの号車においても乗り心地レベルは80dB以下となっており、左右乗り心地の目標を十分達成することができた。

3.3 併結走行時の左右動揺対策

JR東日本の新幹線ネットワークは、新幹線専用車両（E2系タイプ）と新在直通車両（E3系タイプ）の併結走行が特徴である。新幹線専用車両が前方で新在直通車両が後方に併結して走行する時、長大トンネル内において、新在直通車両の最前部車両に著大な左右振動が発生する。この振動は、トンネル内走行で発生する空気圧変動により励起されるものと考えられ、乗り心地を大きく損なうことになる。

左右振動の周波数ピークは、明かり区間（2Hz）に比べて少々高い周波数（2.5Hz）であり、その加振力も大きい。対策として、車体のヨーイング周波数を変える対策、先頭形状・連結部の変更により空気圧変動を抑制する対策、動揺防止制御システムで左右振動を抑制する対策等が考えられ、各種評価試験を行った。

その結果、現実的な対策として動揺防止制御の出力アップおよび制御方法の適正化を行い、320km/h走行時においても、乗り心地レベルで現行性能を上回って、乗り心地評価で「非常に良い」から「良い」のレベルとなり、トンネル内左右振動を抑制する目処を得ることができた。ただし、360km/h走行に向けてはさらなる対策の強化が必要である。

4. 上下乗り心地

新幹線車両に発生している上下振動は、1～2Hz付近の上下動揺と、8～10Hz付近の車体弾性振動（上下一次曲げ振動）である。特に近年の新幹線車両では、車体上下一次曲げ

振動の発生が乗り心地に影響を与えている。車体弾性振動は人体の上下振動感度が高い4～8Hzに近い振動数で出現する。従って上下乗り心地を向上するためには、上下動揺とともに車体上下一次曲げ振動の低減が不可欠な要素となる。一般に、車体曲げ振動の場合、上下振動乗り心地レベルは車体中央が両台車上より2～3dB程度悪くなる傾向がある。

車体上下一次曲げ振動の発生周波数は車体の固有振動数によるが、その大きさは振動伝達系が影響するとともに、台車枠振動（上下動、ピッチング）との関連もある。その他に、索引装置・ヨーダンパの取付け高さ、台車間距離や走行速度の影響もある。

4.1 台車諸元の適正化

以上のことより、上下振動特性の向上（車体弾性振動の低減）に関わる項目として以下を考慮することとした。

- (1) 軸ばね剛性の適正化
- (2) 空気ばね特性の適正化
- (3) 軸ダンパ特性の適正化

台車諸元の適正化については、車体上下振動に大きな影響を与えている車体弾性振動の低減対策として、車体曲げ固有振動数とばね間の固有振動数の共振を避けるため、上下ばね系を柔らかくしてばね間の固有振動数を下げる方向で適正化を行った。

4.1.1 軸ばね剛性の適正化

軸ばね剛性は柔らかいほうが上下振動特性は向上する。しかし、軸ばね剛性をむやみに柔らかくすると、車両、台車の構成が困難になるという別の問題が発生する（干渉の問題等）。

そこで、車体傾斜係数やブレーキキャリパー、主電動機－駆動装置間継手の許容変位などの車両構成の制約を十分に考慮した上で、なるべく小さな軸ばね剛性化を行った。

4.1.2 空気ばね特性の適正化

上下振動特性の向上を目的として、空気ばね上下剛性の低減を図った。軸ばね及び空気ばね剛性の低減による車体ロール剛性低減対策として、アンチローリング装置により、車体傾斜係数を現行新幹線車両と同等レベルにした。

4.1.3 軸ダンパ特性の適正化

軸ダンパの減衰特性については、車体弾性を考慮した

シミュレーションでは、軸ダンパの減衰力が大きいほうが6Hz近辺の振動ピークは下がるが、10Hz付近では逆にピークが大きくなる。このため軸ダンパの減衰力は、双方のバランスを考慮して最適化を図った。

4.2 車体剛性の検討

車体弾性振動対策は、台車諸元の適正化のみでは不十分であり、車体曲げ剛性を増大（車体固有振動数の増大）する必要がある。これは、車体弾性振動（曲げ振動）の発生する周波数領域を人間が感じやすく・乗り心地レベル算出時に重み付けの大きい領域から遠ざけることを狙ったものである。

図8に車体の固有振動数が現行新幹線の場合(9.5Hz付近)と、固有振動数を大きくした場合(12.27Hz)の上下振動レベルの比較を示す。現行の新幹線車体の場合は、新幹線の高速化の速度域(300～330km/h)において上下乗り心地レベルのピークが現れているが、固有振動数を大きくした車両では、そのようなピークは現れず、300km/hで約3dB、360km/hで約1dBの乗り心地レベル低減となっている。

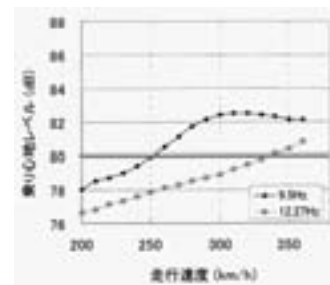


図8 車体固有振動数と上下乗り心地レベル

車体の曲げ剛性増大の方策案を、表1にまとめる。

表1 車体曲げ剛性増大方策案

検討項目	内容
車体高さの増大	箱型構造物の曲げ剛性を向上するために、側構体高さを確保する（側構体の下方延長（ボディマウント）など）。
台車間距離の変更	支持間隔を変更して、幾何学的に固有振動数の変更を図る（台車間距離の縮小）。
窓開口部の縮小	窓開口部を縮小することで、側構体の変形を抑制する。
車体各部の補強	窓間吹寄部、ドア開口部等変形が大きい部位への補強実施

上記項目のうち実現可能な項目を組み合わせることにより、FASTECH360の構体は、現行新幹線車両の曲げ固有振動数(9～10Hz)に対して最大で2Hz程度大きくすることができた。

4.3 ヨーダンパ取付け、牽引高さの適正化

車体弾性振動の発生要因のひとつとして、台車枠振動

(特に前後およびピッチング振動)が、台車-車体結合部(ヨーダンパ、牽引装置等)を通して伝達することが挙げられる。そこで、台車と車体を結合するヨーダンパおよび牽引装置の取付け高さ変更による台車枠振動・車体弾性振動への影響評価試験を実施した。

ヨーダンパ取付け高さの違いによる車体上下振動PSDの比較を図9に示す。

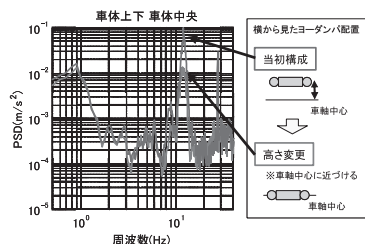


図9 ユーダンパ取付け高さによる車体上下振動PSD比較

取付け高さが車軸中心より高い位置にある場合は、11Hz付近に大きな振動ピークがある。取付け高さを車軸中心位置にすると、その振動ピークが低減する。

但し、沿線騒音対策として台車側カバーがあり、車体幅が小さい新在直通車両の場合、ヨーダンパと台車カバーが干渉するので、ヨーダンパ取付け高さを車軸中心位置に近づけるには、台車側カバーを一部切り欠く必要がある。そのため、上下振動低減のための最適な取付け位置と、台車側カバーを切り欠くことによる環境騒音への影響とのバランスを十分に考慮して台車側カバー形状、ヨーダンパの取付け高さを決定した。

4.4 上下乗り心地レベルの達成状況

E954形式高速走行(365km/h)時の編成各車両の上下乗り心地レベルを図10に示す。

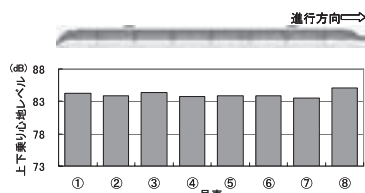


図10 E954上下乗り心地レベル

各号車の乗り心地レベルは84dB前後の「良い」評価であり、現行の275km/h走行時の乗り心地に比べても遜色ないレベルとなったが、目標の80dBには及ばなかった。

前節で説明したように、さまざまな対策により左右乗り心地レベルが大幅に改善された結果、相対的に上下振動を

敏感に感じるようになったという面もあり、全体としての乗り心地をさらにレベルアップするためには、上下振動に対する改善策を引き続き開発していくことが必要である。

4.5 高周波ビビリ振動対策

FASTECH360では従来から人体の感度が高いと言われている4~8Hz付近の上下振動に焦点を当てた対策を行っている程度成果を得たが、走行試験の結果、これまであまり問題視してこなかった30~40Hz付近の高周波ビビリ振動が体感上無視できない影響を及ぼしていることが明らかになった。

このため、台車と車体をレール方向に結合する索引装置やヨーダンパの緩衝ゴムばね定数の適正化やヨーダンパ受剛性向上等の対策、床構造や腰掛の改善、車両とお客さまの最終的な接点である腰掛座面や背ずり面から不快な振動を伝えない改良開発を継続している。

5. 曲線通過時の乗り心地

5.1 車両諸元と曲線通過性能

列車が曲線通過するときには、車体に曲線外軌側へ遠心加速度が働いて、乗り心地が悪化するとともに、外軌側の輪重・横圧増による軌道の劣化の問題がある。これらを抑制するために軌道にカントを設けているが、曲線通過速度が高速になると、カントによる補償範囲を超えた超過遠心加速度が働き、車体が外軌側に傾いて乗り心地が悪化する。

車内のお客さまは、この乗り心地を車体床面に水平な方向の加速度(左右定常加速度)として感じる。曲線通過時にお客さまに作用する加速度の関係を図11¹⁾に示す。左右定常加速度は次式(1)により表され、円曲線走行中は定常値となる。

$$a_s = (1 + C_\phi W_B) (V^2/R - gC/G) \cdots \cdots (1)$$

ここで、

- | | |
|---|-------------------------------------|
| C: カント (mm) | R: 曲線半径 (m) |
| G: 軌間 (mm) | V: 走行速度 (m/s) |
| g: 重力加速度 (m/s ²) | a_s : 左右定常加速度 (m/s ²) |
| $1 + C_\phi W_B$: 車体傾斜係数 (台車のばねたわみによる車体の傾きで生じる加速度の増加係数=E2系で1.25程度) | |

上下乗り心地の向上のために、FASTECH360で採用している台車は上下ばね系を可能な限りやわらかく設計した。そのため、車両のロール剛性が現行車両より小さくなり、車体傾斜係数が大きくなったため、曲線通過中の左右定常加速度やロール振動が増大することが懸念された。そこで、アンチローリング装置を採用し、車両のロール剛性を向上することとした。



図11 曲線通過時にお客さまに作用する加速度

5.2 車体傾斜制御システム

乗り心地向上許容できる左右定常加速度は、従来から 0.8m/s^2 を目安としてきたが、近年新幹線の高速化とともに着席を前提に許容値の見直しが行われている。他社新幹線車両においては 0.95m/s^2 程度を許容している。

FASTECH360では、許容左右定常加速度を 0.9m/s^2 と設定した。

E2系新幹線は、曲線半径4000m、カント155mmの曲線を最高速度275km/hで走行するので、曲線通過中に発生する左右定常加速度は 0.6m/s^2 程度である。FASTECH360では同曲線の通過速度が320km/hであるので、車体傾斜係数が同等であれば曲線通過時の左右定常加速度は 1.2m/s^2 となり、許容値を超過してしまう。

この左右定常加速度を抑制する一つの方法として、曲線走行中に車体を曲線内軌側に傾斜させて走行させる車体傾斜制御システムを採用することとした。



図12 空気ばねストローク式車体傾斜制御概念図

車体を傾斜させる方式として、在来線車両では振り子制御方式等を採用しているが、FASTECH360では大きな曲線を高速で走行するので、車体傾斜制御最大傾斜角度を2度とし（次期新幹線車両の量産先行車では1.5度）、最小限の設備追加ですむ空気ばねストローク片上げ方式を

採用した。空気ばねストローク式車体傾斜システムの概念図を図12に示す。

車体傾斜制御を搭載した車両が、曲線通過時の左右定常加速度 0.9m/s^2 以下を満たすために必要な車体傾斜角度については、以下の式（2）より導出される。

$$0.9\text{m/s}^2 = (1 + C_\phi W_B) (V^2/R - gC/G - g\theta) \dots\dots (2)$$

ここで、

C ：カント（mm） R ：曲線半径（m）
 G ：軌間（mm） V ：走行速度（m/s）
 g ：重力加速度（ m/s^2 ） θ ：車体傾斜角度（rad）
 $1 + C_\phi W_B$ ：車体傾斜係数

上式より、車体傾斜角度 2° 条件で曲線半径4000m、カント155mmの曲線を左右定常加速度許容値以下で通過可能な速度は、最大で330km/hとなる（傾斜角度 1.5° で320km/h）。

FASTECH360では乗り心地を考慮して上下ばね系を柔らかく設定したため、アンチローリング装置を装備しても、曲線を高速で通過する際に大きな車体ロール振動が発生し、乗り心地を阻害する要因となった。このロール振動対策として、アンチローリング装置の剛性アップによる車体傾斜係数確保と車体傾斜制御とのバランスのチューニングを行い、乗り心地の向上を図った。ただし、更なる速度向上に関しては、引き続きロール振動抑制策の検討が必要である。

6. おわりに

次世代高速新幹線の乗り心地向上を目指して、台車のバッシブ性能の改善、新方式動揺防止制御システムや車体傾斜制御システムの採用等により、左右上下乗り心地、曲線乗り心地の改善を実施し、次期新幹線の営業最高速度320km/h走行速度域での快適な乗り心地確保の目処を得た。

今後は、更なる営業最高速度の向上に対する乗り心地性能確保のため、特に車体上下振動抑制、曲線通過時の乗り心地性能向上、トンネル内左右振動低減等に関する開発を進めていく。

参考文献

- 1) 西岡康志ほか；鉄道車両用空気ばね車体傾斜制御の開発，住友金属，Vol.46, No.4, pp.51～56, 1994.