

空気ばねパンクを考慮した 車両走行シミュレーションモデルの構築

飯田 忠史* 野崎 圭祐* 田中 隆之**

Construction of the Simulation Model of Railway Vehicle in Consideration of Air Springs Deflation

Tadanobu IIDA Keisuke NOZAKI Takayuki TANAKA

When air springs of railway vehicles go flat, the wheel load is decreased by track irregularity. In order to examine the running safety of the railway vehicle under the air spring deflation, running tests were carried out, and various data such as wheel load, lateral force, force acting on the air spring and the amount of climbing of the wheel were obtained. Furthermore, we constructed a numerical simulation model of a railway vehicle in consideration of an air spring deflation, and its validity was confirmed through the comparison with the test results. And, the relation between the curve specifications and the amount of climbing of the wheel was investigated.

キーワード：空気ばねパンク，走行安全性，輪重減少，車輪上昇量，曲線通過シミュレーション

1. はじめに

鉄道車両に用いられる空気ばねは，上下方向の剛性を小さくすることによって台車から車体に伝わる振動を絶縁し，良好な乗り心地を実現している。

しかしながら，自動車との衝突によって空気配管が破損したり，列車救援時に垂直座屈に対する安全性を高める場合に空気ばねをパンク状態にすることがある¹⁾。この時，車体上下支持剛性が大きくなり，軌道の平面性変位に対する追従性が悪化し，輪重減少が大きくなることが知られている。

そこで，空気ばねパンク時の走行安全性を検討するために，パンク状態での走行試験を実施して，輪重・横圧や空気ばねに作用する力，ならびに車輪上昇量を測定した。また，定置試験においてもパンク状態の空気ばねに作用する力を測定し，そのデータを基にパンク時の空気ばねをモデル化したシミュレーションプログラムを作成し，走行試験データと比較することによって，そのモデルの妥当性を検証した。最後に，このプログラムを用いて曲線諸元と走行安全性の関係についてパラメータスタディを行った。

2. 走行試験

走行試験は，鉄道総研所有の試験車両を用いて，鉄道総研所内の試験線の曲線部で実施した。

2.1 試験車両

図1に試験車両の概要を示す。台車は鉄道総研所有の試験用台車（RTR235台車）で，車輪踏面形状が修正円弧踏面，軸箱支持方式が円錐積層ゴム式の在来線用ボルスタレス台車である。この車両の第1軸にはPQ軸が取り付けられており，新連続法によって輪重と横圧を測定した。空気ばねに作用する力は積層ゴムの下部に3分力のフォースセンサーを挿入して，車輪上昇量は軸箱体に取り付けた変位計のレーザーをレール頭頂面に照射することによって測定した。

この試験車両の主な諸元を表1に示す。パンク時の車体上下支持剛性は8.9MN/m/空気ばね（積層ゴムの上下剛性）であり，健全時（0.43MN/m，空気ばね上下剛性）の約20倍の大きさになる。荷重条件は輪重減少率が大きくなりやすい空車とした。なお，平均輪重は34kN程度であり，比較的軽量の営業車の空車状態に相当する。PQ軸が取り付けられた第1軸の静止輪重アンバランスは，空気ばね健全時が4.9%，パンク時が4.8%であり，どちらも外軌側輪重が小さかった。

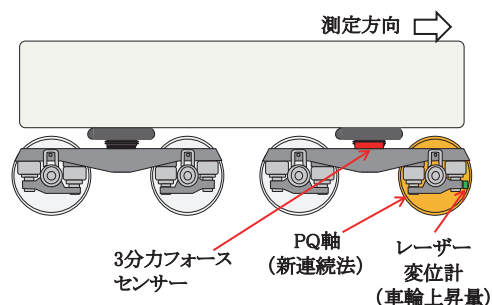


図1 試験車両概要

* 車両構造技術研究部 車両運動研究室

** 鉄道力学研究部 車両力学研究室

特集：車両技術

表1 試験車両の主な諸元

車体質量	19930kg	軸ばね前後剛性	11.8MN/m/軸
台車枠質量	1390kg	軸ばね左右剛性	10.4MN/m/軸
輪軸質量	1240kg	軸ばね上下剛性	2.80MN/m/軸
軸距	2.1m	空気ばね前後剛性	※0.11MN/m/個
BC間距離	13.8m	空気ばね左右剛性	※0.11MN/m/個
車体重心高さ	1.7m	空気ばね上下剛性	※0.43MN/m/個
-	-	積層ゴム上下剛性	8.9MN/m/個

※健全時、空気ばね荷重 7200kg のときの静的値

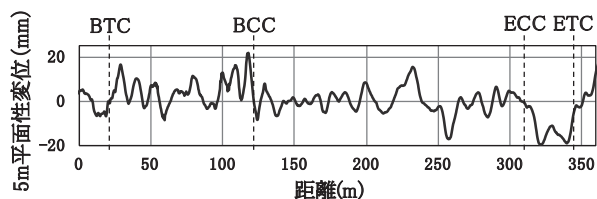


図2 5m 平面性変位 (鉄道総研試験線)

2.2 鉄道総研試験線

対象とする曲線は半径 160m, カント 90mm, カント通減倍率は入口側がおおよそ 1100倍, 出口側が 400倍である。図2に5m平面性変位を示す。ここでは、前軸外軌側の車輪が沈み込むような場合を-の符号で示す。この試験線には、円曲線中の260m付近と出口側緩和曲線中の320m付近に軌道不整またはカント通減による大きな平面性変位が存在する。

このような条件より、今回の試験曲線は走行安全性に関して営業線より厳しい条件にあると言える。

2.3 試験条件

今回の試験では、空気ばね条件は健全とパンクの2条件とし、それぞれ速度 10km/h で走行した。急曲線通過時において、車輪-レール間の摩擦係数に相当する内軌側横圧輪重比 κ はともに 0.37 であり、走行試験はレール乾燥状態の下で実施されたと判断できる。

2.4 試験結果

パンク状態における試験結果を健全時の波形と併せて図3に示す。ここでは比較しやすくするために、1ms 間隔でサンプルした時刻歴データに1秒間の移動平均処理を施している。この図において、空気ばね上下力は車両が静止している状態からの変化分を示している。また、台車旋回抵抗モーメントは、空気ばね前後力によって生じる台車中心回りのモーメントを示しており、正の場合が第1軸の外軌側横圧を増加させる方向のモーメントである。

(1) 車輪上昇量

健全時には車輪が乗り上がるような兆候は認められなかった。一方、パンク時の車輪上昇量は、平面性変位が大きい円曲線中の260m付近で6mm程度まで上昇し、その後元に戻るが出口側緩和曲線に入ると再び上昇

し、最大17mm程度まで上昇した。このことから、車輪-レール接触位置は、260m付近ではフランジ直線部まで、出口側緩和曲線ではフランジ先端の14R部まで達していたと考えられる。

(2) 輪重

パンク時には、260m付近や出口側緩和曲線の平面性変位が大きい箇所では輪重減少が大きくなる。これは、パンク時は車体上下支持剛性が大きく、平面性変位に対する台車の追従性が悪化したためである。パンク時では出口側緩和曲線に入って10mくらいまでは輪重が直線的に8kN程度まで減少する。その後、車輪がフランジ直線部でレールと接触している間は一定となり、フランジ先端の14R部に接触点が移動すると約3kNほど増加する。その後、車輪上昇が元に戻る瞬間にほぼ0まで減少した。

(3) 横圧

横圧に関しては空気ばね条件に依らず同程度であった

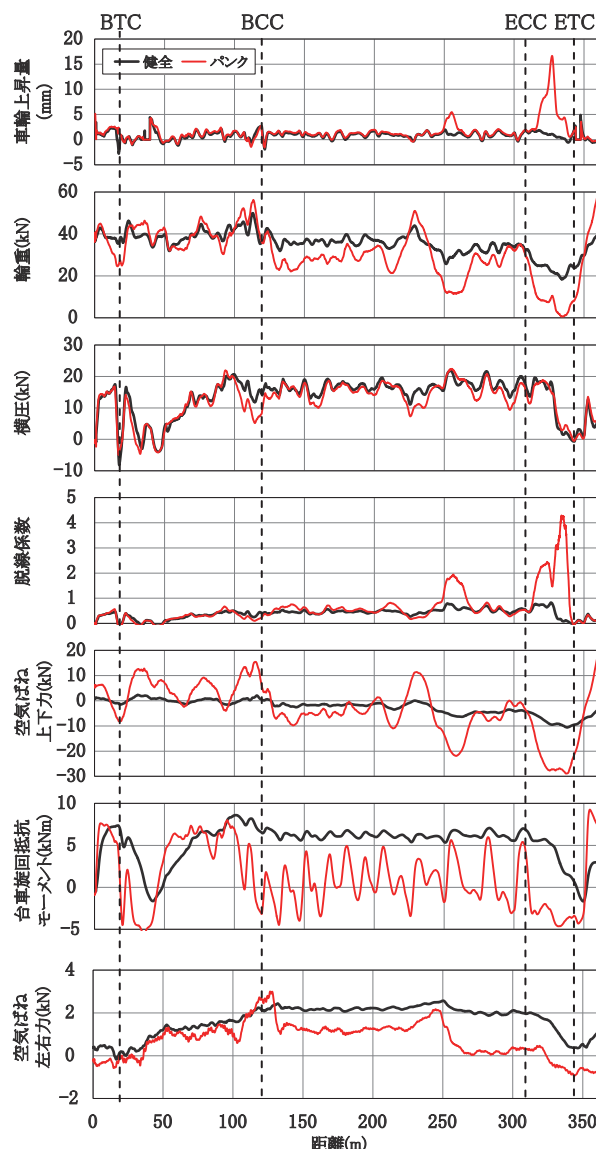


図3 走行試験結果の比較 (速度 10km/h, $\kappa=0.37$)

が、パンク時では台車旋回抵抗モーメントが負となる地点において、健全時より小さくなる傾向が認められた。これは、負の台車旋回抵抗モーメントが第1軸の外軌側横圧を減少させたためと考えられる。

(4) 脱線係数

パンク時では平面性変位が大きい地点では輪重変動が大きくなるので、脱線係数は健全時より大きくなりやすい。パンク時の脱線係数（移動平均後）は、平面性変位が大きい255m付近では2程度であり、出口側緩和曲線において車輪上昇量が10mmを超えて乗り上がることで2.5程度であった。なお、パンク時の最大値は4.3であったが、これは上昇した車輪が元に戻る瞬間に輪重がほぼ0まで減少したことによって生じたものである。

(5) 空気ばねに作用する力

健全時の空気ばねに作用する上下力は、出口側緩和曲線で最大10kN程度減少した。一方、パンク時では、255m付近で22kN程度、出口側緩和曲線においては30kN程度減少した。

空気ばねに作用する前後力から求めた台車旋回抵抗モーメントは、健全時には線路の曲率にほぼ比例した波形になっている。一方、パンク時では、円曲線中の定常成分はほぼ0であり、途中大きな変動が生じている地点があるが、健全時より大きくなることは無かった。また、出口側緩和曲線では常に負であったことから、パンク時の台車旋回抵抗モーメントが健全時より横圧を増加させるように作用することは無かった。

空気ばねに作用する左右力は、円曲線中で健全時がおおよそ2kN、パンク時が1kNであり、パンク時の空気ばね左右力は健全時と同程度かそれ以下であった。

今回の試験結果より、空気ばねパンク時には健全時と比べて、空気ばね荷重の変動が大きくなることによって輪重が大きく減少し、これに伴って脱線係数や車輪上昇量が大きくなりやすいことが確認された。一方で、台車旋回抵抗モーメントや横圧には健全時と比べ顕著な増加は認められなかった。

3. 定置試験

3.1 台車旋回性能試験装置

パンクした空気ばねに作用する力の把握と、シミュレーションモデル作成のため定置試験を実施した。

図4に鉄道総研所有の台車旋回性能試験装置²⁾を示す。本装置は、空気ばね、ダンパ、牽引装置を組み込んだ状態で車体荷重を負荷し、台車の旋回抵抗を測定するものである。

ここでは空気ばねに作用する力、空気ばね変位（空気

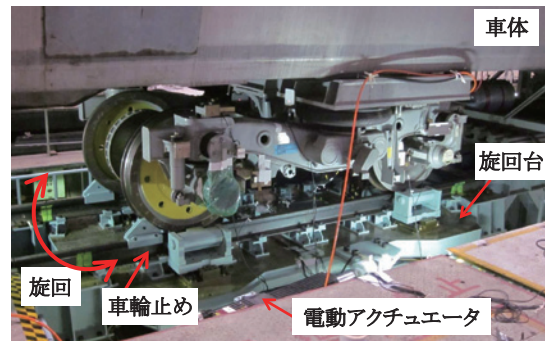


図4 台車旋回性能試験装置

ばね位置における車体 - 台車間相対変位) および旋回台の旋回角を測定した。

3.2 試験結果

図5に周波数0.1Hz、振幅1degと4.5degで台車を旋回させた時の空気ばね前後力の時刻歴波形を示す。また、この時の空気ばね前後変位と前後力の関係を図6に示す。なお、幾何学的に求められる旋回角（ボギー角）と曲線半径の関係は、台車中心間距離13.8mの車両において、旋回角1degが曲線半径400mに相当し、4.5degが半径90mに相当する。

図5より、パンク時の前後力は健全時より急峻に立ち上がり、ある値で飽和していることがわかる。この前後力の急峻な立ち上がりは、パンク時において車体と台車は積層ゴムで支持され、この前後剛性が健全時の空気ば

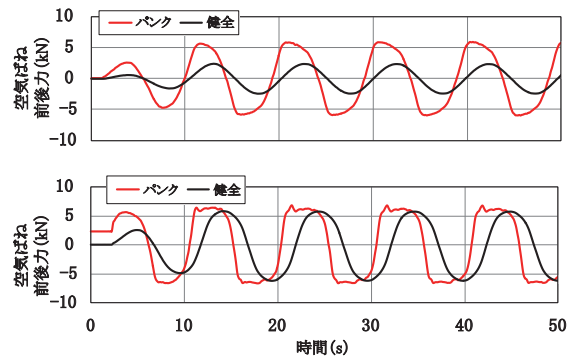


図5 空気ばね前後力の比較

(周波数：0.1Hz、旋回角：上図1deg、下図4.5deg)

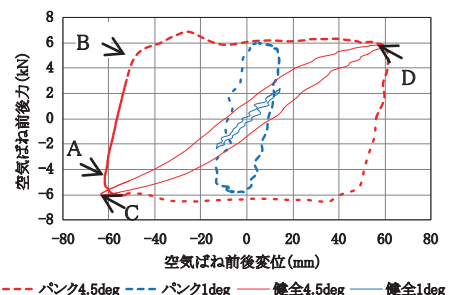


図6 空気ばね前後変位と前後力の関係

特集：車両技術

ねの4～6倍程度の大きさであることによって生じる(図6のAB, CDの傾きに相当)。

前後力の飽和は、積層ゴムのせん断力が空気ばね摺動部の最大静止摩擦力を越え、滑りが生じることを示す。これにより、パンク時の前後力は旋回角が小さい場合には健全時より大きくなるが、滑りが生じると両者の差は小さくなる。

以上のような特徴を模擬するためには、パンク時の空気ばねモデルとして非線形性を考慮したモデルが必要となる。

4. パンク時の空気ばねモデルの作成

4.1 記号の説明

この章で用いる主な記号は以下のとおりである。

- $F_{kzz, H}$: 空気ばねに作用する上下および水平方向の力
- $k_{GZ, H}$: 積層ゴムの上下および水平方向の剛性
- F_{GH} : 積層ゴムのせん断力
- $\mu_{1, 2}$: 摺動部の静止摩擦係数および動摩擦係数
- $F_{1, 2}$: 最大静止摩擦力および動摩擦力
- $F_{2X, Y}$: 動摩擦力の X, Y 方向分力
- $\delta_{z, H}$: 積層ゴムの上下および水平方向のたわみ量
- δ_{H0} : 1 計算ステップ前の δ_H
- x_{GU}, y_{GU} : 積層ゴム上面の X, Y 座標
- x_B, y_B : 空気ばね上面板の X, Y 座標
(空気ばね位置における車体 - 台車間相対変位)
- x_0, y_0 : 空気ばね上面板と積層ゴム上面の X, Y 座標の差
($x_0 = x_B - x_{GU}, y_0 = y_B - y_{GU}$)

4.2 パンク時の空気ばねモデル

パンク時の空気ばねモデルを図7に示す。このモデルでは、上下方向に関して車体は単純に積層ゴムの上下剛性のみで支持され、水平方向に関しては積層ゴムの水平方向の剛性と、空気ばね内部の摺動部で構成される。

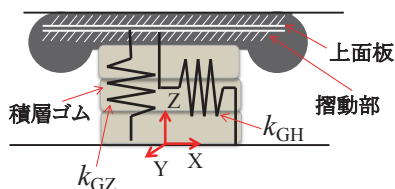


図7 パンク時の空気ばねモデル

4.3 空気ばね力の算出手順

積層ゴム下面中央に原点をとると、空気ばねに作用する上下および水平方向の力は次のように計算される。

(1) 上下方向

空気ばねに作用する上下方向の力 F_{kzz} は、積層ゴム

の上下方向のたわみ量を用いると式(1)で求められる。

$$F_{kzz} = k_{GZ} \delta_z \tag{1}$$

(2) 水平方向

空気ばねに作用する水平方向の力は図8に示す手順で算出される。計算は摺動部での滑りが生じていない状態から開始し、 x_0 および y_0 の初期値は0とする。

まず、図8①において、最大静止摩擦力と積層ゴムのせん断力を式(2)、式(3)より算出する。

$$F_1 = \mu_1 F_{kzz} \tag{2}$$

$$F_{GH} = k_{GH} \delta_H \tag{3}$$

ここで、 δ_H は積層ゴム上面の X, Y 座標から求められるが、既知である x_B, y_B, x_0, y_0 を用いると式(4)となる。

$$\delta_H = \sqrt{x_{GU}^2 + y_{GU}^2} = \sqrt{(x_B - x_0)^2 + (y_B - y_0)^2} \tag{4}$$

この時、積層ゴムのせん断力が最大静止摩擦力より小ければ、滑らずに積層ゴムのせん断力が空気ばね力 F_{kzH} となる(③)。また、空気ばね上面板と積層ゴム上面は一体となって動くので、 x_0, y_0 は変化せず、次の計算ステップに移る。

一方で、積層ゴムのせん断力が最大静止摩擦力を越えた場合では、摺動部は滑り、空気ばね力 F_{kzH} は式(5)で与えられる動摩擦力と等しくなる(⑤)。

$$F_2 = \mu_2 F_{kzz} \tag{5}$$

この時、空気ばね上面板と積層ゴム上面は滑っているので x_0, y_0 は式(6)となる。

$$\begin{aligned} x_0 &= x_B - F_{2X} / k_{GH} \\ y_0 &= y_B - F_{2Y} / k_{GH} \end{aligned} \tag{6}$$

滑りが生じている場合、次の計算ステップにおいては、積層ゴムの水平方向のたわみ量 δ_H が増加すれば滑っている、減少していれば滑っていないと判断する。

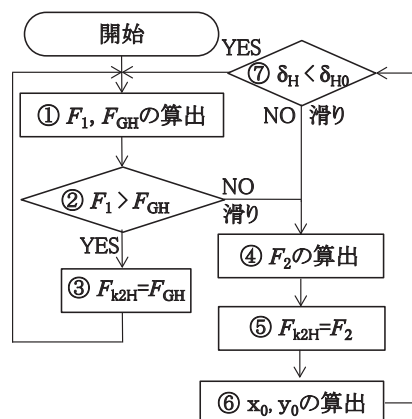


図8 水平方向の空気ばね力算出のフローチャート

4.4 シミュレーションモデルの検証

定置試験結果から同定したパンク時の空気ばね諸元を表2に示す。なお、積層ゴム上下剛性は図面に記されている値をそのまま用いた。また、この値を用いた時のシミュレーション結果と試験結果の比較の一例として、周波数0.1Hz、旋回角4.5degの時の前後力の波形を図9に、この時の空気ばね前後変位と前後力の関係を図10に示す。

これらの図より、シミュレーションは、台車旋回角の立ち上がりや旋回する方向が変わるときに生じる空気ばね前後力の急激な変化と、前後力が動摩擦力に飽和する前後力特性などが適切に模擬できており、このモデルは妥当であると考えられる。

表2 パンク時の空気ばね諸元

積層ゴム水平方向剛性	0.6 MN/m	静止摩擦係数	0.13
積層ゴム上下剛性	8.9 MN/m	動摩擦係数	0.11

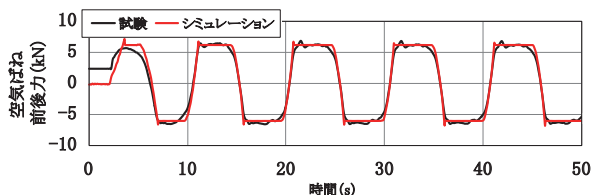


図9 試験結果とシミュレーション結果の比較
(周波数：0.1Hz、旋回角：4.5deg)

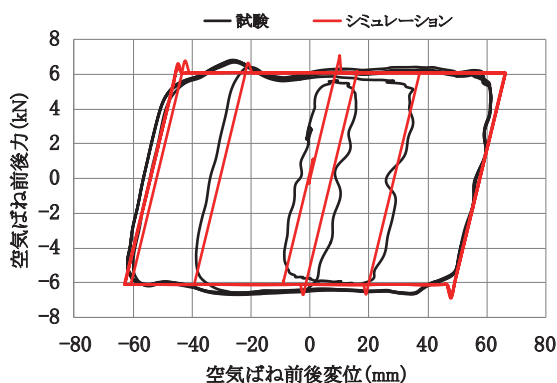


図10 空気ばね前後変位と前後力の関係
(周波数：0.1Hz、旋回角：4.5deg)

5. 曲線通過シミュレーション

前章で作成したパンク時の空気ばねモデルを用いて、2章の走行試験条件に合わせた曲線通過シミュレーションを実施した。

5.1 解析モデル

シミュレーションに用いた解析モデルを図11に示す。

このモデルは38自由度の1車両モデルである。レールからの入力として高低、通り、水準の軌道不整を考慮し、車輪・レールに作用するクリープ力にはレビ・シャルテの非線形特性を適用した。

5.2 シミュレーション結果

図12にシミュレーション結果を試験結果と併せて示す。

5.2.1 車輪上昇量

車輪上昇量は255m付近および出口側緩和曲線において、車輪が上昇するタイミング、上昇量とも良く一致している。

5.2.2 輪重、横圧、脱線係数

輪重については、平面性不整やカント逓減による変動、車輪がフランジ先端の14R部でレールと接触する際の増加などが良く一致している。

横圧については150～250m付近で5kN弱の差が認められるが、250m以降では差が小さくなっており、おおむね模擬できている。

脱線係数は、試験結果が2を超えるような場合に一致しなかったが、これは分母である輪重が極端に小さい場合、わずかな差が大きく影響するためであると考えられる。ただし、脱線係数が立ち上がるタイミングなどは模擬できている。

5.2.3 空気ばね作用力

空気ばね上下力は輪重と同様に平面性不整やカント逓減による変動などよく一致している。台車旋回抵抗モーメントは定常成分に3kNmほどの違いが認められるが、大きな変動成分などのパンク時の特徴を模擬できている。

空気ばね左右力の差は1kN程度であり、おおむね一致していると考えられる。

以上のことより、今回作成した空気ばねモデルは、パンク時の特性をおおむね模擬できていることが確認でき、曲線通過時の走行安全性を評価するシミュレーションツールとして妥当と考えられる。

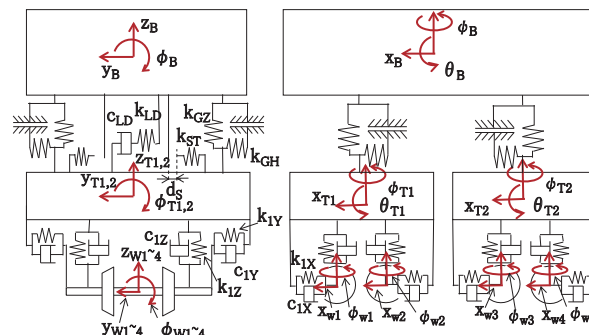


図11 1車両シミュレーションモデル

特集：車両技術

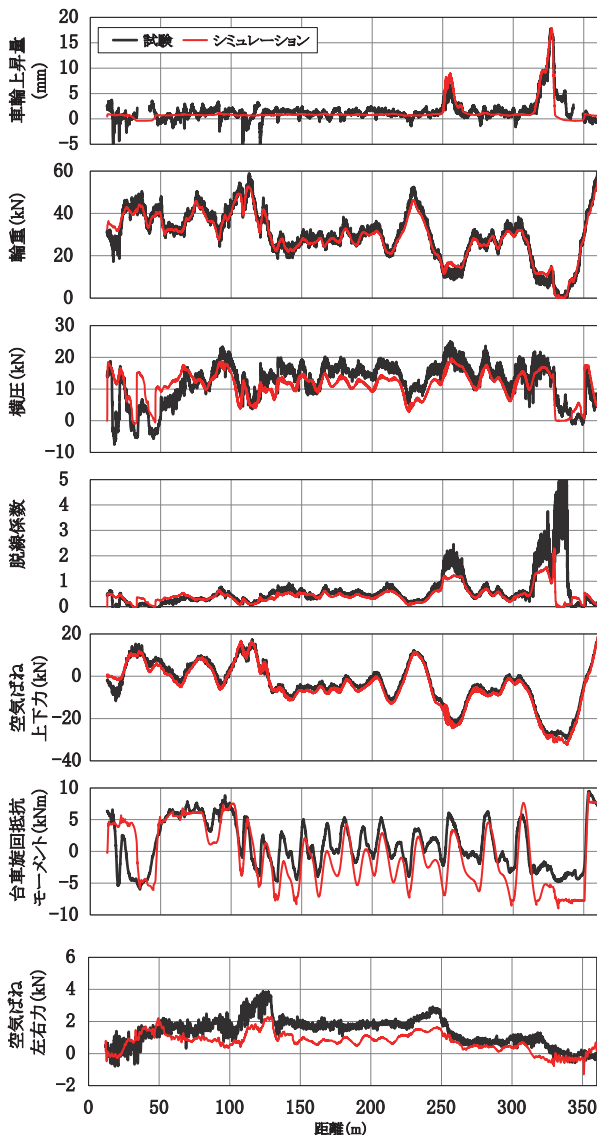


図12 シミュレーション結果と試験結果の比較

6. パラメータスタディ

空気ばねパンク時の走行安全性を視覚的に把握するための試みとして、上記のシミュレーションプログラムを用いて、曲線諸元と車輪上昇量の関係を求めた。ここでは一例として、曲線半径 200m、車輪-レール間の摩擦係数を 0.4 とし、カント量とカント逓減倍率をパラメータとした。なお、この検討では軌道不整は考慮していない。

図 13 に車輪上昇量に対するカント逓減倍率とカント量の影響を示す。これは、カント逓減倍率を横軸に、カント量を縦軸に取り、車輪上昇量の等高線図を描いたものである。車輪がレールとフランジ直線部で接触し始め

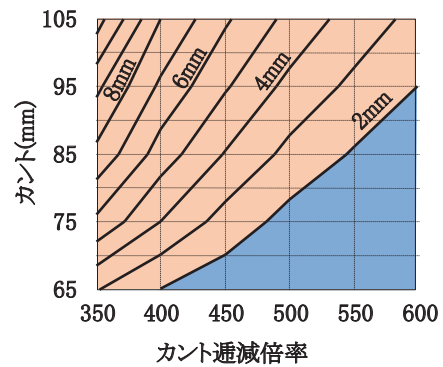


図 13 曲線諸元と車輪上昇量の関係
(R200, 車輪 - レール間の摩擦係数 0.4)

るときの車輪上昇量が 2mm 程度であることを考慮すると、パンク時でもフランジ直線部で接触をせずに走行できる曲線条件が図中の青色で示される。

このように、本件で開発したシミュレーションプログラムは、救援回送時など空気ばねをパンクさせた場合の走行安全性を評価し、より安全な回送ルートの検討等に活用可能と考える。

7. まとめ

空気ばねパンク時の走行安全性を検討することを目的として、パンク状態で走行試験を実施した。また、パンク時の空気ばねをモデル化した曲線通過シミュレーションプログラムを作成し、曲線諸元が空気ばねパンク時の走行安全性に与える影響を検討した。これらの結果は以下の通りであった。

- (1) 実車を用いた走行試験により、空気ばねパンク時は健全時と比べ輪重減少が大きくなり、これに伴って脱線係数や車輪上昇量が大きくなりやすいことを確認した。
- (2) シミュレーション結果と試験結果を比較検証することによって、パンク状態の空気ばねをモデル化した曲線通過シミュレーションの妥当性を示した。

文 献

- 1) 中橋順一：列車の座屈現象, RRR, Vol.65, No.8, pp.26-29, 2008.8
- 2) 田中, 飯田, 飯田, 鈴木, 宮本：台車旋回性能試験装置による台車試験, 第 19 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, pp.531-534, 2012