

3410 横風を受けた鉄道車両の転覆に関する静的解析式の検証

正 [機] 日比野 有 (鉄道総研)

正 [機] ○金元 啓幸 (鉄道総研)

下村 隆行 (鉄道総研)

Verification of Static Analysis on Railway Vehicle Overturning being Subjected to Crosswind

Yu HIBINO, Railway Technical Research Institute, 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji City

Hiroiyuki KANEMOTO, Railway Technical Research Institute

Takayuki SHIMOMURA, Railway Technical Research Institute

In order to verify the validity of "the Detailed Equation" which is a method of static analysis on railway vehicle overturning, we conducted a full scale experiment. The Detailed Equation is an equation of the equilibrium of the forces that act on a railway vehicle, which is similar to an equation for solving the overturning problem of a rigid body, but the external forces and the displacement of the car body are taken into account in detail. In the full scale experiment, we loaded lateral force (assumed to be crosswind) on the test vehicle, and examined the behavior of the vehicle, such as displacement of the car body and variation of wheel load. As a result, the Detailed Equation has been verified to be valid when we use it for evaluating the critical wind speed of overturning or the wheel unloading ratio.

Keywords: railway vehicle, crosswind, overturn, static analysis, critical wind speed, wheel unloading ratio

1. はじめに

近年の鉄道車両は、騒音や振動などの環境問題あるいは省エネなどの観点から軽量化が進められ、また利便性向上のために高速化が進められている。これらの傾向は、横風による車両の転覆に関して不利な条件となっており、車両の走行安全性を検討する上で重要な問題となりつつある。

鉄道車両の横風に対する安全性を評価する指標の一つとして、「転覆限界風速」が用いられている。これは、風上側の輪重がゼロとなるとき風の風速として定義され、車両に働く外力の静的なつり合いから求められる。車両に働く外力の静的なつり合いの式としては、1972年に国鉄(当時)の国枝氏が提案した静的解析式¹⁾(いわゆる国枝の式)が基本とされているが、その後の横風による転覆事故の原因調査から得られた知見等をもとに修正が加えられ、現在では、外力や外力に伴う車体変位をより詳細に考慮した静的解析式(以下、詳細計算式と呼ぶ)が日比野らにより提案されている²⁾。

強風時の車両の走行安全性を検討するためには、転覆限界風速の推定精度が重要であり、そのためには解析式の妥当性を検証する必要がある。しかし、詳細計算式を検証するための実物車両を用いた大規模な試験はこれまで行われていなかった。そこで今回、実物車両に横風による空気に相当する横方向の力(以下、横力と呼ぶ)を負荷した場合の、車体姿勢および輪重の変化を測定し、詳細計算式の妥当性を検証した。

2. 転覆限界風速に関する静的解析式

2.1 転覆限界風速の定義

転覆限界風速とは、横風を受けた車両が転覆を開始するときの風速のことである。

横風による外力が車体に作用すると、車両は外力による車輪/レール接触点まわりのモーメントを受けるとともに、

車両のばねがたわんで車体重心が左右とロール方向に変位するため、風上側の輪重が減少する。風速が増すとやがて風上側の輪重はゼロとなり、さらに風速が増すと車両は転覆に至る。この、風上側の輪重がゼロとなるとき風の風速を転覆限界風速と定義する。

2.2 詳細計算式の概要

2.2.1 計算モデル

転覆限界風速は、車両に働く外力による、風下側車輪/レール接触点まわりのモーメントの静的なつり合いから求める。図1に詳細計算式における転覆限界風速計算モデルを示す。図1および本報告で使用する主な記号は以下の通りである。

F_S : 横風による横力

F_L : 横風による揚力

m_B : 半車体質量

m_T : 台車質量

α_y : 車体左右振動加速度

α_u : 超過遠心加速度

g : 重力加速度

C_A : 風圧中心

G_B : 車体重心

G_T : 台車重心

e : 風圧中心～車体重心間距離

h_{BC} : 風圧中心高さ(～レール上面)

h_{GB} : 車体重心高さ(～レール上面)

h_{GT} : 台車重心高さ(～レール上面)

h_{B1} : 車体中心高さ(～レール上面)

h_{B2} : 車体高さ

h_1 : 車体重心～車軸中心間距離

h_2 : 車体重心～空気ばね中心間距離

h_3 : 車軸中心～左右動ストップ中心間距離

P_R : 右車輪の輪重
 P_L : 左車輪の輪重
 y_B : 車体重心の左右変位量
 ϕ_B : 車体のロール角変位量
 $2b$: 車輪/レール接触点間距離
 $2b_1$: 左右の軸ばね中心間距離
 $2b_2$: 左右の空気ばね中心間距離
 $2b_S$: 左右の上下動ストッパ中心間距離

図1は、カントのついた曲線を走行している車両に、曲線内側から横風が吹き付けている状態を表している。走行中の車両に働く外力のうち、転覆に関して影響の大きい外力は、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つであり、詳細計算式ではこれらの外力を考慮する。これらの外力を受けた車両の動きについては、転覆問題を扱うので、車体のヨー変位等は考慮せず、左右変位およびロール角変位のみを考慮する。また、車両内各車輪の静止輪重および軸ばね・まくらばね定数は均一であると仮定する。従って、図1に示すような半車両断面モデルを用いる。同図において、車体は外力を受けることにより、重心が y_B だけ左右に変位し、重心回りに ϕ_B だけロール角変位している。

上記の3つの外力のうち、転覆に最も大きな影響を及ぼす外力は横風による空気力である。詳細計算式では、横風による空気力として、図1に示す y 軸方向の力「横力 F_S 」、 z 軸方向の力「揚力 F_L 」、およびこれらの作用点の高さ「風圧中心高さ h_{BC} 」を考慮する。一般的に、風速の2乗と空気力との間には比例関係が成り立つとされ、風速 u (m/s)、密度 ρ (kg/m³) の風にさらされている、断面積 S (m²) の物体に働く空気力(横力 F_S (N)と揚力 F_L (N))は次式で表される。

$$F_S = \frac{1}{2} C_S \rho u^2 S, \quad F_L = \frac{1}{2} C_L \rho u^2 S \quad (1)$$

ここで、 C_S 、 C_L はそれぞれ横力係数、揚力係数と呼ばれ、後述のローリングモーメント係数も含めて空気力係数と総称される。風圧中心とは、車体側面全面に作用する風圧力を1点に作用する等価的な力で置き換えたときの作用点のことであり、そのレール面からの高さを式(2)で定義する。式(2)におけるローリングモーメント係数 C_M は、車体中心回りのモーメントを $0.5 \times \rho u^2 S h_{B2}$ で除して無次元化したものであり、横力係数、揚力係数と併せて風洞試験により求める。

$$h_{BC} = h_{B1} + \frac{C_M}{C_S} h_{B2} \quad (2)$$

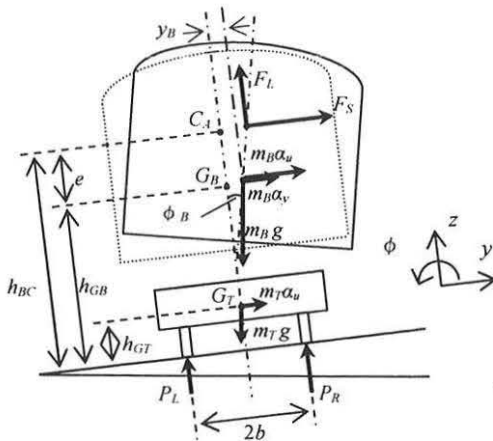


Fig.1 Model for calculating critical wind speed of overturning

2.2.2 転覆限界風速の算出

図1における風下側の車輪/レール接触点回りのモーメントのつり合いは次式で表される。

$$P_L \cdot 2b = m_T g b + m_B g (b - y_B) - F_L (b - y_B + e \phi_B) - h_{GT} m_T \alpha_u - h_{GB} (m_B \alpha_u + m_B \alpha_y) - h_{BC} F_S \quad (3)$$

一方、鉄道車両の転覆に対する危険率を評価する指標の一つである輪重減少率 D は次式で定義される。これは、静止輪重からの減少量 ΔP を静止輪重 P_0 で除した値であり、 $D=1.0$ のとき風上側の輪重がゼロとなる。

$$D \equiv \frac{\Delta P}{P_0} \quad (4)$$

ここに、 $\Delta P = P_0 - P_L$ 、 $P_0 = (m_B + m_T)g/2$ である。

式(4)に式(3)を代入すると、輪重減少率 D は次のようになる。

$$D = \frac{1}{(1+\mu)b} \left\{ y_B + (h_{GB} + \mu h_{GT}) \frac{\alpha_u}{g} + h_{GB} \frac{\alpha_y}{g} + \frac{F_S}{m_B g} h_{BC} + \frac{F_L}{m_B g} (b - y_B + e \phi_B) \right\} \quad (5)$$

ただし、 $\mu = m_T/m_B$ である。

式(5)が、転覆に関する詳細計算式であり、風上側車輪の輪重をゼロ ($D=1.0$) として、 F_S および F_L に含まれる u について解いたものが、先ほど定義した転覆限界風速である。

さて、式(5)では、右辺の各項と考慮している3つの外力との対応が分かりにくい。例えば、式中の車体重心の左右変位 y_B およびロール角変位 ϕ_B には、全ての外力が関係している。そこで、 y_B 、 ϕ_B を、左右方向の力 F_B および車体重心回りのモーメント M_B に比例する形で、次式のように定義する。

$$\left. \begin{aligned} y_B &\equiv C_y F_B + D_y M_B + y_{B0} \\ \phi_B &\equiv C_\phi F_B + D_\phi M_B + \phi_{B0} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ここで、左右方向の力 F_B と車体重心回りのモーメント M_B は次の通りである。

$$\left. \begin{aligned} F_B &= F_S + m_B \alpha_u + m_B \alpha_y \\ M_B &= -e F_S \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

また、 C_y 、 D_y 、 C_ϕ 、 D_ϕ は車両のばね系の影響を表す係数であり、 y_{B0} 、 ϕ_{B0} はストッパ当たりの影響を表す項である。これらの値は、車両のばね系の静的なポテンシャルエネルギーのつり合いから求めることができる²⁾。式(6)の y_B 、 ϕ_B を式(5)に代入して、各外力との対応が分かるように整理すると式(8)を得る。

$$D = \frac{1}{b} \left[\frac{h_G^*}{g} \alpha_u + \frac{1}{g} (h_G^* - \frac{\mu}{1+\mu}) \alpha_y + \frac{h_{BC}^*}{(1+\mu)m_B g} F_S + \left\{ b - y_{B0} + e \phi_{B0} - \frac{e^*}{g} (\alpha_u + \alpha_y) \right\} \frac{F_L}{(1+\mu)m_B g} + (-e^* + e b^*) \frac{F_S F_L}{(1+\mu)(m_B g)^2} + \frac{y_{B0}}{1+\mu} \right] \quad (8)$$

ただし、 h_G は車体と台車を合わせた車両の重心高さのことである。また、式*が付された記号は、それぞれ以下の通りに定義する。

$$\left. \begin{aligned} h_G^* &\equiv h_G + \frac{C_y}{1+\mu} m_B g \\ h_{BC}^* &\equiv h_{BC} + (C_y - eD_y) m_B g \\ e^* &\equiv h_{BC}^* - h_{BC} = (C_y - eD_y) m_B g \\ b^* &\equiv (C_\phi - eD_\phi) m_B g \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式(8)の右辺について、第1項は超過遠心力の影響を表し、第2項は左右振動慣性力の影響を表し、第3、4、5項は空気力の影響を表す（さらに第4項は、超過遠心力および左右振動慣性力の影響も含む）。第4項の y_{B0} 、 ϕ_{B0} はストップ当たりの影響を表す項であり、車体が台車の左右動ストップおよび空気ばね上下動ストップに当たっていないときはゼロ、当たっているときは、それぞれのストップ当たりに対応する定数項となる。

3. 横力負荷試験

3.1 試験概要

詳細計算式の妥当性を検証するため、横風による空気力に相当する横力を実物車両に負荷する試験（以下、横力負荷試験という）を、鉄道総研の試験線ピットで行った。試験車両は、鉄道総研所有の試作車両を用いた。台車は一般的なボルスタレス台車である。車両を定置するピットの脇に柱を建て、柱に取り付けた滑車を介して車体とチェーンブロックをワイヤーロープでつなぎ、車体の前後2箇所を横方向に牽引した（図2）。測定項目は、横力、輪重、車体変位、空気ばね内圧等である。横力は、ワイヤーロープと車体との間に直列につながれたロードセルで測定した。輪重はレールに貼り付けた歪みゲージにより測定した。車体変位については、ポテンシオメータ式変位計で左右・上下変位を、傾斜角計で傾斜角をそれぞれ測定した。

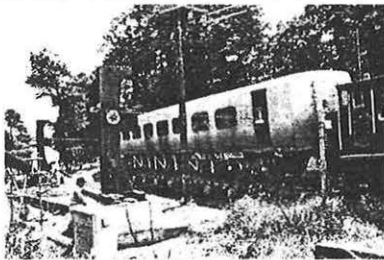


Fig.2 A view of full scale experiment

3.2 試験条件

試験条件は、①横力負荷高さ、②空気ばねの状態、をそれぞれ変えることによって設定した。

横力負荷高さについては、レールレベルから2430mmと2230mmの2箇所を設定した（以下、それぞれ、「負荷高さ：高」、「負荷高さ：低」という）。横力負荷高さは式(2)の風圧中心高さ h_{BC} に相当する。これまでに行われた風洞試験結果から、式(2)におけるローリングモーメント係数 C_M は、一般的に-0.2~-0.01程度の負の値をとることが多く、この場合の風圧中心高さは、車体中心高さよりも数十～数百mm低くなる。また、防風柵等が設置されていて車体の上部に風が当たるような場合には、ローリングモーメント係数は正の値をとり、風圧中心高さは車体中心高さよりも若干高くなる。今回の試験に用いた車両の車体中心高さは2320mmであり、横力負荷高を2230mmと2430mmに設定したのは、上記の理由によるものである。

空気ばねの状態については、空気ばね高さ調整弁（以下、LVと略記する場合もある）および差圧弁（以下、DPと略記する場合もある）の動作の有無による条件を設定するとともに、空気ばねパンク状態を設定した。2章で述べた詳

細計算式では、計算の簡略化のためLVおよびDPの動作は考慮していない。そこで、今回は、詳細計算式の前提条件である、LVおよびDPが動作しない条件で試験を行うとともに、通常の営業列車と同じように両者とも動作可能な条件でも試験を行った。また、車体重心高さを低くし、かつ横力による車体変位を抑えられる可能性が考えられるという観点から、空気ばねパンク状態でも試験を行った。

4. 検証結果

4.1 検証項目

今回は横力と輪重減少率との関係を検証する。また、横力と車体重心変位との関係についても検証する。変位については、左右、上下、およびロール角変位を対象とする。検証すべき計算式は式(8)から横力に関する項を抜き出した式であり、式(8)'のようになる。

$$D = \frac{1}{b} \cdot \frac{h_{BC}^*}{(1+\mu)m_B g} \cdot F_s + \frac{1}{b} \cdot \frac{y_{B0}}{1+\mu} \quad (8)'$$

本来なら2章で示したすべての外力が働いた状態で式(8)全体を検証するのが望ましいが、そのような試験を行うことは不可能であるため、転覆に最も大きな影響を及ぼす横力について検証を行うこととした。なお、今回の試験で横力と輪重減少率との関係における妥当性が検証されれば、超過遠心力および左右振動慣性力と輪重減少率との関係については、横力と同じ横方向の力で負荷高さが異なるだけであるので、同様に妥当性が検証されたと見なすことができる。また、揚力については、車輪/レール接触点回りのモーメントを考えると、モーメントの腕の長さが短いため、揚力によるモーメントが輪重減少率に及ぼす影響は比較的小さいと考えられる。従って、横力のみに関する式(8)'の妥当性が検証されれば、式(8)の妥当性も同様に検証されたと見なすことができる。

4.2 結果比較

横力と輪重減少率との関係、および横力と車体変位との関係を、図3～図6に示す。また、詳細計算式（式(8)'）による計算結果も、同じ図に実線および点線で示す。

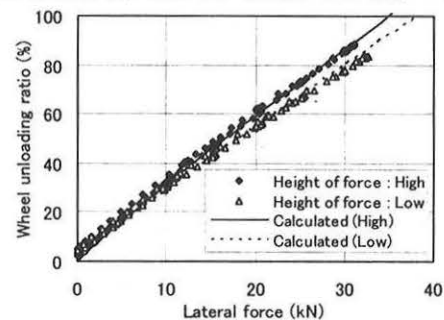


Fig.3 Wheel unloading ratio

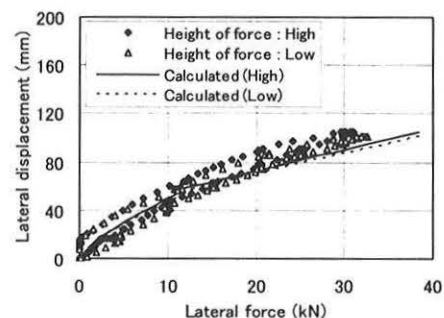


Fig.4 Lateral displacement of the center of gravity

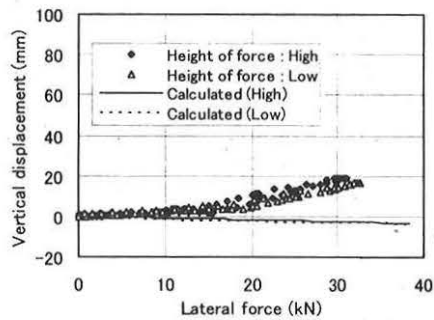


Fig.5 Vertical displacement of the center of gravity

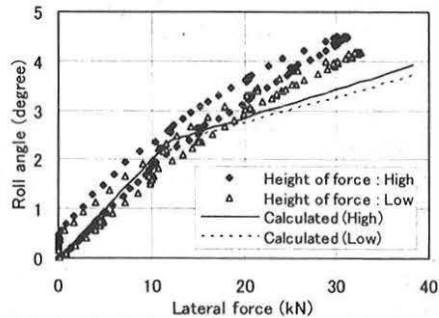


Fig.6 Roll displacement of the car body

図3から、横力と輪重減少率との関係について計算値と実測値は概ね一致することが確認できた。また、図4から、横力と車体重心左右変位との関係についても、実測値に若干のヒステリシスが見られるものの、計算値と実測値は概ね一致することが確認できた。一方、図5、図6から、横力と車体重心上下変位およびロール角変位との関係については、横力が小さいうちは、計算値と実測値は概ね一致するが、計算上で横力と重心変位との関係が急に変化する所（計算結果の内容を見ると、上下動ストップ当たりが発生している所）よりも横力が大きくなると、計算値と実測値との差が大きくなる結果が得られた。従って、車体重心変位を精度良く推定しなければならない場合には、現行の詳細計算式における上下動ストップ当たりの考え方を修正する必要があると考えられる。しかし、図3からわかるように、輪重減少率に関しては計算値と実測値は概ね一致していたことから、車体重心変位の推定誤差が輪重減少率に及ぼす影響は比較的小さいと考えられる。従って、輪重減少率（または転覆限界風速）の検討をする際には、詳細計算式により概ね妥当な結果が得られることが確認された。

4.3 計算上考慮しない条件が輪重減少率に及ぼす影響

本節では、詳細計算式では考慮していない空気ばねに関する条件が輪重減少率に及ぼす影響について検討する。

図7～図8に、上記の各条件における横力と輪重減少率との関係を示す。いずれの図においても、計算値は高さ調整弁（LV）や差圧弁（DP）が動作しない条件のもとに得られた結果であり、比較の基準となる実測値（◆印）も同じ条件で得られた結果である。

図7より、高さ調整弁および差圧弁の両方が動作可能な状態（通常の走行状態）では、両者が動作しない場合と比較して輪重減少率が小さくなる。これは、高さ調整弁の動作が空気ばねの変位を抑えていることによるものと考えられる。図8より、空気ばねパンク状態では、空気ばねが通常の状態と比較して輪重減少率が小さくなる。これは、空気ばねがパンクすることにより車体重心が約30mm下がるためであるとともに、車体変位の左右剛性、ロール剛性が

ともに高くなることにより、車体重心の左右変位が少なくなるためであると考えられる。

以上から、詳細計算式では考慮していない空気ばねに関する条件が輪重減少率に及ぼす影響については、これらを考慮した場合にはいずれも輪重減少率は小さくなる傾向が認められた。従って、詳細計算式ではこれらの条件を厳しい側に仮定していることになり、輪重減少率（または転覆限界風速）の検討に関して、安全側の評価として概ね妥当であることが確認された。

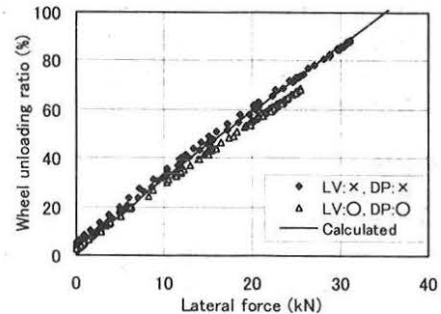


Fig.7 Effect of LV and DP

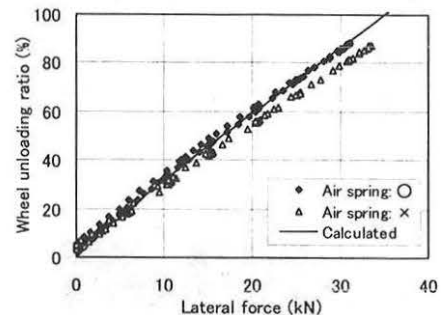


Fig.8 Effect of air spring condition

5. まとめ

車両に働く外力の静的なつり合いから、外力と輪重減少率との関係を求める静的解析式（詳細計算式）の妥当性を検証するため、鉄道総研の試験線ピットにおいて実物車両を用いた横力負荷試験を行った。試験結果を解析した結果、横力と輪重減少率との関係について、計算値と実測値は概ね一致し、計算式は妥当であることを確認した。また、横力と車体重心変位との関係については、横力が大きくなると計算値と実測値の差が大きくなる傾向が認められたが、これらが輪重減少率の推定精度に及ぼす影響は比較的小さいことを確認した。さらに、詳細計算式では考慮していない空気ばねに関する条件については、これらを考慮した場合には輪重減少率は小さくなる傾向があり、安全側の仮定となっていることを確認した。

以上のことから、詳細計算式は、鉄道車両の転覆限界風速あるいは輪重減少率を評価する式として、実用上十分な精度を有するものである。従って、横風による運転規制等を検討する際に有用な手法として、鉄道の安全性向上に役立つものと考えられる。

参考文献

- 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