

2102 台車旋回性能試験装置による台車試験

正 [機] ○田中 隆之 (鉄道総研)

正 [機] 飯田 浩平 (鉄道総研)

正 [機] 飯田 忠史 (鉄道総研)

正 [機] 鈴木 貢 (鉄道総研)

正 [機] 宮本 岳史 (鉄道総研)

Railway bogie characteristic test using the bogie rotational resistance test machine

Takayuki TANAKA, Railway Technical Research Institute, 2-8-38 Hikari-cho, Kokubunji, Tokyo

Kohei IIDA, Railway Technical Research Institute

Tadanobu IIDA, Railway Technical Research Institute

Mitsugi SUZUKI, Railway Technical Research Institute

Takefumi MIYAMOTO, Railway Technical Research Institute

Recently, the bogie rotational resistance test machine has been developed and the rotational resistances can be measured directly. The rotational resistance of bogie is considered to be composed of the rigidity of air spring, dampers, and links. To investigate the effect of the each component, the rotational resistance was measured with mounting and dismounting those components. In addition, a method to measure the radius of the gyration of the bogies using the bogie rotational resistance test machine has been devised. Some results from those measurements and the possible sources of the rotational resistance are described in this paper.

Keywords : Railway vehicle, Curving performance, Running safety, Air spring, Bogie rotational resistance

1. はじめに

鉄道車両においては、台車 - 車体を結合する主な部品として、まくらばね、ダンパ類 (左右動ダンパ、ヨーダンパ)、牽引装置がある。

鉄道車両の2次サスペンション系のまくらばねには空気ばねが多く用いられている。台車が車体に対してヨー角を持つ時には空気ばねの前後剛性に起因する力が発生し、回転しようとする台車を元に戻そうとする方向に作用する。これが台車の旋回抵抗として作用すると考えられている。台車が一定角度内を低速で折り返しながら旋回する時の力の発生について模式図を図1に示す。

本報告では台車 - 車体を結合する部品の台車旋回抵抗への影響を台車旋回性能試験装置により実測し、曲線通過の車両運動シミュレーションへの適用を見据えて考察する。また、同時に台車旋回性能試験装置で測定された台車の動的特性の測定、特に台車慣性半径測定についても記述する。なお、台車旋回性能試験装置の諸元、特性等の詳細については前報¹⁾を参照されたい。

2. 解析方法

2.1 台車旋回抵抗の算出

図1にある通り、台車旋回抵抗には復元力成分 (図1中 $k1$, $k2$ 相当)、減衰・摩擦成分 (図1中 D 相当)、が存在すると考えられる。台車を台車旋回性能試験装置上の旋回台に載せ、ある角度内を一定速度で往復する運動を考える。ここで旋回装置起動時や停止時の慣性による影響 (図1中 I 相当) は無視する。この時、回転中心周りの系全体の旋回抵抗モーメント M は2つの成分 M_+ , M_- として次のような式で表わされる。

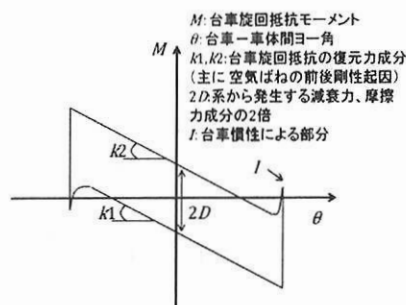


図1 台車旋回抵抗の模式図

$$M_+ = \sum_s k_s L_s \theta - \left| \sum_d c_d L_d \dot{\theta} \right| - \left| \sum_b L_b h_b \right| - |L_t \cdot F_t(\dot{\theta}, m_a)| \quad (\dot{\theta} \geq 0) \quad (1)$$

$$M_- = \sum_s k_s L_s \theta + \left| \sum_d c_d L_d \dot{\theta} \right| + \left| \sum_b L_b h_b \right| + |L_t \cdot F_t(\dot{\theta}, m_a)| \quad (\dot{\theta} < 0) \quad (2)$$

ここで、

k : 台車構成部品の復元力係数 (kN/deg)

θ : 台車 - 車体間ヨー角 (deg)

s : 復元力発生要素 (空気ばね等)

c : 台車構成部品の減衰力係数 (kN/deg/s)

d : 減衰力発生要素 (ダンパ等)

h : 台車構成部品から発生する摩擦力 (kN)

b: 摩擦発生要素
 F_t : 旋回テーブルの摩擦力(kN)
 m_a : 系全体の質量 (kg)
 $L_{s, d, b, t}$: 各要素の回転モーメント作用線に対する腕の長さ (m)

である。旋回範囲内のある角度 θ_i において式(1)と式(2)の和を考えることにより、

$$M_a = M_- + M_+ = \sum_s k_s L_s \theta_i \quad (3)$$

となり、系の復元力成分を抽出することができる。

また、同様に式(1)と式(2)の差を考えると、

$$M_h = M_- - M_+ = \left| \sum_m c_m L_m \dot{\theta}_i \right| + \left| \sum_b L_b h_b \right| + |L_t \cdot F_t(\dot{\theta}, m_a)| \quad (4)$$

となり、系の減衰力・摩擦成分を抽出することができる。以上より旋回台で測定される台車の旋回抵抗について、以下のような手順で解析を行う。

・一定速駆動により、測定領域よりも大きい角度範囲で往復旋回させる。

・台車旋回抵抗の復元力成分は、同角度における系全体の旋回抵抗について、 $\dot{\theta} \geq 0$ 時のものと $\dot{\theta} < 0$ 時のものを用いて式(3)により算出する。

・系の減衰力・摩擦成分は同角度における系全体の旋回抵抗について、 $\dot{\theta} \geq 0$ 時のものと $\dot{\theta} < 0$ 時のものを用いて式(4)により算出、ただし、旋回テーブル自体の摩擦抵抗 $|L_t \cdot F_t|$ は予め特性試験で求められた値¹⁾を用いて差し引き、測定台車由来の減衰力・摩擦力を抽出する。

2.1 台車慣性半径の算出

旋回台に台車単体を載せ、旋回台を正弦波のモーメント M_1 で旋回させた時の運動を考える。その時旋回台の旋回中心と台車旋回中心位置は一致しているものとする。すると、 $\dot{\theta} \geq 0$ であるときの旋回中心周りの運動方程式は、以下のようになる。

$$(m_B \cdot i_B^2 + I_t) \cdot \ddot{\theta} = -M_1 - |L_t \cdot F_t(\dot{\theta}, m_a)| \quad (5)$$

ここで、

m_B : 台車質量 (kg)

i_B : 台車慣性半径 (m)

I_t : 旋回テーブル慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

である。また、 I_t 、 F_t については、旋回台特性試験からすでに求められている¹⁾。旋回台は正弦波旋回していることを考慮すると、式(5)は、

$$M_1 = (m_B \cdot i_B^2 + I_t) \cdot (2\pi f)^2 \cdot \theta - |L_t \cdot F_t(\dot{\theta}, m_a)| \quad (6)$$

と書くことができる。ここで f は旋回周波数である。これより、一定の周波数で正弦波旋回させる時の系全体の旋回抵抗と旋回角度の関係を調べることににより、台車の慣性半径を調べることができる。

3. 試験の概要

台車旋回性能試験装置に試験用試作台車を装着した試験車両を載せ、複数の条件で旋回試験を実施した。試験の様子を図2に示す。試験台車は前後左右が旋回台の中心に来るように誘導、設置し、図2の写真右奥の旋回させない側の台車に輪止めを設置させることで車両を固定した。今回用いた試験用試作台車・車両の諸元を表1に

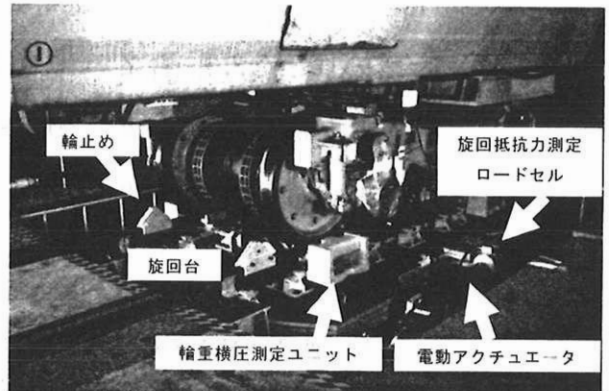


図2 試験用試作台車による旋回性能試験の様子

表1 試験用試作台車・車両の諸元

車体質量	21560	kg
ばね間質量	1460	kg
輪軸質量	1516	kg
左右動ダンパ減衰係数 (1台車)	58.8	kN・s/m
左右動ダンパの取り付け 前後オフセット	0.12	m
空気ばね前後剛性 (静的, 1空気ばね)	0.142±0.014	MN/m
BC間距離の半分	7.2	m
軸距の半分	1.05	m
空気ばね間隔の半分	0.99	m
一本リンクこじりばね 定数	0.082	kN・m/deg
ヨーダンパ減衰力	2.21 (@V=0.5cm/s) 5.88 (@V=5cm/s) V:ピストン速度	kN
ヨーダンパ取り付け位置 (台車中心からの距離)	1.26	m

示す。

本試験においては、まず空気ばねの旋回抵抗への影響を調査するために、空気ばねに通常走行時と同等程度に空気を込めた状態、および空気ばねをパンクさせた状態での旋回抵抗の変化を調査した。

また、その他の台車・車体結合部品である、左右動ダンパ、牽引装置(一本リンク)を着脱しての試験も実施し、それぞれの部品の台車旋回抵抗への影響を調査した。

以上の部品については、通常の通勤形車両の台車に標準的に装備されているものである。次に高速走行する車両(特急形等)に特に装着されるヨーダンパを取り付けて、旋回抵抗の変化を調べた。

また、別途通勤形車両用台車を用いて同様な試験を実施し、特性の違いがないか調査した。

以上の項目に対する試験については、旋回台を任意の一定速度で、決められた範囲まで旋回させる一定速駆動を用いて測定を行った。今回用いた試験車両では概ね旋回台旋回角が4degの時、R100の急曲線走行時に車体一台車間が取る角度と同等になる。そのため、R100通過時の台車旋回抵抗が十分に測定できる様、旋回角は最大4.5degまでとした。なお、台車-車体間ヨー角と旋回台旋回角は測定の結果ほぼ同等であり、以後等価であるとして議論する。旋回速度については0.2, 0.5, 1, 2deg/s

と変化させながら試験を行った。

また、通動形車両については台車単体で正弦波旋回試験を実施し、慣性半径も同定した。

以上の事柄については旋回台を旋回させるためのアクチュエーター先端に装着させたロードセル出力を系全体の旋回抵抗と考えて解析を行った。さらに、台車の旋回抵抗について精査するために、台車-車体間の変位、空気ばねの発生力、空気ばねの変位、ダンパ類のストローク等について、同時サンプリングしてデータ取得を行った。

4. 測定結果

4.1 台車旋回抵抗測定

4.1.1 空気ばね・左右動ダンパ・一本リンクの影響

試験用試作台車を用いて、空気ばねに所定の空気圧を加えた状態（以下、張った状態）とパンクさせた状態、並びに左右動ダンパ・一本リンクをそれぞれ着脱した時の系全体の旋回抵抗モーメントの変化を調べた。例として一定速駆動、速度 1deg/s で $\pm 4.5\text{deg}$ まで旋回させた時に測定された系全体の旋回抵抗モーメントを図3に示す。以下、単位旋回角あたりの旋回抵抗モーメント $[\text{kN} \cdot \text{m}/\text{deg}]$ を旋回抵抗と記す。

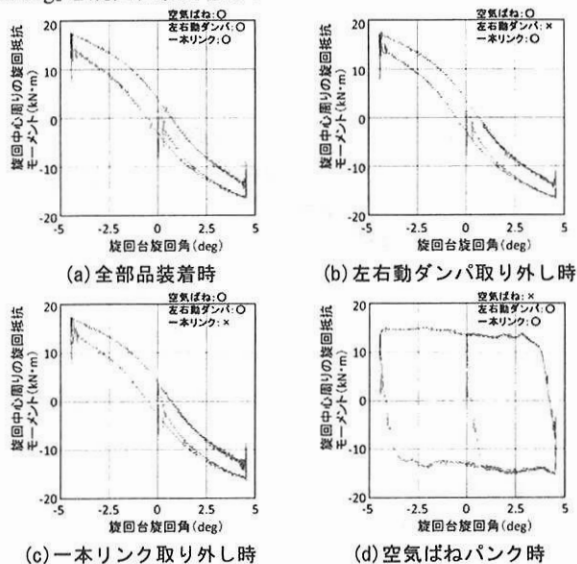


図3 速度 1deg/s 、 $\pm 4.5\text{deg}$ 旋回時の複数条件における系全体の旋回抵抗

図3からも分かる通り、左右動ダンパ及び一本リンクの有無が旋回抵抗に有意に影響していないことが分かる。左右動ダンパについては表1にある通り、今回用いた台車については、旋回中心からの前後オフセットが 0.12m と小さく、諸元から予想される減衰力による旋回抵抗モーメントは約 $0.01\text{kN} \cdot \text{m}$ となる。本測定における旋回抵抗の測定精度は $0.1\text{kN} \cdot \text{m}/\text{deg}$ 程度であった。そのため、有意な差は現れなかったものと考えられる。また、一本リンクについては、表1の一本リンクこじり剛性から予想される旋回抵抗は約 $0.08\text{kN} \cdot \text{m}/\text{deg}$ であり、こちらについても測定精度よりも小さい値であり、実際に測定において有意な差として現れなかった。ただし、一本リンクの着脱前後の試番においては、旋回抵抗が $0.2\text{kN} \cdot \text{m}/\text{deg}$ 程度増減する場合があった。こちらは一本リンクによる台車-車体間の突っ張りの有無により回転中心が僅かにずれた効果であると考えられる。

空気ばねについてはその状態により旋回抵抗に大きな変化が見られた。空気ばねを張った状態では図1にあるような一般的に予想される旋回抵抗と同様な結果が得られた。一方、パンク時には旋回抵抗の振る舞いが大きく変化した。特に、摩擦・減衰力が増大し、復元力成分があまり見られなかった。

本測定においては 0.2 、 0.5 、 1 、 2deg/s と旋回速度を変化させながら測定を行った。しかしながら、前報¹⁾で述べられた、速度に依存する旋回台の摩擦力を考慮すると、旋回抵抗に有意な変化は見られなかった。

4.1.2 復元力と減衰・摩擦力についての考察

全部品装着時（在姿状態）の台車旋回抵抗の復元力成分について考察する。在姿状態での系全体の旋回抵抗は図3(a)に示されている。この時の台車旋回抵抗の復元力成分を2.1節に述べた要領で求めた結果を図4に示す。図4には $\pm 1.6\text{deg}$ の領域において測定結果を線形フィットした線も示されており、その傾きは $-5.0\text{kN} \cdot \text{m}/\text{deg}$ であった。 $\pm 1.6\text{deg}$ における空気ばねの前後変位は $\pm 40\text{mm}$ となる。この領域においては空気ばねの変位に対する剛性の線形性が保たれている。表1に示された空気ばね前後剛性から式(3)を用いて予想される空気ばね由来の旋回抵抗は、 $(-4.7 \pm 0.47)\text{kN} \cdot \text{m}/\text{deg}$ である。以上より、台車旋回抵抗の復元力成分はほぼ空気ばねの前後剛性により決まることが分かる。ただし、 $\pm 1.6\text{deg}$ を超えると、測定値は線形性が保たれず、剛性が小さくなっていくことが分かる。これは空気ばねの大きな変形に伴って、剛性が下がっていることを示している。

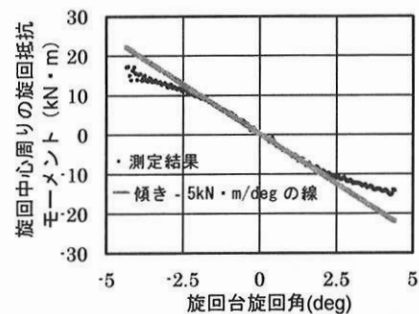


図4 在姿状態における旋回抵抗モーメントの復元力成分

次に在姿状態における減衰・摩擦力成分について考察する。図3(a)中で観察される減衰・摩擦力は空気ばね直下に装着したフォースセンサでも同様に観測されており、空気ばね由来の力であると予想される。現在の減衰・摩擦力については力の発生機構について詳細を解析中である。

減衰・摩擦力成分の増大が図3(d)において示されている空気ばねパンク時について、復元力成分及び、減衰・摩擦力成分を図5(a)、(b)にそれぞれ示す。図5(a)より、復元力については、空気ばね自体のばね力がほぼ失われ、旋回折り返し部分である 4deg 付近で、空気ばね下の積層ゴムのせん断変形による復元力成分が現れている。図5(b)より減衰・摩擦力成分については、 0deg 付近においては安定的に空気ばね上面板と下面板が接しながら摩擦することで定常的な値を取ることが分かる。 0deg 付近の減衰・摩擦力成分から算出した摩擦係数は 0.11 で、設計

値とほぼ同等の値であった。

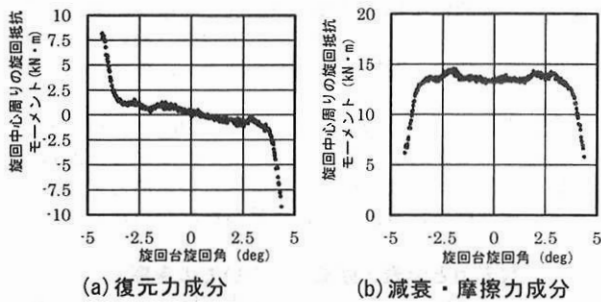


図 5 空気ばねパンク時の台車旋回抵抗

4.1.3 通勤形車両用台車における台車旋回抵抗

比較のため、通勤形車両を用いて同様な測定を実施した。測定の結果、試験用試作台車と同様な旋回特性が得られた。復元力成分については、試験に用いた通勤形車両用台車では概ね $\pm 1.25\text{deg}$ 以下で線形になっており、その傾きは $-2.7\text{kN}\cdot\text{m}/\text{deg}$ であった。諸元からの予想値は $-2.8\text{kN}\cdot\text{m}/\text{deg}$ であり、ほぼ同等の値を得ることができた。また空気ばねパンク時の減衰・摩擦力成分についても同様な傾向が見られた。ここから算出される摩擦係数は 0.13 であった。

4.1.4 ヨーダンバの影響

ヨーダンバの旋回抵抗への影響について述べる。 1deg/s で $\pm 4.5\text{deg}$ の範囲で旋回させた時に、ヨーダンバの有無による違いを示した測定結果例を図7に示す。

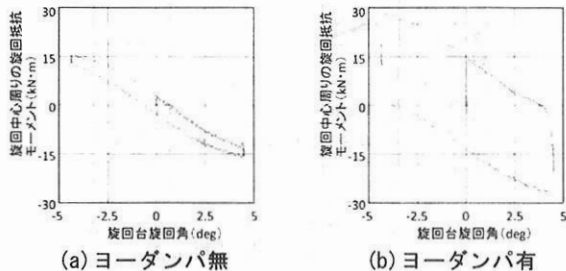


図 7 ヨーダンバ着脱時の系全体の台車旋回抵抗

詳細に復元力成分と摩擦・減衰力成分を見るためにそれぞれを取りだした解析結果を図8に示す。図8(a)より復元力成分については、ヨーダンバの有無、旋回速度に関係なくほぼ同じ値となった。図8(b)より摩擦・減衰力成分については、旋回速度依存性が見られた。予想される摩擦・減衰力成分は、 1deg/s の時、 $2.6\text{kN}\cdot\text{m}$ （空気ばね由来摩擦力） $+12.6\text{kN}\cdot\text{m}$ （ヨーダンバ減衰力） $=15.2\text{kN}\cdot\text{m}$ となる。また同様に 2deg/s の時、 $16.9\text{kN}\cdot\text{m}$ となる。これらの予想値は図8(b)の測定結果とほぼ同等な値となり、ヨーダンバ減衰力による旋回抵抗への影響を確かめることができた。

4.2 台車慣性半径の測定

台車慣性半径について、通勤形車両用台車を載せ、振幅 4deg 、周波数 0.18Hz で旋回台を正弦波加振した時の測定例を図9に示す。

式(6)より、図9におけるフィット線の傾きは旋回周波

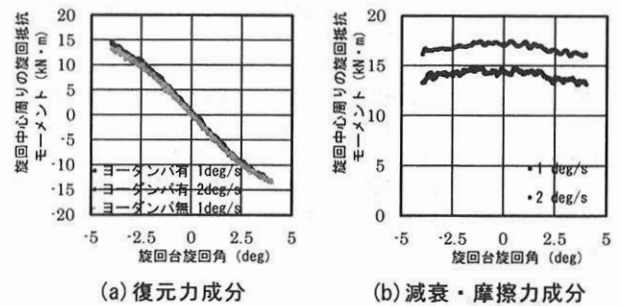


図 8 ヨーダンバ装着時の旋回抵抗の旋回速度依存性

数、旋回台の慣性モーメント及び摩擦抵抗、台車質量、台車慣性半径より算出することが可能であり、このうち台車慣性半径以外の項目は既知である。以上より、図9で求めた傾きを用いて台車慣性半径を計算すると、当該台車の慣性半径は 1.17m と算出された。一般的な在来線台車の慣性半径は設計値より 1m 程度であると予想され、本試験装置を用いて直接的な慣性半径測定が可能であることを示した。

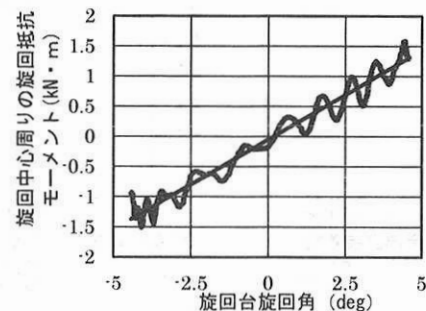


図 9 通勤形台車単体を載せた時の正弦波加振の結果

5. まとめ

台車旋回性能装置を用いていくつかの台車条件における台車旋回性能試験を実施した。

一定速駆動の試験結果から台車旋回抵抗は空気ばね剛性が主要因であることが分かった。しかしながら、旋回角度が大きくなると非線形な効果も観察された。台車旋回抵抗の減衰・摩擦力成分についても空気ばね起因と思われる力が観察された。また、空気ばねパンク時には空気ばねの上面板・下面板間の摩擦に起因する力が支配的であった。

また、正弦波加振を用いて台車単体の慣性半径の測定方法を考案し実施した。

今後、詳細な旋回抵抗発生源を更に精査するとともに、得られた知見を曲線通過時の車両運動シミュレーションに活用していくことで、シミュレーションの精度向上を図る予定である。

参考文献

- 1) 飯田浩平, 田中隆之, 西山幸夫, 渡辺信行, 鈴木貢, 宮本岳史: 台車旋回性能試験装置の開発, 日本機械学会第19回鉄道技術連合シンポジウム講演(予定) 講演番号 2101, 2012