

# 乗り心地の向上をめざして

**榎本 衛**  
車両構造技術研究部  
(走り装置 研究室長)

**佐々木 君章**  
車両構造技術研究部  
(車両振動 研究室長)

**白戸 宏明**  
人間科学研究部  
(人間工学 主任研究員)



えのもと まもる



ささき きみあき



しろと ひろあき

## はじめに

車両技術の開発のなかで安全性や環境性能とともに重要とされているのが乗客の快適性です。なかでも車両の振動は乗客に直接作用して乗り心地という感覚を与え、鉄道輸送の重要なサービス水準を表します。本稿では、この乗り心地に関する評価、振子技術、振動制御技術の3つの分野について、近年の開発の歩みをご紹介します。

## 日本における乗り心地評価のはじまり

日本において、鉄道の乗り心地評価に対して最初に体系的に取り組んだ一連の結果は、1963年の“国鉄列車速度調査委員会”の資料に記述されています。この資料では、乗り心地に影響する振動要因を表1のように分類しており、大多数の乗客が許容できる限度値として以下のような値を示しています。

### ①一般走行時

上下振動：アメリカ自動車協会のJanewayが提案した限界値を暫定的に適用

左右振動：曲線通過時の乗り心地試験結果を参考に決定

前後振動：経験をもとに決定

### ②加減速時

立位乗客：加速度 $0.8\text{m/s}^2$

ジャーク(加速度の時間変化率) $0.5\text{m/s}^3$

座位乗客：加速度 $1.0\text{m/s}^2$

ジャーク $0.7\text{m/s}^3$

### ③曲線通過時

立位乗客：加速度 $0.8\text{m/s}^2$

座位乗客：加速度 $0.9\text{m/s}^2$

ジャーク $0.7\text{m/s}^3$

### ④分岐器通過時

座位乗客：加速度 $1.4\text{m/s}^2$ 程度まで

## ⑤縦曲線通過時

未検討であるが、他の場合に比較して問題になる程度は小さい

また、この資料の中では“一般走行時の基準値は、暫定的なものである”ということや、“乗り心地の評価はその環境の変動に応じて変化していくので、乗り心地の基準も周囲の状況に応じて変わっていくべき”と述べられていて、基準値改定に含みをもたせています。乗り心地評価に関する研究とは、これらの基準値の見直しを継続的に行うことであると言えます。

## ISO制定による乗り心地基準の見直し

1974年の「ISO 2631 全身振動暴露評価基準」の発行により、日本においても乗り心地基準改定のための“乗り心地管理基準に関する研究委員会”が1978年に設置されました。この委員会では現在“乗り心地レベル”（以下、 $L_T$ ）と呼ばれている新しい乗り心地基準を1980年に提案しました。 $L_T$ はISO 2631を基本としていますが、鉄道の特殊性を考慮して表2のような区分を設けるなど、以下のような独自の改良を加えています。

① ISO 2631を拡張して、周波数帯域を $0.5\sim 80\text{Hz}$ とした。

② 感覚補正(周波数補正)した実効値を基準加速度に対して対数(dB)表示し、その大小で乗り心地を評価した。

表1 乗り心地に影響する振動要因

加速度方向 かかり方 運転状態	X(前後)		Y(左右)		Z(上下)		
	定常加速度	定常加速度の変化	振動加速度	定常加速度	振動加速度	定常加速度	定常加速度の変化
① 一般走行時			○		○		○
② 加減速時	○	○	△				
③ 曲線通過時				○	○		
④ 分岐器通過時				△	○		
⑤ 縦曲線通過時						○	○

表中「△」は「○」より影響が少ないことを示す。

表2 乗り心地レベルの評価区分

区分	乗り心地レベル	評価
①	83dB未満	良 ↑
②	83dB以上 88dB未満	
③	88dB以上 93dB未満	
④	93dB以上 98dB未満	
⑤	98dB以上	悪 ↓

- ③ 乗り心地評価の基準として、評価平均時間を $3 \pm 2$ 分とした。
- ④ この基準は、一般に上下・左右振動に適用することとし、前後振動には適用しない。また、表1の①一般走行時の評価方法も目的に応じて併用していく。

### 振子式車両の乗り心地評価

1973年に登場した振子式車両の乗り心地は、表1のような従来の乗り心地評価方法では良好と判定されるものの、実際の体感では良好ではないと評価されるものでした。そこで、振子式車両のロール運動を表す、曲線中の車体傾斜角と曲線出入口における車体傾斜角速度に着目した乗り心地評価方法を検討することになりました。1984年当初の乗り心地基準値である、曲線出入口でのロール角速度 $0.1\text{rad/s}$  ( $5\text{deg/s}$ )、ロール角加速度 $0.3\text{rad/s}^2$  ( $15\text{deg/s}^2$ )は、その分かりやすさもあり現在でも目安値として活用されています。その後、曲線部を色々な条件で走行できる試験車両を用いた試験の結果から、2000年に振子式車両の曲線出入口の乗り心地評価では上記2つの指標の最大値に加え、左右加速度最大値、左右ジャーク最大値の4つの値の合成値による評価指標に改良されています。この評価指標は、体感乗り心地と相関が高くなるように各要因を組み合わせた合成値であり、振子式車両の制御に活用することを考慮したものではありませんでしたが、近年の制御技術の進歩により振子式車両の乗り心地向上に活用されるようになってきました。

### 乗り物酔いの評価

鉄道車両で発生する乗り物酔いは、走行する線形や車体傾斜制御に起因するらしいことは分かっていたのですが、実態調査などの困難さから、JR各社で振子式車両が運行されてからも乗り物酔いに影響する要因を特定するには至っていませんでした。そこで2001年から2002年にかけて全国の振子車両が走行する線区で52列車約3,900名への乗り物酔いアンケート調査を実施した結果から、乗り物酔いと関連する振動加速度の周波数成分を特定し、乗り物酔い発生率の予測式を提案するに至っています。乗り物酔いの評価についても、表1のような従来の乗り心地評価方法による乗り心地の善し悪しとは関連性がほとんどないことが分かっています。乗り物酔いの評価は、前述の振子式車両の乗り心地評価指標との関連性は確認されていますが、それに加えて走行する線形の影響も大きいようです。

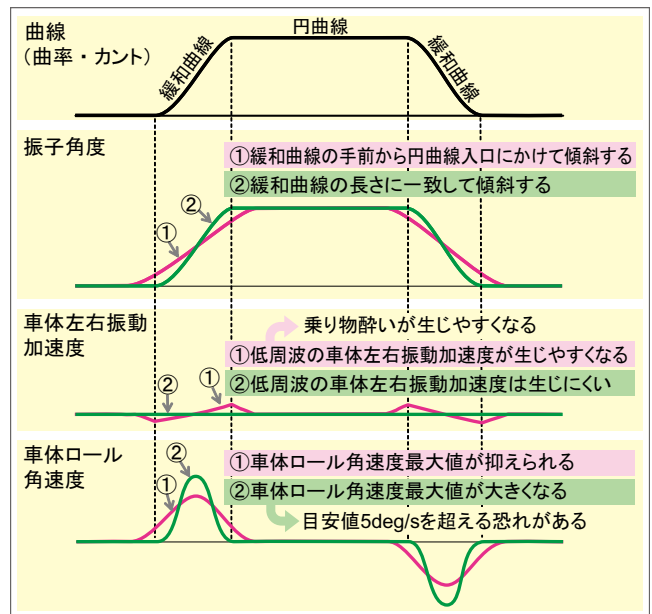


図1 左右振動加速度とロール角速度の関係

### 自然振子から制御付き振子へ

381系電車は曲線走行速度の増分に応じて車体が最大 $5^\circ$ まで傾くように設計され、乗客が感じる遠心力を低減させることができます。しかし、車体を傾ける駆動力として超過遠心力を利用しているため、傾斜機構部の摩擦抵抗により振子動作が遅れ、乗り心地に問題があることが報告されるようになりました。そこで、1989年に制御付き振子が開発されましたが、この技術は曲線入口での振り遅れや出口での振れ残りを低減するものでした。この技術が画期的であったのは、車両が常に走行地点を認識しながら走行している点にあります。これが可能になれば、あとは曲線の位置や諸元に合わせて車体を傾けてやれば、遅れのない傾斜が実現できます。

### 乗り物酔いの低減をめざして

制御付き振子車両によって、曲線走行速度を上げても乗り心地の低下を防ぐことができるとされてきましたが、投入からしばらくすると、乗り心地がよくないという声が聞かれるようになりました。調べてみると、それは乗り物酔い(動揺病)であることがわかりました。乗り心地と乗り物酔いは同じような言葉ですが、前者は約 $1\text{Hz}$ 以上の振動成分によるものとして「振動乗り心地」と呼ばれますが、後者はそれ以下の低周波振動(動揺とも呼ぶ)によって生じるとされています。乗り物酔いを引き起こす振動要素は、前述のアンケート調査の結果から約 $0.3\text{Hz}$ の左右動揺であることが解明されましたので、これを減らすことが開発目標になりました。

まず着手したのは、低周波振動がどのようなしくみで起きているかです。図1に車体の左右振動加速度とロール角速

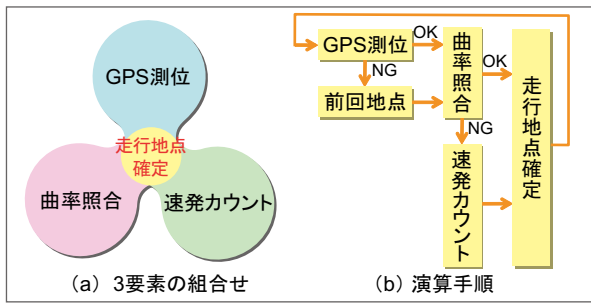


図2 走行地点の検出方法

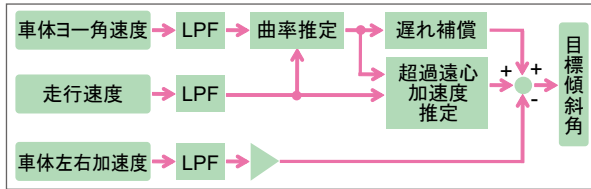


図3 車上センサによる目標傾斜角の演算手順

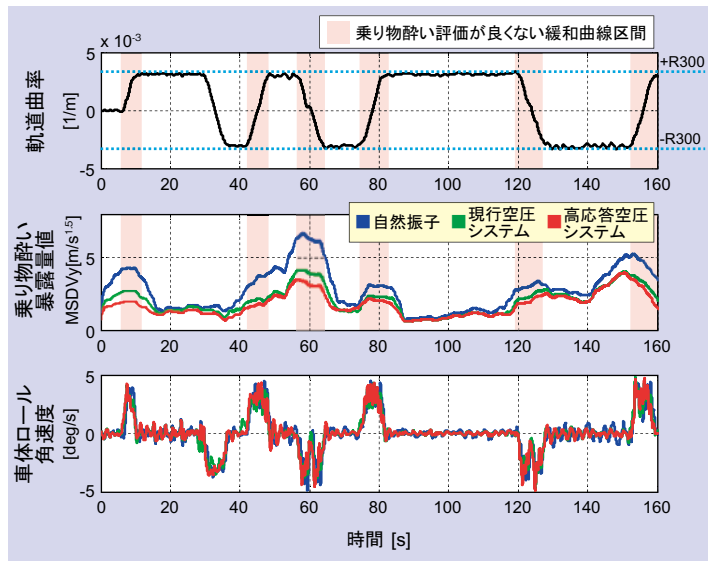


図4 高応答空気圧システムの乗り物酔い計算結果

度の関係を示します。①のように緩和曲線の手前から円曲線入口にかけて傾斜した場合、車体ロール角速度を抑えることはできますが、低周波の左右振動加速度の発生を引き起こすことになります。反対に、②のように緩和曲線の長さ一致させて傾斜すると、車体ロール角速度は大きくなりますが、低周波の左右振動加速度の発生を抑制することができます。そこで新たなシステムでは、車体ロール角速度の許容範囲内で、②のような振り角度を実現することをめざしました。

### 次代を担う振りシステム

振り制御システムは、走行地点の検出、振りアクチュエータ、車体傾斜パターンの3要素から構成されます。新たに開発したシステムではこれらの3要素を刷新しました。走行地点は図2 (a) のように、GPS測位、曲率照合、速発カウンターの3方式の利点を組み合わせて検出します。曲率照合とは車両の振動再現性に着目した技術で、同じ地点を走行する車両は全く同じ揺れ方をする現象を利用します。演算手順は図2 (b) に示すように、GPSによって一定範囲のエリアを認識したあと、曲率照合で地点の確定処理を行います。速発カウンターはそれらのバックアップになります。この方式は高い位置精度と安定性をもっていることを走行試験で確認しています。

振りアクチュエータは空圧式から応答性の高い電動油圧式に変更することで、目標値通りに制御することが可能です。車体を傾斜させるときの目標角度である振りパターンとして、JTパターンとJTMパターンを開発しました。いずれも乗り心地評価指標をもとに演算生成されますが、JTMパターンは図1の振り角度の②に近い形になっており、乗り物酔いの低減をめざしています。さらにシス

テムを簡略化するために、事前の曲線情報を持たずに車上で観測される情報をもとにした振りシステムも開発しました。図3に示すように、振り目標角は走行速度のほか、車上センサにもとづく車体ヨー角速度と車体左右加速度から求めます。

### 振り技術の方向性

今後の振り技術にどのような方向性があるか考えてみた場合、まず地点検出ですが、鉄道が航空機や船舶と違って、同じ路線を繰り返し走行するという特徴を生かすことが考えられます。振りアクチュエータとしては電動化や空気圧の高応答化があります。図4は高応答空気圧システムを用いた連続曲線区間の走行シミュレーション結果です。緩和曲線区間における乗り物酔い暴露量値 (MSDVy) を小さくできる可能性が示されています。

今の振り技術は少し乱暴な言い方をすると、台車の振り梁を制御しているに過ぎません。制御の対象は乗客の乗っている車体であるべきです。今後は、空気ばねに代表される2次ばね系との統合制御を図ったうえで、左右・ヨーイング振動やロール振動、さらには上下振動などの低減が望まれます。

### 振動制御技術の開発の歩み

鉄道に限らず、乗り心地といえば、まず振動を思い浮かべます。振動の大きさは乗り心地に直結しているため、様々な方法で振動の低減が図られてきました。従来は、機械的な緩衝装置の構造・諸元を適正化することで乗り心地向上が図られてきたのですが、制御技術を応用すると、より良い乗り心地を実現できることが分かってきました。制御により振動を小さくする技術「振動制御」は、鉄道では1970

年代から研究されており、日本でも1984年に本線走行試験が行われています。しかし、安定性やコスト面の制約から、実用化には制御理論や電子技術の進

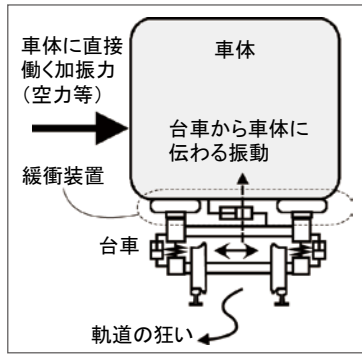


図5 振動の伝達経路

歩が必要でしたが、1996年に初めて営業車両に搭載され、新幹線では不可欠な技術となりました。

鉄道車両の車体を振動させる力(加振力)は、図5のようにレールから台車を経由して車体に作用するものと、空気力や遠心力のように車体に直接作用するものがあります。車軸-台車間、台車-車体間には、ばねとダンパ(伸び縮みに対して抵抗力を発生する部品)による緩衝装置が設けられており、従来の振動対策はこの特性を最適化することが中心でした。

緩衝装置の効きを弱くすると、台車から車体に伝わる加振力が小さくなって車体の振動が小さくなりますが、車体に直接作用する力に対しては抵抗力が減少し、振動が大きくなります。走行速度が大きくなると、台車から伝わる加振力も車体に直接作用する加振力も増大し、従来の固定的なサスペンションでは両方に有効な設定が困難になります。

### アクティブとセミアクティブ

このため、台車と車体の間にアクチュエータ(指令された力を発生する装置)を設け、加速度センサで測定した車体の振動状態に合わせて適切に発生力を制御すると、両方の振動を小さくすることができます。このような振動制御システムで、アクチュエータに空気圧や油圧を用いて積極的に力を発生する方式を「アクティブサスペンション」、可変特性ダンパを用いて抵抗力を制御する方式を「セミアクティブサスペンション」と呼びます。鉄道車両の乗り心地は左右振動の影響が大きいと言われており、両方も、主に新幹線の左右振動対策用として使われています。

アクティブサスペンションは自由に制御力を発生できるので、台車から車体に伝わる振動を精度良く打ち消すことができ、特に台車からの振動伝搬が中心となるトンネル外区間の乗り心地を向上するには非常に有効です。一方、セミアクティブ方式は抵抗力しか発生できないという制約のため、トンネル区間外の改善効果はアクティブ方式に及びませんが、新幹線において一番問題になるトンネル内では大きな制御力が発生できるので、アクティブ方式と同等

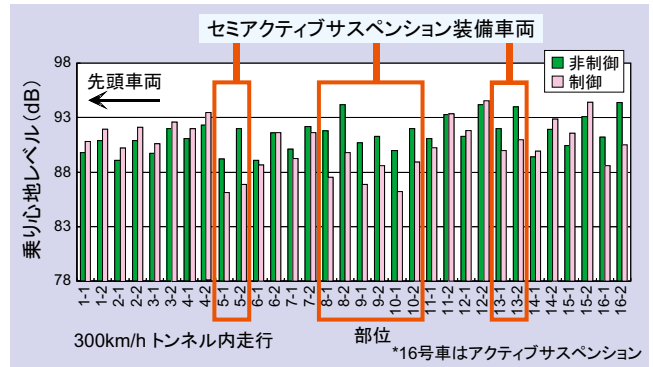


図6 セミアクティブサスペンションの効果

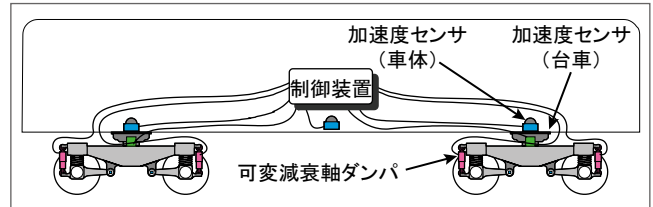


図7 可変減衰軸ダンパによる車体上下制振システム

の制振効果を持ち、さらに装置が単純で低コストであるという特徴があります。

図6に振動制御(セミアクティブサスペンション)による乗り心地改善効果を示します。2回の走行で、振動制御をしていない車両では乗り心地レベルが変わらないのに対して、振動制御を行っている車両では、制御時に乗り心地が改善されていることが分かります。

### 上下振動の制振制御

左右の振動制御により左右振動が改善された結果、今度は上下振動が目立つようになってきました。乗り心地を悪化させる上下振動は車体がたわむように変形する曲げ振動によるものが中心になっています。この振動は直接的に減衰させることが難しく、従来はサスペンションのばね係数の調整、車体の剛性の強化、車体への制振材の張付けなどで対策されてきました。

これに対して、輪軸と車体の間に設けられた「軸ダンパ」という部品の発生力を制御して、曲げ振動の元になる台車振動を減らすことで乗り心地を改善するシステムの開発が進んでいます(図7)。現在、走行試験と改良点の洗い出しを行っており、もうすぐ実用化できる見込みです。

### おわりに

乗り心地評価の究極の目標は、人間の感覚に一致した評価手法の開発です。また、乗り心地を向上する究極の目標は、揺れない車両をつくることです。この2つの目標の実現は非常に困難ですが、私たちはこの目標に向かって、着実に歩を進めていきたいと思ひます。RRR