

# 横風に対する車両の安全性評価に用いる 車体左右振動加速度の推定法

金元 啓幸\* 日比野 有\*\*

Estimation Method of Lateral Vibration Acceleration of Car Body used for Safety Evaluation of  
Railway Vehicles against Crosswind

Hiroyuki KANEMOTO Yu HIBINO

The critical wind speed of overturning is often evaluated by the “RTRI’s detailed equation”. In the equation, the lateral vibration inertia force of car bodies is considered as one of acting forces affecting overturning, and the lateral vibration acceleration is assumed from past running test results. This paper shows that the critical wind speed of overturning can be accurately calculated by using simulation results of the lateral vibration acceleration occurring at the center of gravity of a car body under strong crosswinds. In addition, a new method is proposed to estimate the lateral vibration acceleration using track alignment data.

キーワード：横風，転覆限界風速，総研詳細式，左右振動加速度，車両運動シミュレーション，通り変位

## 1. はじめに

横風に対する鉄道車両の走行安全性を評価する指標のひとつに「転覆限界風速」がある。転覆限界風速は、風上側の輪重がゼロとなるときの風速として定義され、日本では「国枝式<sup>1)</sup>」をベースとした「総研詳細式<sup>2)</sup>」によりこれを評価することが多い<sup>3)4)</sup>。

総研詳細式では、走行中の車両に作用する外力のうち、転覆に及ぼす影響が大きい作用力として、図1に示す①横風による空気力、②曲線通過時の超過遠心力、③左右振動慣性力の3力を考慮する。このうち①については、可能な限り風洞試験<sup>5)</sup>により空気力係数を求め、実態に即した評価を行うことが推奨されている。また、個別に風洞試験を行うことが難しい場合には、5種類の車体形状と7種類の地上構造物形状を組み合わせた風洞試験結果<sup>6)</sup>を準用することもある。次に、②については、

曲線半径、カント、車両の質量、および走行速度が定めれば一意に求められる。一方、③については、車体の左右振動加速度と車体質量の積により求めることができるが、軌道の状態や車両の走行速度により発生する振動の程度が大きく変わり、かつ転覆に対しては有利にも不利にも働く。そこで、左右振動加速度 $\alpha_y$  (m/s<sup>2</sup>)については、安全側の評価となるよう、次式で示す営業最高速度 $v_{\max}$  (km/h)での走行時に0.98m/s<sup>2</sup>となるような走行速度 $v$  (km/h)に関する1次式を仮定している。

$$\alpha_y = 0.98 \times v / v_{\max} \quad (1)$$

これは、数は少ないながらも過去の実車での走行試験結果から仮定されたものであり、車両転覆に影響を与えない2Hz程度以上の高周波成分を除いた上で、転覆方向に片振幅の最大値が加わる状態を考慮したものである。また最近では、実態により即した転覆限界風速を評価するために、式(1)の代わりに左右振動加速度の実測値を考慮した評価方法も提案されている<sup>7)</sup>。

しかし、転覆限界風速の評価に用いるべき左右振動加速度と通常の車両走行時に測定される左右振動加速度とは次章で述べるような相違があると考えられるが、その相違が転覆限界風速評価に及ぼす影響についてはこれまでほとんど議論されてこなかった。そこで本報では、縮尺模型試験やシミュレーションによりこれらの影響を詳細に確認するとともに、軌道の通り変位から左右振動加速度を比較的簡易に推定する方法を検討したので報告する。なお、本報は文献8の要部抜粋である。詳細については文献8を参照されたい。

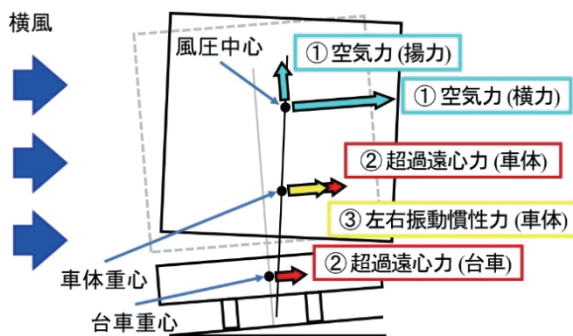


図1 総研詳細式で考慮する作用力

\* 鉄道力学研究部 車両力学研究室

\*\* 研究開発推進部

## 2. 左右振動加速度の相違

総研詳細式の計算モデルで考慮する左右振動加速度(図1)と実車で測定された左右振動加速度には、以下の相違があると考えられる。

まず、左右振動加速度が生じる位置の相違である。総研詳細式では、左右振動慣性力が作用する点を車体の重心位置と定義しているのに対して、実車の走行試験では、車体床面位置で左右振動加速度を測定している。一般的な車両の車体重心位置は、車体床面よりも若干高い位置にある。このため、車体の運動にロール運動が含まれる場合は、車体重心位置での左右振動加速度と車体床面で測定された左右振動加速度とでは相違があると考えられる。

次に、左右振動加速度が作用する向きの相違である。総研詳細式では、軌道面と平行な向きに左右振動慣性力が作用すると定義している。一方、実車の走行試験では、車体床面に設置したひずみゲージ式の加速度計で左右振動加速度を測定することが多い。そのため、車体がロール運動した場合、そのロール角分だけ回転した向きの左右振動加速度を測定することになるとともに、重力加速度成分が重畳する。よって、実際に車体重心位置に生じる左右振動加速度と実車の走行試験で得られる左右振動加速度とでは相違があると考えられる。

最後に、左右振動加速度の発生状況の相違である。総研詳細式で転覆限界風速を求める際は、強風により車体の変位し、左右動・上下動ストップに当たった状態を考慮しているのに対し、実車の走行試験は、運転規制が発令されるような強風下で実施されることは無いため、ストップ当たりはほとんど生じていないと考えられる。よって、総研詳細式で考慮すべき転覆直前に発生する左右振動加速度と実車の走行試験で測定される左右振動加速度とでは相違があると考えられる。

以上の相違は、車両走行中のロール角はそれほど大きくなならないため左右振動加速度に与える影響は小さいと考えられることや、強風下での走行試験が困難なことから、これまで長年検討されてこなかった。そこで、実車で測定された左右振動加速度と総研詳細式の計算モデルで定義している左右振動加速度の相違の影響を明らかにするため、強風時の転覆現象まで再現できる縮尺模型を用いた風洞試験を行った。

## 3. 風洞における車両模型左右加振試験

本章では、縮尺1/10車両模型を用いて風洞内で左右加振試験を実施し、実車の走行試験と同じ無風条件・測定方法から得られる車体床面の左右振動加速度の最大値と、強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度(総研詳細式の計算モデル通り)の最大値との比較を行った。

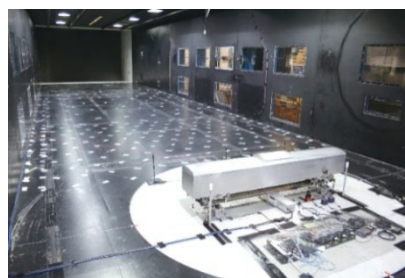


図2 風洞試験風景

また、それら左右振動加速度と風上側輪重との相関を調査した。なお本章では、これ以降、実車の走行試験と同じ無風条件・測定方法から得られる車体床面の左右振動加速度を「左右振動加速度A(無風,床面)」,強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度(総研詳細式の計算モデル通り)を「左右振動加速度B(強風,重心)」と表記する。以下に、実験の詳細および結果を示す。

### 3.1 風洞設備および車両模型設置位置

風洞試験風景を図2に示す。風洞試験は、鉄道総研の大型低騒音風洞の密閉型測定部で実施した。試験では、縮尺1/10車両模型および振動台を、密閉型測定部の床面に備わるターンテーブル上に設置した。車両模型は、風洞の風が車体側面に垂直に当たるように設置した。

### 3.2 車両模型および振動台

車両模型は、通勤車両をモデルとした縮尺1/10の模型1両である。車体外形は103系車両をモデルとし、台車は近年のボルスタレス台車をモデルとした。なお、台車のばね系や車体の大変位を抑制するストップも忠実に再現し、外力に対する車体の変位が実車と相似になるように、ばね定数等を設定した。具体的には、1車両の質量が約25tonの通勤車両を想定し、1車両の模型質量をその $1/10^3$ 倍である約25kgとした。また、軸ばね、まくらばね定数は、一般的なボルスタレス台車の諸元値を想定し、その $1/10^2$ 倍に近い値のコイルばねを選定した。結果として、車両模型に作用する左右振動加速度は実車と同じ、車両模型の固有振動数は実車の $10^{0.5} \div 3.16$ 倍、風洞での風速は実車が受ける風速の $1/10^{0.5} \div 0.316$ 倍となる。なお、本章において、風洞試験に関する風速や周波数等の数値は、特に断らない限り模型寸法での値とする。

上記車両模型を加振させるための振動台を図3に示す。振動台にはレールを模擬した角材が取り付けられており、車両模型の各車輪は、この模擬レールの上に乗るようになっている。なお、後述するように、各車輪が乗る模擬レール底部に、輪重を測定するための小型ロードセルを設置した。振動台は、単軸ロボットにより、任意

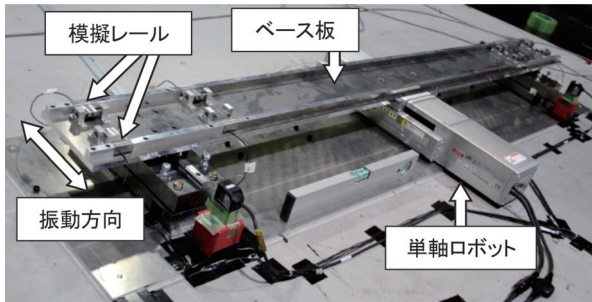


図3 振動台

の波形で加振することができる。試験では、次節に示す通り、正弦波で加振した。

### 3.3 試験風速および加振条件

試験風速は、無風条件 (0m/s) と強風条件 (11m/s と 12m/s (実車相当 34.8m/s と 37.9m/s)) を設定した。振動台の加振波形は正弦波 20 波とし、振幅は 1.5mm とした。なお、加振試験では、車両模型の前台車と後台車が同位相で加振される。これは、実車では、車両の台車中心間距離とちょうど一致する波長の通り変位が存在する軌道上を走行していると似た状況と考えられる。そこで、加振周波数については、その軌道上を実車が速度 10km/h から 95km/h まで 5km/h 刻みで走行していることを想定して、0.6Hz から 6.0Hz まで (実車相当 0.2Hz から 1.9Hz まで) 約 0.3Hz 刻みで設定した。

### 3.4 測定内容および解析方法

図4に、測定内容を示す。まず、車両模型の床面に、実車の走行試験と同様、ひずみゲージ式加速度計を設置し、車体床面の左右振動加速度  $\alpha_{y1}$  を測定した。つぎに、車体重心位置の左右振動加速度  $\alpha_{yG}$  を求める目的で、車両模型内部の上部梁上にも加速度計を設置し、車体上部

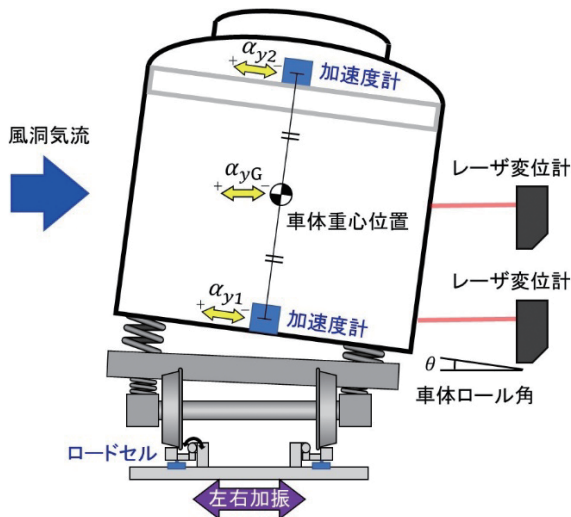


図4 測定内容

の左右振動加速度  $\alpha_{y2}$  を測定した。また、車体側面 2 箇所の左右変位をレーザ変位計で測定し、車体ロール角  $\theta$  を求めた。そして、車体重心位置を 2 箇所の加速度計の中間位置と仮定し、左右振動加速度  $\alpha_{y1}$ ,  $\alpha_{y2}$  および車体ロール角  $\theta$  を用いて、車体重心位置に軌道面と平行な向きで作用する左右振動加速度  $\alpha_{yG}$  を求めた。車両模型の風上側輪重は、各車輪が乗る模擬レール底部に小型ロードセルを設置し、それから得られた風上側 4 車輪の平均とした。なお、データ収録のサンプリング周波数は、すべて 100Hz とした。

### 3.5 試験結果

左右振動加速度 A (無風, 床面) の転覆方向の最大値と、左右振動加速度 B (強風, 重心) の転覆方向の最大値を図5に示す。また、左右振動加速度 A (無風, 床面) および左右振動加速度 B (強風, 重心) と風上側輪重との相関係数を図6に示す。

図5から、左右振動加速度 A (無風, 床面) の最大値 (赤線) は、2.2Hz 近傍に車両の下心ロールの共振によるピークが見られる。また、加振周波数 2.9Hz 以上では、車体のロール運動の中心が徐々に上に移動して上心ロールが顕著となり、左右振動加速度が大きくなる傾向であった。なお、各加振周波数における車両運動 (姿勢) のイメージについては、文献8を参照されたい。一方、左右振動加速度 B (強風, 重心) の最大値 (青線と黒線) は、車体が左右動・上下動ストップに常に当たった状態

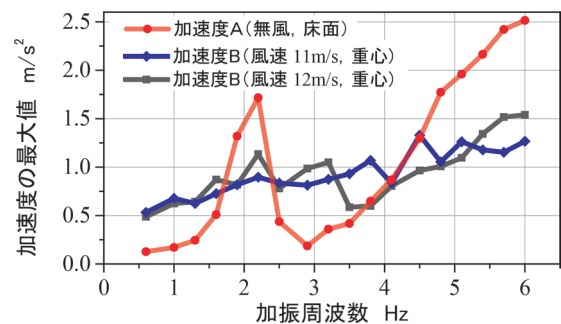


図5 左右振動加速度の転覆方向の最大値

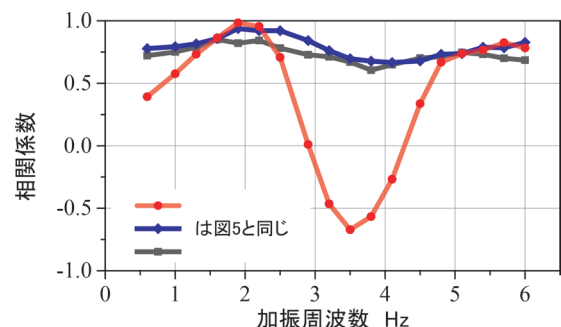


図6 左右振動加速度と風上側輪重との相関係数

となったためロール運動に関するピークは見られず、車両模型後流の乱れ等の影響によるばらつきは大きいものの、加振周波数の増加に伴い、大きくなる傾向であった。また、図6から、左右振動加速度B（強風、重心）と風上側輪重との相関は高く、試験した加振周波数全域で相関係数0.6以上であった。なお、試験風速12m/sの結果が、試験風速11m/sの結果よりも、若干相関係数が低かった。これは、試験風速12m/sでは風上側輪重がゼロになる瞬間があり、その影響で左右振動加速度との相関が下がったものと考えられる。

以上のことから、左右振動加速度A（無風、床面）は、軌道の通り変位の影響を受けた車体のロール運動によるものが支配的であると考えられるのに対して、左右振動加速度B（強風、重心）は、車体が左右動・上下動ストッパに常に当たった状態となるためロール運動は発生せず、軌道の通り変位によるものが支配的であると考えられる。また、風上側輪重との相関について、左右振動加速度B（強風、重心）の方が高いことを考慮すれば、総研詳細式で考慮する左右振動慣性力（左右振動加速度）について、無風条件で実施された実車での走行試験の結果から仮定するよりも、強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度（総研詳細式の計算モデル通り）を用いた方が、より精緻な転覆限界風速を得られる可能性があることがわかった。

#### 4. シミュレーションによる強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度の検討

前章の結果から、総研詳細式で転覆限界風速を算出する際は、無風条件で実施された実車での走行試験の結果から仮定した左右振動加速度を用いるよりも、強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度（総研詳細式の計算モデル通り）を用いた方が、より精緻な値を得られる可能性があることがわかった。しかし、車両が転覆するような強風下で走行試験を実施することは相当難しい。そこで本章では、車両運動シミュレーションにより、強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度を求めるとともに、軌道の通り変位からその左右振動加速度を推定する方法を示す。

##### 4.1 車両モデル

汎用マルチボディ・ダイナミクス解析ソフトウェアSimpackにより車両運動シミュレーションモデルを構築した。図7に車両モデルを示す。車両モデルの寸法や質量、ばね定数等は、一般的な在来線の通勤車両を想定した値とした。台車については、近年のボルスタレス台車（軸箱支持方式は軸はり式）をモデルとし、車体等の大変位を抑制するストッパ当たりも考慮した。車両は、車

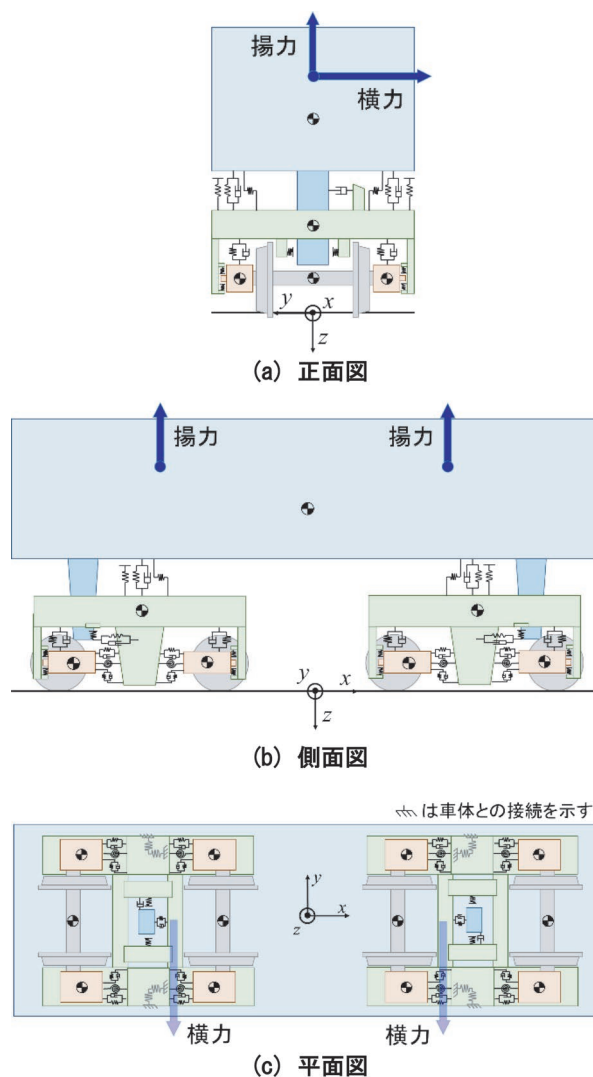


図7 車両モデル

体1個、台車枠2個、軸箱支持装置8個、輪軸4個についてそれぞれ6自由度を有する剛体要素で構成され、各剛体要素はばね・減衰系で結合されたモデルとした。また、横風による横力および揚力（詳細は4.3節）を車体への作用力として与えた。なお、車輪踏面形状は修正円弧踏面、車輪／レール間の摩擦係数は0.3とした。

##### 4.2 軌道条件

作成した軌道モデルの線形は直線で、距離4000mとした。その軌道上の2500~3500mの区間に、通り変位No.1からNo.10までの10条件を設定した。本報では、参考として、図8に通り変位No.1~No.3のみを示す。通り変位No.1~No.10は、実際の軌道変位データから復元した、サンプリング間隔0.25mの波形（復元波長帯域は5~50m）であり、波形の両端で変位0mmとなるように、距離2500mまたは3500m（両端）で0、両端から10m離れた距離2510mまたは3490mで1とな

る1次関数をそれぞれ掛け合わせた。なお、ここで用いた軌道変位データは、整備状態が普通あるいは悪いと評価されたデータである。

### 4.3 走行速度および空気力条件

シミュレーションでの車両の走行速度は、30、60、90、120km/hとした。空気力は、図7に示した車両モデルにおいて、車体の2箇所  $(x, y, z) = (5\text{m}, 0\text{m}, -2.283\text{m})$ ,  $(-5\text{m}, 0\text{m}, -2.283\text{m})$  に、横力と揚力が作用するようにした。なお、 $z = -2.283\text{m}$  は、レール面上からの風圧中心高さであり、文献6の結果を参考に、在来線の通勤車両を想定して設定した値である。また、車体の2箇所に分けて横力と揚力を作用させたのは、今後の研究においてのモデルの拡張性を考慮したものである。横力および揚力は、車両に過渡応答が発生しないよう、0kNから横力の最大値20kN/1箇所および揚力の最大値13kN/1箇所まで70秒かけて正弦波の半波長形状（位相 $-\pi/2 \sim \pi/2$ ）でゆっくりと立ち上がった後、最大値で作用し続けるようにした。なお、横力および揚力の最大値が作用した際は、車体は2次ばねの上下動ストップや左右動ストップ等と接触し、転覆直前の状態となる。また、車両の走行速度120km/hの場合、横力および揚力が最大値となる70秒後は、直線軌道上に通り変位を設定した2500～3500mの手前である約2333m地点を走行している状態となる。

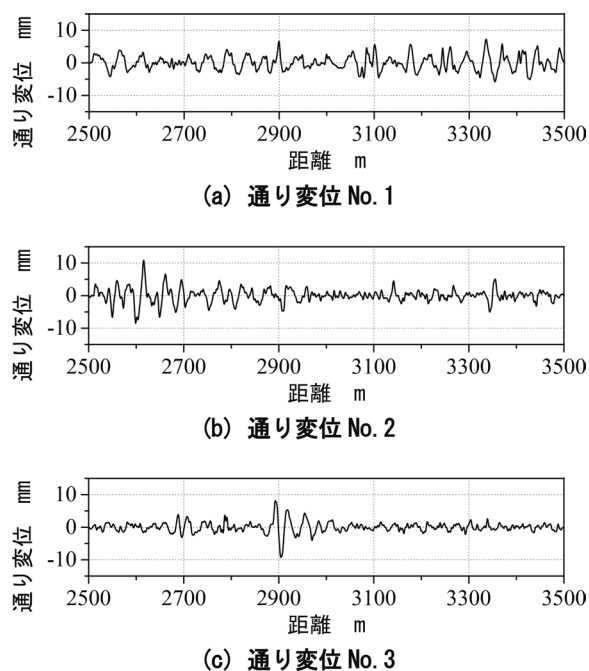


図8 軌道モデル上に設定した通り変位 No.1～No.3

### 4.4 車体重心位置に生じる左右振動加速度のシミュレーション結果

前節までに示した条件でシミュレーションを行い、強風下において車体重心位置に生じる左右振動加速度を算出した。なお、算出結果はサンプリング周波数50Hzで出力し、正值が転覆方向となるようにした。結果例を図9に示す。図9は、車両が強風下で図8に示した通り変位 No.1～No.3を走行速度90km/hおよび120km/hで走行した際の車体重心位置に生じる左右振動加速度を示している。算出結果から、走行速度の上昇に伴い、強風下において車体重心位置に生じる左右振動加速度は大きくなった。本章で使用した総延長10km（1km×10条件分）の通り変位のある軌道上を走行させた際の転覆方向の左右振動加速度の最大値は、通り変位 No.2上を速度120km/hで走行した際に発生した $0.57\text{m/s}^2$ であった。

次に、算出した車体重心位置の左右振動加速度の最大値をまとめた結果を図10に示す。図10から、走行速度の上昇に伴い、左右振動加速度の最大値は2次関数的に大きくなっている。そこで、走行速度120km/hにおける最大値 $0.57\text{m/s}^2$ を通る2次式を図10中に薄い赤線で示した。転覆方向の左右振動加速度の最大値を $\alpha_{yG,\max}$  ( $\text{m/s}^2$ )、走行速度を $v$  ( $\text{km/h}$ )とおくと、この薄い赤線の関数は次式となる。

$$\alpha_{yG,\max} = 3.93 \times 10^{-5} \times v^2 \quad (2)$$

図10から、式(2)は左右振動加速度の最大値をほぼ

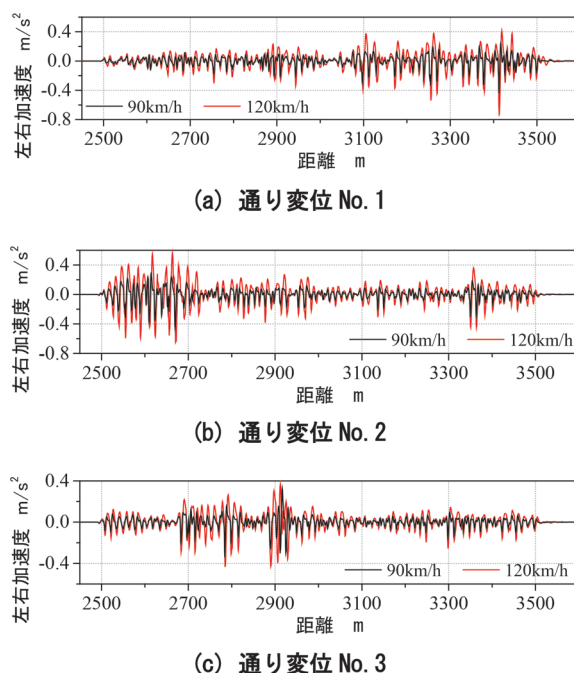


図9 強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度のシミュレーション結果

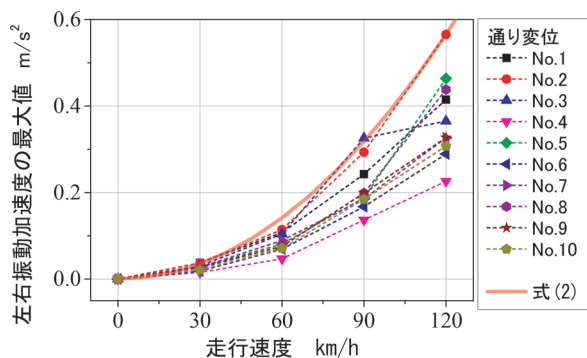


図 10 車体重心位置に生じる左右振動加速度の最大値

包含していることがわかる。以上のことから、本章で仮定した一般的な在来線の通勤車両（ボルスタレス台車）が本章の軌道を走行する場合の転覆限界風速を算出する場合、総研詳細式の左右振動加速度に関する仮定式に、式(2)を用いることで、より精緻な値を得ることができると考えられる。ただし、本章では総延長 10km 分の軌道変位データを用いて、式(2)を仮定した。線区全体の長さに対して、どの程度の長さの軌道変位データを用いれば線区を代表した仮定式になるかは、議論の余地があり、今後の検討事項としたい。

#### 4.5 通り変位から左右振動加速度を推定する方法

前節では、車両運動シミュレーションを用いて、強風下において車体重心位置に生じる左右振動加速度を算出し、左右振動加速度に関する新たな仮定式を導出する方法を提案した。本節では、より簡易な方法として、軌道の通り変位から、車体重心位置に生じる左右振動加速度を推定する方法を検討した。

まず前提として、車両は強風により車体の変位し、左右動・上下動ストッパに当たった状態を考慮する。この状態では、3章で示したように、車体は、2次ばねによるロール運動等をするのではなく、軌道の通り変位の影響を受け、左右振動が発生すると考えられる。そこでまず、通り変位 No.1～No.10（サンプリング間隔 0.25m）について、本章の車両モデルの台車中心間距離 13.8m に近い 13.75m 離れた 2 点を平均した、2 点平均波形を作成した。これは、前台車と後台車が軌道の通り変位に沿って走行した場合のレール方向の車体中心に生じる左右変位と考えられる。この 2 点平均波形を 2 階微分すれば、車体重心位置に生じる左右振動加速度相当の値を得ることができるが、これを実行すると、車両運動シミュレーションから得られる左右振動加速度よりも相当大きな加速度になる。これは、鉄道車両が軌道上を走行する場合、軌道の通り変位に沿って走行するわけではなく、台車・輪軸の運動によって、ある程度その変位を吸収しながら走行していることが理由と考えられる。

そこで、車両運動シミュレーションから計算した車体重心位置に生じる左右振動加速度（走行速度 120km/h）に含まれる周波数成分を確認した。図 11 に、その周波数解析結果を示す。なお、図 11 は、通り変位 No.1～No.10 を走行速度 120km/h で走行した際の車体重心位置に生じる左右振動加速度 10 波形をそれぞれ周波数解析し、得られた振幅の結果を平均化したものである。また、用いた通り変位の復元波長帯域 5～50m において、走行速度 120km/h 時に車両に励起されると考えられる周波数領域（0.67～6.7Hz）も記載した。図 11 から、1～4Hz の周波数成分が左右振動加速度の主成分であることがわかる。そこで、車両モデルが速度 120km/h で走行しているとして、通り変位 No.1～No.10 の 2 点平均波形を 4Hz のローパスフィルタ（FFT フィルタ）に通した。そして、4Hz のローパスフィルタを通した 2 点平均波形を 2 階微分することで、車体中心位置に生じる左右振動加速度を推定することとした。

得られた結果を図 12 に示す。図 12 は、前述した軌道の通り変位から推定した左右振動加速度（赤線）と、図 9 に示した、車両が強風下で走行速度 120km/h で走行した際の車体重心位置に生じる左右振動加速度（黒線）である。図 12 から、左右振動加速度の出現傾向はほぼ一致しており、かつ、軌道の通り変位から推定した左右振動加速度（赤線）の方が大きい加速度となっていた。このことから、本節で示した軌道の通り変位を用いて強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度を推定する方法は、比較的精度よく推定できる可能性があり、かつ、車両の転覆問題を考えた際に安全側の推定となっていると考えられる。ただし、本報で用いた軌道総延長 10km において、本節で推定した左右振動加速度（赤線）よりも、車両運動シミュレーションから求めた左右振動加速度（黒線）の方が大きい箇所も見られた。これについては、フィルタの変更等で改善される余地があると考えられるものの、本手法の目的は、総研詳細式の左右振動加速度に関する仮定式の導出にある。そのため、走行中に発生する可能性のある左右振動加速度の最大値を、

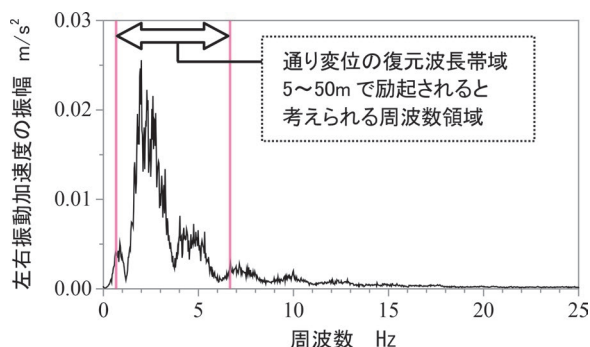
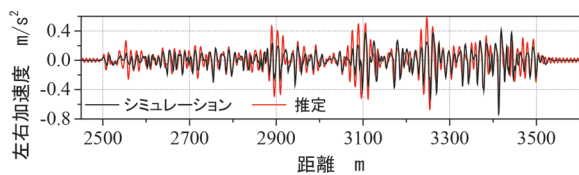
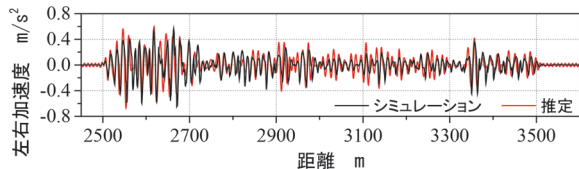


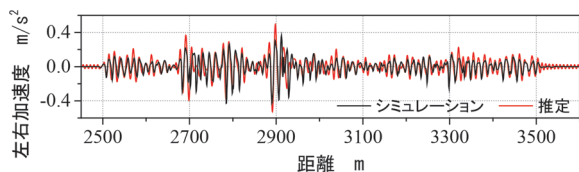
図 11 左右振動加速度の周波数解析結果



(a) 通り変位 No. 1



(b) 通り変位 No. 2



(c) 通り変位 No. 3

図 12 推定した左右振動加速度の比較

ある程度の精度で推定できれば良いと考える。ただし、今後より多くの軌道変位データを用いて、本手法の精度検証を実施する予定である。

最後に、本節で提案した手法（4Hzのローパスフィルタを通した2点平均波形を2階微分）から得られた、車体重心位置に生じる左右振動加速度の推定最大値（通り変位 No.1～No.10を対象）は、走行速度 120km/h で  $0.61\text{m/s}^2$ であった。これから、式(2)と同様に2次式を仮定すると、左右振動加速度の仮定式は、次式となる。

$$\alpha_{yG,\max} = 4.24 \times 10^{-5} \times v^2 \quad (3)$$

なお、本節で提案した手法は、一般的な在来線の通勤車両（ボルスタレス台車、修正円弧踏面）を対象としたものであり、台車形式や台車寸法、車輪踏面形状等が大きく異なる場合や、軌道の通り変位の出現傾向や大きさ（本報では最大 10mm 程度）が異なる場合は、フィルタの値等が異なる可能性があることに注意が必要である。

## 5. 転覆限界風速の算出結果の例

本章では、現在の総研詳細式における左右振動加速度の仮定式（営業最高速度での走行時に  $0.98\text{m/s}^2$  となるような走行速度に関する1次式、式(1)）、および前章で提案した新たな手法による仮定式（式(2)、式(3)）を用いた場合の転覆限界風速の算出結果の例を示す。さらに参考として、文献7に示された実車での左右振動加速度実測データに基づく仮定式（式(1)'）を用いた場合も併

せて示す。

$$\alpha_y = 0.5 \times v/v_{\max} \quad (1)'$$

式(1)'は式(1)と同様に走行速度に関する1次式であるが、最大値が式(1)とは異なる。これらの左右振動加速度と走行速度との関係を図13に示す。なお、実測データに基づく式(1)および軌道の通り変位に基づく式(2)、式(3)については、軌道の状態や車両の条件によって係数が異なる式となる可能性があることに注意が必要である。

計算に用いた車両諸元は、近年の比較的軽量の通勤車両を参考にした想定値とした。空気力係数は、文献6の結果を準用することとし、車両形状は通勤車両である103系の先頭車、線路構造物は複線高架橋（桁高 3.5m）と盛土を選定した。走行に関する条件は、直線、走行速度 0～120km/h（10km/h 刻み）とした。

各計算条件における転覆限界風速の計算結果を図14に示す。図14は、横軸に車両の走行速度、縦軸に転覆限界風速を示しており、縦軸の1目盛りは  $2\text{m/s}$  となっている。なお、計算に用いた車両諸元が想定値であることから、転覆限界風速の数値に具体的な意味はないため、縦軸の数値の記載を省略した。黒線は現在の総研詳細式における左右振動加速度の仮定式（式(1)）、灰色の線は実測データに基づいた仮定式（式(1)'）、赤線および青線は前章で提案した新たな仮定式である式(2)および式(3)を用いた結果である。図14から、実態を最も正確に反映していると考えられる仮定式(2)を用いた場合の転覆限界風速を基準として考えると、仮定式(3)を用いた場合にはそれとほぼ同等の評価が可能であり、現在の仮定式(1)を用いた場合よりも、最大で  $2\text{m/s}$  程度、高く評価されることがわかった。

以上より、総研詳細式により転覆限界風速を計算する際に使用（仮定）する車体左右振動加速度は、目的や精度に応じて適宜選択することが考えられる。例えば、一般的な評価においては、現在の仮定式（式(1)）は安全側の仮定（転覆限界風速を厳しく見積もる評価）となっ

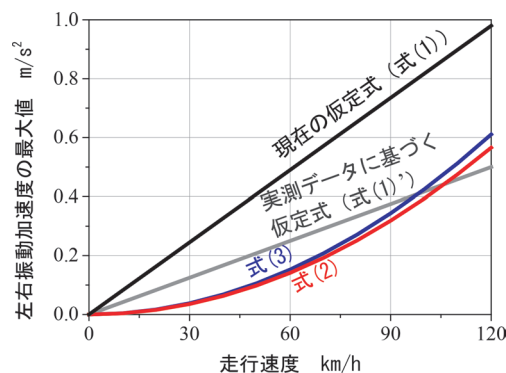
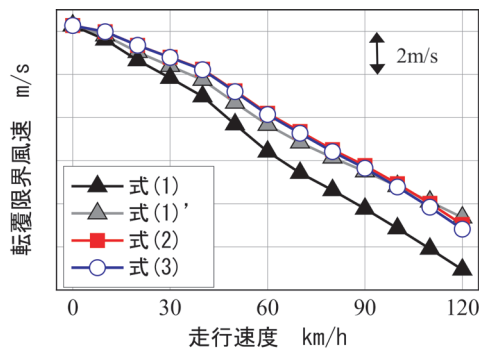
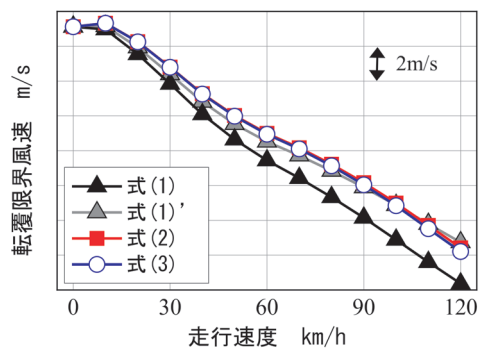


図 13 左右振動加速度に関する仮定式



(a) 通勤車両（先頭車），複線高架橋（桁高 3.5m）



(b) 通勤車両（先頭車），盛土

図 14 転覆限界風速の計算結果

ていることから、引き続きこのまま使用することが可能であると考えられる。一方で、実態により即した評価を行う場合、あるいは運転規制の検討等において推定精度が求められる場合には、左右振動加速度の実測データに基づく仮定式（式(1)）、または軌道の通り変位に基づく仮定式（式(2)、式(3)）を使用することが考えられる。これらの仮定式の考え方や特徴を表1にまとめて示す。

表 1 左右振動加速度に関する仮定式の考え方・特徴

式	考え方・特徴
(1)	最高速度で $0.98\text{m/s}^2$ となる1次式 ○簡易かつ安全側の仮定である △転覆限界風速が低く評価される傾向（安全側の仮定のため）
(1)'	左右振動加速度の実測結果に基づく1次式 ○加速度測定は比較的簡易である △ロール運動に起因する成分が加速度データに重畳
(2)	強風時を想定した車両運動シミュレーション結果に基づく2次式 ○実態を最も正確に反映していると考えられる △シミュレーションに手間とコストがかかる
(3)	軌道の通り変位データに基づく2次式 (ローパスフィルタを通した2点平均波形を2階微分) ○計算（加速度推定）は比較的簡易である △車両・軌道条件によってはフィルタ特性の再考が必要

## 6. まとめ

本報では、鉄道車両の転覆限界風速を評価する総研詳細式で考慮される作用力のひとつである左右振動慣性力に関する車体の左右振動加速度について検討した。得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 縮尺 1/10 車両模型を用いて風洞内で左右加振試験を実施し、実車の走行試験と同じ無風条件・測定方法から得られる車体床面の左右振動加速度と、強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度（総研詳細式の計算モデル通り）を測定した結果、後者の方が風上側輪重との相関が高かった。
- (2) 上記の結果を受けて、車両運動シミュレーションにより、強風下で車体重心位置に生じる左右振動加速度を求めた結果、車体重心位置の左右振動加速度は走行速度の上昇に伴い2次関数的に大きくなった。
- (3) シミュレーションよりも簡易な方法として、軌道の通り変位から車体重心位置に生じる左右振動加速度を推定する方法を検討した。具体的には、ローパスフィルタを通した2点平均波形を2階微分することで、左右振動加速度を推定した。
- (4) 左右振動加速度の仮定式の違いによる転覆限界風速の差を試算した結果、提案した新たな手法による仮定式を用いた場合の転覆限界風速は、現在の仮定式を用いた場合よりも最大で約2m/s高かった。

なお、本報は一般的な在来線の通勤車両（ボルスタレス台車、修正円弧踏面）を対象としたものであり、台車形式や台車寸法、車輪踏面形状等が異なる場合や、軌道の通り変位の出現傾向や大きさが異なる場合は、結果が異なる可能性があることに注意が必要である。また、実車における左右振動加速度の最近における実測例<sup>7)</sup>を考慮すると、現在の総研詳細式における左右振動加速度の仮定式（営業最高速度での走行時に $0.98\text{m/s}^2$ となるような走行速度に関する1次式）は安全側の評価になっていると考えられる。よって、本報の結果は、現在の風速規制値等に利用されている転覆限界風速評価結果の再考を求めるものではなく、軌道の整備状態に合わせたより精緻な転覆限界風速を改めて求める際に利用すべきものとする。

## 文 献

- 1) 国枝正春：鉄道車両の転ぶくに関する力学的理論解析，鉄道技術研究報告，No.793，1972
- 2) 日比野有，石田弘明：車両の転覆限界風速に関する静的解析法，鉄道総研報告，Vol.17，No.4，pp.39-44，2003
- 3) 航空・鉄道事故調査委員会：東日本旅客鉄道株式会社羽越

- 線砂越駅～北余目駅間 列車脱線事故, 鉄道事故調査報告書, RA2008-4, 2008
- 4) 南雲洋介, 一木道弘, 三須弥生: 総研詳細式に基づく風規制手法における列車運行の安全性評価, JR EAST Technical Review, No.66, pp.25-33, 2021
- 5) 鈴木実, 種本勝二, 斎藤寛之, 今井俊昭: 自然風を模擬した車両に働く空気力に関する風洞試験法, 鉄道総研報告, Vol.17, No.11, pp.47-52, 2003
- 6) 種本勝二, 鈴木実, 斎藤寛之, 井門敦志: 在来線車両の空気力係数に関する風洞試験結果, 鉄道総研報告, Vol.27, No.1, pp.47-50, 2013
- 7) 日比野有, 金元啓幸: 左右振動加速度の実測値を考慮した転覆限界風速評価, 鉄道総研報告, Vol.33, No.3, pp.11-16, 2019
- 8) 金元啓幸, 日比野有: 鉄道車両の横風に対する安全性評価に用いる車体左右振動加速度の推定法, 日本機械学会論文集, Vol.89, No.918, DOI: 10.1299/transjsme.22-00279, 2023