S7-3-4.

鉄道車両の地震に対する走行安全性の研究

(車輪形状の影響)

○ 中村 行秀(トランスコスモス株式会社)
[機] 宮本 昌幸(明星大学)
香山 義人(明星大(院))

Study on the Running Safety of Railway Vehicles in Earthquake (Influence of the Wheel Profile) Yukihide Nakamura (transcosmos Inc.) Masayuki Miyamoto (Meisei University) Yoshito Kayama (Meisei University)

In order to investigate the influence of wheel profile, the 1/8 scale model vehicle was made. Model vehicle experiments and simulations using DADS were performed. And, the influence of wheel profile on the domain that results in derailment was examined. In this experiment, the video images by two high-speed cameras were obtained. Model vehicle experiments result and simulation results of DADS showed the alike tendency by the difference in wheel profile.

キーワード:走行安全性、地震、模型車両、シミュレーション Keywords: Running safety, Earthquake, Scaled model, Simulation

1. はじめに

前報⁽¹⁾⁽²⁾では、地震に対する鉄道車両の走行安全性に関 して、HOゲージの模型車両を用いて行った実験結果が、 多くの因子を考慮した厳密かつ複雑な計算シミュレーショ ン結果にほぼ一致する結果が得られたことを報告した。ま た、機構解析プログラム DADS (Dynamic Analysis and Design System)を用いた比較的簡易な(大地震という条 件下において、車両各部に生じる力を比較的単純化した) モデリングによるシミュレーション結果が、厳密かつ複雑 な計算シミュレーション結果とほぼ同様な結果が得られた ことも報告した。

今回の報告では、縮尺比を HO ゲージからスケールアッ プした、実車比約 1/8 スケールの模型車両を用いて、車輪 形状が限界振幅に与える影響について明らかにする。また、 DADS によるシミュレーションも行い、これらの結果を比 較検証する。

2. 車輪形状の違いによる振動形態への影響

<2.1>模型車両 車輪形状の影響を調べるため、模型縮尺比を HO ゲージ からスケールアップした、実車両との縮尺比約 1/8 の模型 車両を製作した。HO ゲージに比べ模型車両が大きくなっ たため、車輪形状の違いによる車両の振動形態の変化につ いて調べることが可能となった。模型車両は、新型新幹線 の車両の半車両を想定し、車体は重心位置を変えられる構 造とした。模型車両モデル図を Fig.1 に示す。

模型車両の車輪は「標準車輪(Fig.2[1])」に加え、各部 に変化を与えた、

「踏面勾配部 18mm 車輪 [標準は 12mm] (Fig.2[2])」 「フランジ角 90°車輪 [標準は 70°] (Fig.2[3])」

「フランジ高さ8mm車輪[標準は4mm](Fig.2[4])」 の計4種類の輪軸を製作した。各部寸法の影響を調べるこ とを目的としているので、これらの車輪形状の実現可能性 については言及していない。

模型車両は、モデルニクス社製の台車エコノトラック2 を基本に設計を行い、その台車を前面から見て中心にエア ーダンパ (ブリジストン製:WL0016)を前後方向に2個、 ストッパとなるスポンジゴム (サンユウサンギョウ製: SP-11 を加工)を車体と台車枠が接触する左右に、それぞ れ取り付けた。車体には車体枠としてアルミ板を使用し、 四隅に重量調整用の重錘を取り付けるための長ねじを通し た。重錘を上下させることで重心位置が変えられる。

<2.2>加振実験・振動形態撮影

実験装置は、旧振動台および新振動台の二種類を用いた。 旧振動台は、加振振動数の範囲 0~40Hz,加振振幅(p.p 値)は最大 20mm である。しかし、模型車両に実車の約 1/8 のスケールを採用したことで、実験に必要な加振振幅 (p.p 値) 100mm に満たない。そのため、模型車両を左右 方向へ加振させる加振振幅の条件を満たす、新たな振動台 (新振動台(Fig.3))を、ピストンクランク機構を基礎に 設計を行い、製作した。加振振幅量はクランクの長さを変 更することで、加振振動数はモータの回転数を変更するこ とで対応した。新振動台は、加振振動数 0~10Hz,加振振 幅(p.p 値)の最大は 200mm である。モータの制御はイ ンバータを使用している。

また、旧振動台の実験においては、前報で報告した高速 度カメラを用いて、今回製作した模型車両の台車全体およ び車輪/レール間の振動形態を撮影する。高速度カメラの 設定は500 コマ/秒とし、撮影時間は約4秒間とする。振 動台の加振振幅(pp値)8,10,12,14,16,18,20mm (最大)、それぞれについて、加振振動数1~8Hzと変化さ せて加振実験をそれぞれ数回行い、4種類の輪軸による違 いを確認した。

模型車両の諸元を Table1.に示す。各数値は、事前実験 および計算から求めており、標準車輪のものを記載した。



Fig.1 Model vehicle's model

Table1. Parameter of the model vent	Table1.	el vehicle
-------------------------------------	---------	------------

軸距	320	mm
車体質量	22.33	kg
車体ローリング慣性モーメント	0.458	kg·m²
車体ローリング固有振動数	1.18	Hz
台車枠質量	6.85	kg
台車枠ローリング慣性モーメント	0.128	kg·m²
輪軸質量(標準車輪)	2.72	kg
輪軸ローリング慣性モーメント(標準車輪)	0.023	kg·m²
(エアーダンパ)ローリングばね定数	25	N·m/rad
(エアータ・ンパ)ローリング減衰係数	1.15	N·m/rad/s
車両重心高さ	162	mm
ゲージ	184	mm



Fig.2 Wheel model



Fig.3 Photo of Experimental Equipment (New)

<2.3>実験結果および振動形態の撮影結果

まず旧振動台による予備実験を行った。ここで得られた結 果は新振動台での実験結果を検証するための資料として用 いる。レーザ式変位計により車体の左右変位,車輪の左右 変位,振動台の左右変位を測定する。

新振動台による実験では、加振振動数は1.5~8Hz,加振 振幅(p.p値)は10,20,30,40,50,60,70,80,90,100mm,4 種類の車輪形状についての挙動と脱線限界を調べた。加振 振動数、振幅を変化させたとき、脱線に至る領域について 調べた。

加振振幅の値ごとに、脱線・非脱線の領域をプロットしていき、それぞれの安全限界となる点を求める。実験結果は、これを各車輪ごとに行い、求めた点を結ぶことで安全領域と脱線領域の境目である安全限界曲線を示した。これをFig.4に示す。

いずれの車輪も、加振振動数が低いときは限界となる加 振振幅が大きくなり、加振振動数が高くなると限界となる 加振振幅が小さくなっている。また、どの加振振幅のとき でも「フランジ高さ8mm」の限界領域が全体的にグラフ の右上へ遷移しており安全性が高くなっている。フランジ が高くなることで車輪がレールに乗り上がらず、定常的な 振動となり脱線には至らないことも、高速度カメラによる 映像(標準車輪: Fig.5, フランジ高さ8mm: Fig.6) で確 認できた。

今回の実験では、模型車両の重心を低く設定したため、 どの輪軸の結果においても、車両の転覆現象は見られなか った。



Fig.4 The result of Model experiment



(0.00s)

(0.10s)

(0.15s)

(0.20s)

Fig.5 Photos obtained by high speed camera (Standard wheel) Excitation Frequency 5Hz, Excitation Amplitude p-p 14mm



(0.15s)

(0.20s)

Fig.6 Photos obtained by high speed camera (Flange height 18mm) Excitation Frequency 5Hz , Excitation Amplitude p-p 14mm

3. DADS による模型車両のシミュレーション

<3.1>基本構成

車両が大地震により、脱線・転覆するような大変位加振 状態では、車両の応答に対する影響因子が少なくなると考 えられる。だ行動解析などでは重要な因子である車輪踏面 /レール間に発生するクリープ力のモデル化の違いによる 影響はフランジ接触力による影響より小さいものと考えら れる。

また、地震動は車両1両(模型車両は半車両分)に対し ては並進運動と考えられる場合が多く、車体の長さを圧縮 した断面モデルに簡易化した。その場合は、振動モードは 左右・ローリングが主体となるので、1次、2次ばね・ダ ンパはローリング方向に作用するもので近似した。車両モ デルの基本構成は文献印に示した物と同じである。

今回はこのモデルを基礎に実験で用いた模型車両に対応

したシミュレーションを行った。

<3.2>車輪/レール断面形状

車輪断面形状で重要視したのが、車輪直径、車輪幅、フ ランジの高さ、フランジ遊間である。模型車両に使用した 標準車輪,踏面勾配部 18mm 車輪,フランジ角 90°車輪, フランジ高さ8mm 車輪の諸元を Table2.に示す。踏面部形 状は、大変位加振の場合には影響が小さいと考えられるの で、新型新幹線車両に用いられている円弧踏面ではなく、 円錐状(勾配1/40)とした。

レールの断面形状は、レール全体をモデル化しないで車 輪フランジと踏面が接触するレールゲージコーナー部に相 当する円と頭頂部に相当する矩形だけをモデル化した。

<3.3>計算諸元値

計算諸元を Table2.および Table3.に示す。この値は新型

新幹線車両を約 1/8 で模型化した実験車両についての値で ある。車輪/レール間の接触要素を定義する上で必要にな るヤング率は鉄の値を用いた。フランジ接触時の反発係数 は 0.3 とした。計算は停止状態で行った。

	標準	踏面 勾配部 18mm	フランシ [・] 角 90°	フランジ 高さ 8mm	単位
質量(2本)	5.44	7.14	5.52	6.90	kg
ローリング慣性モーメント	0.046	0.066	0.048	0.058	kg·m²
フランジ角度	70	70	90	70	度
踏面部幅	0.012	0.018	0.012	0.012	m
フランジ部幅	0.004	0.004	0.004	0.00545	m
フランジ高さ	0.004	0.004	0.004	0.008	m

Table2. Parameter of the wheel model

Table3. Parameter of the model vehicle model of the simulation by DADS

車体	質量	22.33	kg
(半車両)	ローリング慣性モーメント	0.458	kgm ²
台車枠	質量	6.85	kg
	ローリング慣性モーメント	0.128	kgm ²
2次ばね・ダンパ	ばね定数	25.0	N·m/rad
(エアーダンパ)	減衰係数	1.15	N·m/rad/s
1次ばね・ダンパ	ばね定数	1000	N·m/rad
	減衰係数	100	N·m/rad/s
+	2.10E+11	N/m ²	
反発係数		0.3	
摩擦係数		0.3	-

<3.4>結果

加振振動数、振幅を変化させたときの、脱線に至る限界 までの車両各部の振動状態の時刻歴を求めた。加振振幅は 模型車両実験の範囲に合わせ 100mm までとし、脱線に至 る境界領域を細かく確認するため、加振振動数の設定間隔 を細かく、0.1Hz 単位で計算を行った。車輪形状別にシミ ュレーションした結果を比較した図を Fig.7 に示す。

実験結果と同じく、全体の傾向として、加振振動数の低 いときは限界となる加振振幅は大きくなり、加振振動数の 高くなると限界となる加振振幅は小さくなっている。ただ し、大加振振幅・低加振振動数域では一般に「転覆」に至 ることが多いのに対し、今回の模型実験は、車体の重心位 置を低くしたため、全ての結果が「脱線」となった。

標準車輪, 踏面勾配部 18mm 車輪, フランジ角 90°車 輪に比べ、フランジ高さ 8mm 車輪の限界線は全体的に図 の右上に遷移しており、安全性が高くなっていることがわ かる。

模型実験結果と DADS シミュレーション結果を比較し てみたものを Fig.8 に示す。どの輪軸のグラフも傾向がほ ぼ同じであり、大加振振幅・低加振振動数域では、DADS シミュレーションによる結果が、模型実験結果におよそ一 致する結果が得られた。 以上より、安全限界曲線の判定を、この計算機シミュレ ーションによって予測することは有効な方法といえる。







Fig.8 Comparison of a safe marginal curve

4. まとめ

地震時における鉄道車両の安全性に対する車輪形状の影響を、縮尺比を前回報告の HO ゲージからスケールアップ した実車比約 1/8 スケールの模型車両を用いての加振動実 験、及び機構解析ソフト DADS により作成したシミュレー ションにより検討した。

模型車両実験による安全限界曲線の結果と、DADS シミ ュレーションによる安全限界曲線の結果を比較した結果、 どの輪軸のグラフも傾向がほぼ同じであり、大加振振幅・ 低加振振動数域では、DADS シミュレーションによる結果 が、模型実験結果におよそ一致する結果となった。

参考文献

 (1)中村行秀他4名,鉄道車両の地震に対する走行安全性
(機構解析言語による解析および模型実験),日本機械学会
第11回交通・物流部門大会講演論文集, No,02-50,pp.331-334(2002.12)

(2) 橳島靖彦他3名,鉄道車両の地震に対する走行安全性の実験的研究,日本機械学会第10回交通・物流部門大会講演論文集,No,01-36,pp.359-362(2001.12)