地震時の脱線メカニズムと脱線防止ガード機能に関する研究*

(1/5 模型加振試験)

森村 勉^{*1}, 足立昌仁^{*2}, 石川 栄^{*3}
深田 淳司^{*2}, 嘩道佳明^{*4}

1/5 Model Experiment on the Derailment Mechanism and Effect of Anti-Derailing Guard Rail on Large Earthquakes

Tsutomu MORIMURA^{*5}, Masahito ADACHI, Sakae ISHIKAWA,
Junji FUKADA and Yoshiaki TERUMICHI

^{*5} General Technology Division, Central Japan Railway Company,
1545-33 Ohyama, Komaki-shi, Aichi, 485-0801 Japan

The purpose of this study is to clear the derailment mechanism and effect of anti-derailing guard rail on large earthquakes because the Shinkansen train was derailed by the Mid Niigata Prefecture Earthquake in October 2004. At first, in 2005, we have designed the 1/5 scale vehicle-track model and excitation device and have introduced these devices in Komaki of JR-Central and until now we have conducted the 5 000 cases of excitation experiments in order to complement the result of the full-scale bogie excitation test. As a result, we conclude that the derailment occurred in the excitation frequency range of 0.5-2.0 Hz (full-scale corresponding value) is the rocking derailment and that the anti-derailing guard is effective for the rocking derailment.

Key Words: Earthquakes, Rocking Derailment, Model Experiment, Anti-Derailing Guard Rail, Railway, Seismic Motion, Forced Vibration

1. 緒 論

平成16年10月23日に発生した新潟県中越地震により、上越新幹線の浦佐～長岡間を走行中のとき325号が、ロッキング脱線により脱線するという事象が発生した。この事故を受け、平成16年10月25日に国土交通省鉄道局が設置した「新幹線脱線対策協議会」にJR東海も参画し施設面、車両面で当面とり得る対策の可能性等について検討を進めてきた。具体的には、脱線・逸脱防止対策として、軌道に敷設した脱線防止ガードにより極力脱線を防止し、万一脱線した場合には、車両に設置した逸脱防止ストッパにより極力逸脱を防止する2重系の方法を検討した。そして、脱線防止ガードに関しては、実台車振動台実験、模型加振試験、シミュレーション解析、実軌道への試験敷設を実施し、逸脱防止ストッパに関しては、試験車両による逸脱防止機能確認試験、営業車への取付けによる

走行確認を実施し、機能と保守の両面から有効と考えられる対策方法を導出した⁽¹⁾。

脱線防止ガードの有効性の検討を進めるにあたって、地震時の鉄道車両の脱線挙動およびメカニズムを把握することは非常に重要である。兵庫県南部地震以降、地震時の脱線挙動に関する既往の研究として、数値シミュレーション、実台車加振実験、模型加振実験などを用いた基礎的な研究が実施されている⁽²⁾⁽³⁾。これらの研究の手法としては、ある加振条件の範囲内で得られた結果をもとに数値解析モデルの精度向上が実施され、数値シミュレーションで、より大きく加振した場合の実物車両の脱線挙動の予測が行われる。このように、数値シミュレーションを高い精度で実現し、実物車両の地震時の挙動を予測することは、非常に有益な手法の一つであると考えられる。ただし、数値解析モデルを同定した時の加振条件と比べ明らかに加振振幅が大きく、現象が異なるような場合においては、シミュレーションと実現象とが一致しているかどうかを証明することが難しい。

したがって、本研究では、1/5スケールの模型車両と模型軌道ならびに加振装置を設計・製作し、左右方向(まくらぎ方向)に大変位を与える場合の脱線挙動とメカニズムの把握を行うとともに、脱線対策として検

* 原稿受付 2010年1月20日。

^{*1} 正員, フェロー, 東海旅客鉄道(株)総合技術本部(〒453-0801 小牧市大山1545-33)。

^{*2} 正員, 東海旅客鉄道(株)総合技術本部技術開発部。

^{*3} 東海旅客鉄道(株)総合技術本部技術開発部。

^{*4} 正員, 上智大学理工学部(〒102-8554 東京都千代田区紀尾井町7-1)。

E-mail: adachi@ir-central.co.jp

討してきた脱線防止ガードの効果確認を行う。また、実台車を用いた振動台試験は、文献(4)において報告したが、実物実験では試験装置の制約等から、更に加振振幅を大きくすることや、多くの試験ケースで実験を行うことは困難であるため、本研究では、実台車振動台試験より大きい振幅での加振試験を行う。

2. 1/5 模型実験装置

2・1 試験装置構成 図1に1/5 模型加振試験装置について示す。試験装置は、加振装置、模型軌道、模型車両から構成される。模型は1/5 スケールの物理的相似模型とし、相似則については表1に準じる。

2・2 加振装置 加振装置は、加振台、土台、油圧アクチュエータと油圧ユニットで構成される。加振台は、油圧アクチュエータと結合され、土台上で、左右方向(まくらぎ方向)に最大±100 mm のストロークを与えることが可能である。加振周波数については、1.1~4.4 Hz(実物換算値で0.5~2 Hz)の範囲内で実施する。本試験装置では、最大振幅は、例えば1.1 Hz(実車換算0.5 Hz)などの低い周波数では±100 mm まで加振可能であり、周波数4.2 Hz(実物換算1.9 Hz)では38 mm(約2700 gal)で加振可能である。

2・3 軌道 軌道は、軌道本体と、レール及びレール固定部、脱線防止ガード及び取付け部にて構成される。レール、脱線防止ガードとも、軌道本体から取外

しが可能である。また、レールと脱線防止ガードとの位置は、図2に示す範囲で調整可能である。

軌道本体部分は、加振台とボルト結合にて固定され、加振時は加振台と同一の動きとなる。本稿の実験はこの条件の下で行った。但し、著大横圧が生じる場合にバラスト軌道に生じる左右変位を考慮し、ボルトを外すと加振台に対して軌道本体が横方向にスライド可能なようにリニアベアリングを採用している。また、軌道本体が加振台に対して横方向にスライドする場合には摩擦力を付与可能な構成としている。レール形状としては、60 kg レールの断面形状を用いている。また、レールに大きい横圧が作用する場合のレール小返りを模擬するため、レール直下にゴムを挿入している。小返り抵抗については、実台車振動台試験⁽⁴⁾で得た実レールの小返りと同等となるように、160 kgf の横圧をレールに作用させた場合に2.4 mm 程度のレール横変位が生じるようなゴムの選定とレール取付けボルトの締付けトルクの設定を行っている。

2・4 車両 図3に車両の全体図、図4に台車詳細図、表2に車両(定員時)の諸元を示す。

図3に示されるように、車両は700系半車体1台車模型とし、車体(ばね上)、台車枠(ばね間)、輪軸(ばね下)の三つから構成される。また、車体・台車間、車体支持装置以外に、リンクで結合されており、両者間のピッチング方向、ヨーイング方向、前後方向の相対運動が拘束される。これは、台車のまくらばねは左右2ヶ所で車体を支持するため、車体が台車に対しピッチング方向に倒れるのを防止するためであり、ロッキング挙動に対して支障にならないように構成している。

車両の構造は、図3、図4に示されるように、極力実物の700系車両と同じとなるように設計・製作を行った。したがって、ロッキング挙動に影響を及ぼすことが想定される車体・台車間の左右動ストoppや異常上昇止め、台車枠・軸箱間の異常上昇止めなどの変位規制装置については、実物と同じ構造とし、ライナーに

Table 1 Physical law of similitude

Parameter	Scale	
Length	$1/\lambda$	1/5
Mass	$1/\lambda^3$	1/125
Moment of inertia	$1/\lambda^5$	1/3125
Stiffness	$1/\lambda^2$	1/25
Damping	$1/\lambda^{2.5}$	1/56
Acceleration	1	1
Force	$1/\lambda^3$	1/125
Time	$1/\lambda^{0.5}$	1/2.2
Frequency	$\lambda^{0.5}$	2.2
Velocity	$1/\lambda^{0.5}$	1/2.2

Fig. 1 1/5 scale model

Fig. 2 Distance between rail and anti-derailing guard rail

Fig. 3 Half vehicle model

Fig. 4 Bogie model

よる隙間調整が可能な構造としている。

一方、ばねやダンパについては、実物の特性や構造を模擬できない部分があるため、以下に実物との相違点について示す。

実車の車体支持空気ばねやオイルダンパは、変位や速度が大きくなるにつれて非線形特性を有するが、模型スケールでは減衰力の非線形特性を模擬することが困難である。したがって、車体支持空気ばね(まくらばね)の剛性については、コイルばねで構成しばね定数は線形特性としている。ただし、コイルばねではまくらばねの水平方向の剛性を実現できない。図4に台車の詳細図を示すが、水平方向の剛性については、左右動ダンパに並列にコイルばねを設置することにより確保している。左右動ダンパの減衰については、車両のロッキング挙動に大きく影響すると想定されるため、極力特性を確保するためオイルダンパとしている。オイルダンパの構造は、図3に示されるようにダンパのピストンロッド側とシリンダヘッド側に配管とオリフィスを外付けし、内部シールを低摩擦化するこ

Table 2 Specification for 1/5 scale model

Wheelset	M_w	Mass(kg)	1.43E+01
	R_w	Radius(m)	8.60E-02
	I_{XW}	Roll moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	2.76E-01
	I_{YW}	Pitch moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	2.60E-02
	I_{ZW}	Yaw moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	2.76E-01
	D_{XWB}	Wheel-base (m)	5.00E-01
	D_{YWT}	Wheel-tread (m)	3.00E-01
	D_{ZWC}	Height of center of gravity from rail level (m)	8.44E-02
Bogie frame	M_B	Mass (kg)	3.21E+01
	I_{XB}	Roll moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	5.10E-01
	I_{ZB}	Yaw moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	9.95E-01
	D_{ZBG}	Height of center of gravity from rail level (m)	1.25E-01
Carbody	M_C^{*1}	Mass(kg)	1.20E+02
	I_{XC}^{*1}	Roll moment of inertia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	7.79E+00
	D_{ZCC}^{*1}	Height of center of gravity from rail level (m)	3.23E-01
Primary suspension	K_{Z1}	Vertical stiffness of axle spring (N/m/axlebox)	4.70E+04
	C_{Z1}^{*2}	Vertical damping of axle damper (N/axlebox)	5.00E+01
	K_{Y1}^{*2}	Lateral stiffness of axle spring (N/m/axlebox)	2.57E+05
	D_{YKZ1}	Lateral distance between right and left	4.00E-01
	D_{YKZ1}	Lateral distance between right and left	5.00E-01
	D_{ZKZ1}	Height of center of primary suspension from rail level (m)	9.68E-02
	K_{Z2}	Stiffness of vertical spring (N/m)	7.60E+03
Secondary suspension	C_{Z2}^{*2}	Damping of vertical damper (N/one side)	1.00E+01
	K_{Y2}	Stiffness of lateral spring (N/m)	5.30E+03
	C_{Y2}^{*2}	Damping of lateral damper (N/s/m)	1.25E+03
	C_{Y2}^{*2}	Damping of yaw damper (N)	5.00E+01
	D_{YKZ2}	Lateral distance between right and left vertical springs (m)	5.20E-01
	D_{YKZ2}	Lateral distance between right and left vertical dampers (m)	6.50E-01
	D_{YKZ2}	Lateral distance between right and left yaw dampers (m)	5.40E-01
	D_{XCY2}	Longitudinal distance between front and rear lateral dampers (= lateral springs)(m)	2.80E-01
	D_{ZKZ2}	Height of center of vertical spring from rail level (m)	1.80E-01
	D_{ZKZ2}	Height of center of vertical damper from rail level (m)	2.83E-01
	D_{ZCY2}	Height of center of lateral damper (= lateral spring) from rail level (m)	1.58E-01
	D_{ZCY2}	Height of center of yaw damper from rail level	8.60E-02

とで実現している。軸ダンパとヨーダンパの減衰については、もともとのストローク量が非常に小さく、粘性減衰の実現が困難であることから、ストローク時のシール部の摩擦力によって実物ダンパのリリーフ荷重相当分の減衰力を発生させることとし、シールの選定により性能を実現している。また、車体支持空気ばね(まくらばね)の上下方向の減衰については、まくらばねの外側にエアシリンダを設置し、ピストンロッド側とシリンダヘッド側に空気配管を外付けした構造としている。しかし、目標とする減衰係数が非常に小さいため、オリフィスは設けておらず、ストローク時の内部の低摩擦シールの摩擦力で減衰力を得る構成としている。

表2に示す設元表は、実車の数値を基に、模型で極力構成可能な範囲で物理的相似則(表1)に則って設定した値である。基本的には設計値を示すが、車体の諸元(*1を付した3つ)と、1次サスペンションと2次サスペンションの一部の剛性・減衰(*2を付した5つ)

は測定値を示す。

3. 脱線メカニズムの解明

本章では、大変位加振時の車両の脱線メカニズムを解明するため、軌道上に車両を載せた状態で正弦波加振(繰り返し10波加振)を実施した。

3・1 脱線形態 加振試験の結果、図5に示される2つの脱線挙動を観測した。便宜上、図5の右をパターン1、左をパターン2と呼ぶ。図5の一番上の図に示されるように、軌道が右に移動すると、左車輪フランジが左レールと接触し、そこを支点として車両が半時計周りにロッキングして右車輪が上昇を開始しようとする。ここまでの挙動は、両パターンとも同じである。

その後の車輪の脱線挙動は、加振条件の差(詳細は3・2節参照)により2つに分かれる。図5右側のパターン1の場合は、右車輪は、上昇するのとはほぼ同時に右方向に移動するため、右レールに接触しながら滑り上がる(とび上がる)。図5左側のパターン2の場合は、右車輪は、フランジ高さ30mm以上に上昇後に右方向に移動し、右レール上もしくは軌間外にフランジ着地する。いずれのパターンも車両のロッキング運動に起因するロッキング脱線である。そして、この脱線形態は、車輪が回転する場合の実験⁽⁵⁾や解析⁽⁶⁾でも同様である。

3・2 正弦波加振試験による脱線防止ガード機能の確認 本節では、脱線防止ガード位置はレールからの離れ12mm、高さ7mm(実物換算で60mm、35mm)とし、正弦波10波加振時の脱線防止ガードの機能確認結果を示す。

Fig. 5 Pattern of derailment

図6、図7は、それぞれ脱線のパターン1とパターン2において、観測された脱線防止ガードの基本的な作用形態を示す。図6、図7のいずれの場合も軌間外に脱線しようとする右車輪の反対側の左車輪は着地状態であることから、左車輪の背面にガードが作用することにより脱線を防止することが、後述の加振試験で観測された。

図8に、1/5 模型の加振試験結果(数値は実物との比較を考慮し実物換算値)を示す。横軸は加振周波数、縦軸は加振振幅とし、(a)の○印が「脱線防止ガードが有効に作用する条件」、(b)の点線が「脱線防止ガードが作用開始する条件」、(c)の実線が「車輪上昇量がフランジ高さ30mm以上となる条件」を示す。ここで用いる「作用」の意味は、「加振試験により脱

Fig. 6 Pattern 1 of guard action

Fig. 7 Pattern 2 of guard action

Fig. 8 Excitation condition of guard action by 1/5 scale model

線防止ガードが車輪背面と接触し脱線を防止する」という意味として定義する。

脱線防止ガード(以下、ガード)が作用する範囲については、図8の○印の結果から、周波数、振幅条件とも非常に広範囲にわたり有効に作用することが確認できる。○印の範囲の内、加振振幅が150 mm よりも大きいものは全てパターン2に該当する。また、1.2 Hz 以下の○印の結果については、装置強度の制約から、これ以上振幅を上げられなかったため、図8の(a)の○印の範囲が、そのまま脱線防止ガード作用の有効範囲の上限を示すものではない。

また、図8において1.2 Hz よりも低い周波数領域では、車輪が30 mm 以上上昇しても、車輪とガードが接触しない(すなわち脱線しない)領域がある。この理由は、周波数が低い領域では、下心ローリングの影響で、車両全体が大きなロッキングを生じやすいが、その反面、車両に対し横方向に作用する慣性力は小さいことから、車輪がフランジ高さ以上に上昇する場合でも、反対側の着地側車輪がレール上を横方向に滑らないためである。

3・3 実台車による正弦波加振試験との比較 図9に、実台車振動台試験⁽⁴⁾(停止、バラスト軌道)において実施した正弦波加振試験(正弦波5波)の結果を示す。

図8の1/5 模型と図9の実台車の結果を比較すると、両者の(c)の実線の車輪フランジ高さ30 mm 上昇の条件と、(b)の点線の脱線防止ガード作用開始の条件は、定性的によく一致しており、1/5 模型加振試験の結果は、実台車の挙動を予測可能と考えることができる。

また、実台車の(a)の○印に示される脱線防止ガー

Fig. 9 Excitation condition of guard action by full scale model

ドが有効に作用することが確認された範囲は、図6のパターン1の挙動が見られた比較的高い周波数の領域である。この理由は、実台車振動台試験は、地震波加振にてフランジ高さ30 mm 以上上昇する脱線挙動および脱線防止ガード作用を確認しているが⁽⁴⁾、正弦波5波加振の場合、地震波と比べて極めて加振条件が厳しく、強度面など、実験遂行上の制約があるためである。このため、低い周波数域に関しては、図8の(a)の○印に示されるように1/5 模型で脱線防止ガードの作用を確認した。

4. 想定東海地震波による脱線防止ガード効果

本章では、1/5 模型において、想定東海地震時の高架橋応答波での脱線防止ガード効果の確認結果について示す。

4・1 試験条件 別途実施した実台車振動台試験⁽⁴⁾では、想定東海地震時の高架橋応答波(最大加速度1300 gal, 最大振幅333 mm, 以下、想定東海地震波と呼ぶ)に対し、振幅倍率1.0 倍まで脱線防止ガード効果を確認した。なお、高架橋は東海道新幹線の標準的な構造で、これに柱の鋼板巻き補強やダンパーブレース工を施工した条件⁽⁷⁾としている。1/5 模型では、更にそれ以上の振幅倍率での脱線防止ガード効果を確認するため、1/5 模型において想定東海地震波の振幅倍率1.5 倍(0.05 倍刻み)まで加振試験を行う。

4・2 加振試験結果 本節では、想定東海地震波での加振試験において脱線防止ガードが有効に作用した最大振幅倍率1.4 倍で加振した場合の試験結果を示す。図10は1/5 模型加振試験装置の振動台(=軌道)の左右変位の出力結果である。また、ガードの作用状況を詳しく示すため、図11、図12、図13には、それぞれ、時刻3-5 秒における振動台の左右変位、1 位と2 位の輪軸左右変位、1 位と2 位の車輪上下変位を示す。

Fig. 10 Shaking table lateral displacement in 1/5 scale test

Fig. 11 Shaking table lateral displacement (3-5 sec)

Fig. 12 Wheelset lateral motion (3-5 sec)

Fig. 13 Wheel vertical motion (3-5 sec)

尚、結果の表記に関しては、すべて模型スケールとする。脱線防止ガードの離れと高さは、それぞれ 16 mm と 4 mm (実物換算 80 mm, 20 mm) である。また、車輪が中立位置にあるとき、脱線防止ガードと車輪内面の左右間隔は、8.5 mm (実物換算 42.5 mm) となる。

4・2・1 脱線防止ガード作用について 図 12 に示されるように、輪軸左右変位は、時刻 A, B, C では約 8 mm で止められており、3 回脱線防止ガードが作用

していることが確認できる。このように、1/5 模型においては、想定東海地震波の振幅倍率 1.4 倍においても脱線防止ガードが有効に作用することが確認できる。

一方、実台車振動台試験の想定東海地震波の振幅倍率 1.0 倍の加振試験結果⁽⁴⁾では、加速度最大地点付近で、左右交互に 2 回脱線防止ガード作用が確認されている。この 2 回脱線防止ガードが作用するタイミングは、1/5 模型加振試験で脱線防止ガードが作用する時刻 B, C と同一である。また、1/5 模型加振試験での振幅倍率が 1.25 倍以下では、脱線防止ガードは時刻 B, C のみで作用することを確認している。これは、図 10, 11 に示されるように、時刻 A での加振振幅が、時刻 B, C の場合と比べて小さいためである。

4・2・2 脱線防止ガード作用に至るまでの車輪挙動

図 13 に示すように、車輪上昇については、時刻 A, B, C に至る前に、まず、車両ロッキングにより、フランジ高さ 6 mm (実物換算 30 mm) 以上に上昇する。一方、輪軸の左右変位については、図 12 と図 13 とから、車輪上昇量がフランジ高さ 6 mm を越えた後に、輪軸の横移動が生じる。そして、時刻 A, B, C の時に、脱線防止ガードが着地側車輪に作用する。このとき、反対側の上昇車輪は下降中もしくはフランジ着地状態である。

ここで、この車輪挙動を加振周波数の観点で捉えてみる。図 11 より時刻 B, C 付近の振動台左右変位の 2 つのピークの時刻差は約 0.19 秒である。これを半周期とする正弦波と考えると周波数は約 2.6 Hz (実物換算で約 1.2 Hz) となる。正弦波加振と比較するため、周波数 2.6 Hz、変位振幅 31 mm (ガードが作用する振幅から任意に選定) の正弦波 10 波で加振した時の時刻歴応答波形の一例 (任意の 2 秒間を選定) を図 14 から図 16 に示す。図 14 は振動台左右変位、図 15 は輪軸左右変位、図 16 は車輪上下変位を示す。図 15 より、時刻 A', B', C', D', E' の時に、脱線防止ガードが作用し、輪軸の左右変位が止められていることがわかる。ここで、特に時刻 A' と時刻 B' のガード作用時の振動台変位や車輪挙動に着目すると、前述した図 11 から図 13 の時刻 B, C のときの振動台変位および車輪挙動と定性的に一致することが確認できる。このことから、地震波加振でも正弦波加振でも、ロッキング脱線が生じる時の加振周波数が同一の場合、両者の車輪挙動やそのメカニズムに大きな差異はなく相関性があると考えられる。

4・3 脱線防止ガード効果について 4・2 節の試験結果に示すように、1/5 模型加振試験結果において、

Fig. 14 Shaking table lateral displacement (sine-wave)

Fig. 15 Wheelset lateral motion (sine-wave)

Fig. 16 Wheel vertical motion (sine-wave)

想定東海地震波の振幅倍率 1.4 倍まで脱線防止ガードが有効に作用することを確認した。一方、1.45 倍以上で加振した場合には、時刻 A-B の間で 1, 3 位側に輪軸が脱線する(すなわち 2, 4 位側車輪がガードを越える)現象が観測されたことがあった。1.45 倍以上でこのような現象が必ずしも毎回再現されるわけではないが、1/5 模型での脱線防止ガードの有効範囲としては、想定東海地震波の振幅倍率 1.4 倍まで有効であると判

断する。以上の 1/5 模型加振試験の結果から、想定東海地震波に対し余裕をもって脱線防止ガードが有効に作用することが期待できる。

5. 結 言

本研究で、実車特性を極力模擬した 1/5 スケールの 700 系半車体 1 台車の車両と軌道および加振装置を設計製作し、正弦波加振試験、地震波加振試験により、脱線メカニズムおよび脱線防止ガード効果に関し、以下を確認した。

(1) 1/5 模型加振試験と実台車振動台試験との整合性を調べるため、正弦波加振試験時の車輪がフランジ高さ以上上昇する時の加振条件、脱線防止ガードが作用する時の加振条件について比較した結果、両者は概ね一致しており、1/5 模型加振試験で実物の脱線挙動を概ね予測可能である。

(2) 1/5 模型にて正弦波加振を行い、2 つの脱線パターンが見られたが、いずれも車両はロッキングに起因して脱線(以下、ロッキング脱線)に至る。このロッキング脱線では、軌間外に脱線しようとする車輪の反対側の車輪は着地状態のため、脱線防止ガードは広範囲の加振周波数、振幅に対して有効に作用する。

(3) 1/5 模型にて想定東海地震波により加振を行った結果、脱線形態はロッキング脱線であり、正弦波加振試験で観測されたロッキング脱線とも挙動が一致する。

(4) 1/5 模型にて想定東海地震の高架橋応答波について振幅倍率を高めた加振試験を行い、1.4 倍まで脱線防止ガードが有効に作用する。このことから、想定東海地震波に対し余裕をもって脱線防止ガードが作用することが期待できる。

謝 辞

本研究を実施するにあたり、模型の設計、製作においてご協力いただいた日本車輛製造(株)に心より謝意を申し上げます。

文 献

- (1) Morimura, T. and Seki, M., Seismic measures of Tokaido-Shinkansen after the Niigata Chuetsu Earthquake, *Proceedings of J-RAIL2009, The 16th Jointed Railway Technology Symposium 2009*, (2009-12), pp. 545-548.
- (2) Miyamoto, T., Ishida, H. and Matsuo, M., The Dynamic Behaviors of Railway Vehicles during Earthquake, *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 64, No. 626 (1998), pp. 236-243.
- (3) Miyamoto, T., Matsumoto, N., Sogabe, M., Shimo-

- mura, T., Nishiyama, Y. and Matsuo, M., Full Scale Experiment on Dynamic Behavior of Railway Vehicle against Heavy Track Vibration, *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers; Series C*, Vol. 71, No. 706 (2005), pp. 93-99.
- (4) Miwa, M., Sakanoue, K., Adachi, M. and Muramatsu, H., Efficacy tests of anti-derailing Guard Rail by using full-scale bogie, *Proceedings of J-RAIL2009, The 16th Jointed Railway Technology Symposium 2009*, (2009-12), pp. 557-560.
- (5) Nishimura, K., Terumichi, Y., Morimura, T. and Fukada, J., Study on the Derailment Mechanism of Vehicle on Roller Rigs due to Large Track Excitations (1/10 Scale Experiment), *Proceedings of J-RAIL2009, The 16th Jointed Railway Technology Symposium 2009*, (2009-12), pp. 487-490.
- (6) Morimura, T., Nishimura, K., Terumichi, Y. and Sogabe, K., Numerical Analysis on the Derailment Mechanism and Function of Anti-derailing Guard Rails in Times of Large Earthquakes, *Proceedings of J-RAIL 2009, The 16th Jointed Railway Technology Symposium 2009*, (2009-12), pp. 561-564.
- (7) Yoshida, K., Matsuda, T., Achiha, H. and Seki, M., Derailment and dislodgement prevention on Tokaido Shinkansen viaducts retrofitting with damping braces, *Proceedings of J-RAIL2009, The 16th Jointed Railway Technology Symposium 2009*, (2009-12), pp. 663-666.