

振動軌道上の鉄道貨車の走行安定性に関する実験的研究

EXPERIMENTAL STUDY OF RUNNING STABILITY OF
RAILWAY FREIGHT CARS ON VIBRATING TRACKS

八十島義之助*・松本嘉司**・西岡隆***・大嶋孝二****

By Yoshinosuke YASOSHIMA, Yoshiji MATSUMOTO,
Takashi NISHIOKA and Kōji ŌSHIMA

1. はじめに

鉄道車両の走行安定性に関しては、鉄道の歴史が始まって以来、多くの研究が行われてきた。これらのほとんどは、通常の静止した軌道上を鉄道車両が走行する際の走行安定問題を取り扱ったものである。近年わが国において、本州四国連絡橋の建設に伴い、従来の研究成果からは予測できない種々の問題が提起されるようになった。それらの問題の1つに、長大径間をもつ橋梁上を列車が通過する際の車両の走行安定性があげられ、過去十数年間にわたって日本鉄道建設公団、本州四国連絡橋公団を中心に、多くの研究が行われてきている。これらの研究成果については、一連の「本州四国連絡橋の列車走行に関する研究報告書」¹⁾に詳細に取りまとめられている。本研究は、これらの研究の一環として、東京大学工学部内に設置された1/5模型軌道振動台を用いて行った鉄道貨車の走行安定性に関する研究成果を取りまとめたものである。

長大橋梁上の鉄道車両に作用する軌道からの加振源には、軌道狂いなどの通常の軌道外力のほかに、列車の通過や風荷重によって励起される橋梁の振動、あるいは、地震時の橋梁の振動による軌道外力などがあげられる。このような軌道外力の性質は、橋梁に作用する外力の性質や、橋梁形式、支間などによって大幅に異なるため、それぞれの状況に応じて鉄道車両の安定性を検討することも大切であるが、より具体的な問題として、軌道から任意の振動外力が作用するときに車両が安全に走行し得る限界を明らかにすることが必要である。走行車両自体に加わる振動外力に対する走行安定性が解明されたうえ

で、より一般的に問題を取り扱うことができるようになる。さらに、軌道外力に対する鉄道車両の走行安定性の限界を明らかにすることによって、このような軌道外力を発生させないような橋梁形式の選択が可能になる。本研究はこのような観点に立って、軌道から任意の正弦波外力が作用するときの鉄道二軸貨車、ボギー貨車の走行安定性を、実験を通じて解明したものである。

この種の問題に対する既往の研究としては、著者らの一連の研究^{2)~11)}がある。これらの中で、文献3)、5)、7)にみられる理論的研究では、軌道に水平方向の振動外力が作用する場合、おもに車両に発生する下心ローリング、上心ローリングによって走行安定性が損なわれること、それらの発現が軌道の振動数や振幅、あるいは車両の走行速度によって影響されることが述べられている。しかし、これらの理論的研究では、いずれも現実の鉄道車両のもつ特性を理想化し、限られたある種の仮定のもとに解析したものであり、おのずとその適用には限界がある。一方、文献4)に述べられた実験的研究によれば、鉛直方向の軌道振動外力が走行車両の応答に及ぼす影響は、水平方向の外力と比較してほとんど無視できること、走行車両の不安定現象が乗り上がり脱線、浮き上がり脱線、ロッキング、転覆に分類されることが指摘されている。本研究は、以上の理論的、実験的事実を背景にして、水平方向に任意の振動数、振幅で加振できる軌道振動台を用いて行った実験の成果を述べたものである。

2. 軌道振動台

実験に用いた軌道振動台は、全長36m、幅1.5m、高さ0.65m、重量18.5t(181.3kN)の鋼製箱桁を長手方向に対して直角水平に最大振幅±100mm、最大振動数10Hz、最大加速度0.5g(4.9m/s²)で正弦加振することができるものである。箱桁自体は油圧浮上方式に

* 正会員 工博 埼玉大学教授 工学部建設基礎工学科

** 正会員 工博 東京大学教授 工学部土木工学科

*** 正会員 工博 筑波大学助教授 構造工学系

**** 正会員 東京大学助手 工学部土木工学科

よって、基礎コンクリートスラブ上に浮上されており、それを電気油圧サーボ方式によって水平方向に加振する。振動台の制御はアクチュエータによって行われる。すなわち、オイルポンプによって圧油を作り、圧油のアクチュエータへの流入量を、サーボ弁によって制御する方式である。アクチュエータには変位計が取り付けられており、その出力をサーボ弁駆動部に負帰還し、設定値との差を修正し、常に所要の振幅になるように自動制御する。この油圧加振機は、振動台との間に互換性のあるコイルばねを介して連結されており、加振力を軽減するとともに、コイルばねの共振を利用して大振幅が得られるようになっている。またコイルばねを用いることによって、加速度波形をノイズの少ない滑らかな正弦波形にすることができる。図-1に軌道振動台の一般図を示す。

軌道振動台上には図-2に示す軌道が設置されている。外側の軌道は牽引機関車用の軌道で、その内側にはレール踏面が50 kg/mNレールの1/5の縮尺をもつ試験車両用の軌道(軌間213.4 mm)が設けられている。試験車両用のレールは、可動式締結装置をもった60 cm 間隔の特殊枕木を介して振動台に固定されており、おのおのレールは±17 mmの範囲で左右方向に移動させることができる。図-2の中央のレールは牽引

機関車に動力を供給するための第3レールである。軌道は長手方向に大別して3つの部分からなっていて、最初の1/3が発進、加速用に、最後の1/3が停止用に、中央1/3の約10 mが試験区間用に使われる。模型車両の発進装置は牽引機関車の牽引力によるが、停止装置は木材の切削抵抗を利用する。停止区間に取り付けた両側上下4本の木材がエア・コンプレッサーによって、牽引機関車両側に取り付けた制動用ブレーキシューを挟み込む方式を用いている。

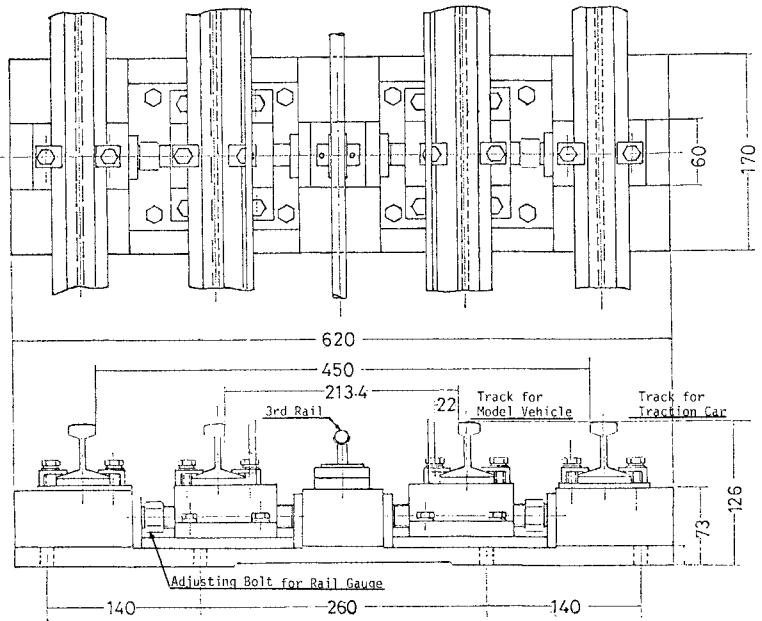


図-2 軌道一般図(試験区間)

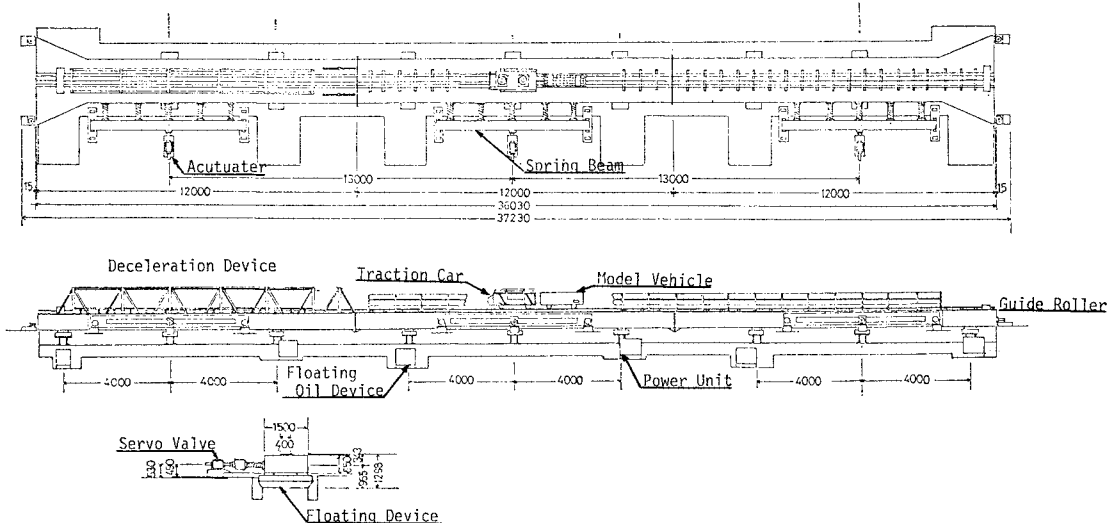


図-1 軌道振動台一般図

3. 模型車両と牽引用機関車

この実験においては、重力の影響を無視することはできないので、模型と実物との加速度比を 1/1 とした。また可能な限り実物との対比を得る目的で、模型車両のつり装置、レールと車輪の形状、摩擦等をできるだけ実車に相似させるために長さの縮尺を 1/5 に定めた。その結果得られるその他の相似率を表-1 に示した。実験に使用した模型車両は、日本国有鉄道で使用している 2 段リンク式ワラ型二軸有蓋車とホキ型ボギー貨車の 1/5 模型である。実物と模型の比較を表-2 に、模型車両、台車を写真-1~3 に示す。

ワラ型模型車両はワラ 1 型を原型基準とし、外観は荷

重積み卸しを容易にするため、無蓋車の形をとっている。内部には木製の荷台枠を備え、1 個 5 kg (49 N) の鋼製重錘を適当な位置に配置することによって、重量、重心、慣性モーメントを適宜調整することができる。車輪踏面は標準踏面とし、車輪直径は 172 mm である。軸距は 700 mm, 845 mm, 1000 mm の 3 段階に変化できる構造をもっていて、この実験では 845 mm で行った。また軸箱と軸箱守控の遊間は、前後に 0~2 mm, 左右に 0~5 mm の範囲で調整できるが、この実験では前後 2 mm, 左右 5 mm とした。図-3 にワラ型 2 段リンクつり装置のばね履歴特性曲線を示す。

ホキ型模型車両はホキ 300 型を原型にとり、ワ

表-1 模型車両の相似率

長さ	1/5
加速度	1/1
質量	1/125
力	1/125
慣性モーメント	1/3 125
時間	1/√5
速度	1/√5
振動数	√5/1
ばね係数	1/25
減衰係数	1/25√5

表-2 実車と模型との比較

車種	ワラ 1 型有蓋貨車		ホキ 300 型二軸ボギー貨車		
	実車	模型	実車	模型	
諸元					
自重	9.2 t (90.2 kN)	68.3 kg (669 N)	18.5 t (181 kN)	142.2 kg (1 394 N)	
最大積載重	17.0 t (167 kN)	135.4 kg (1 327 N)	30.0 t (294 kN)	274.1 kg (2 686 N)	
主要寸法 (mm)	最大高	3 770	500	2 900	400
	最大幅	2 840	506	2 562	510
	最大長	8 040	1 600	11 200	2 060
	軸距	4 130	826	7 100*	1 420*
走り装置	2 段リンク	2 段リンク	TR-41	TR-50	
ばね種類	担ばね 13 種	担ばね 13 種	枕 12 t	枕 2 kg/mm	

* 台車中心間隔

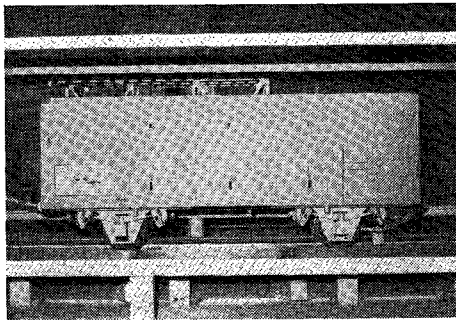


写真-1 ワラ 1 型模型車両

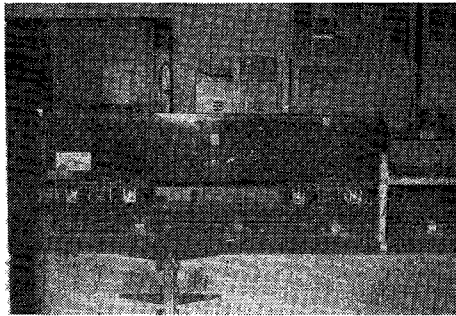


写真-2 ホキ 300 型模型車両

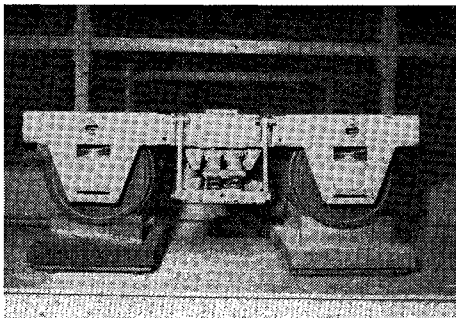


写真-3 TR-50 台車

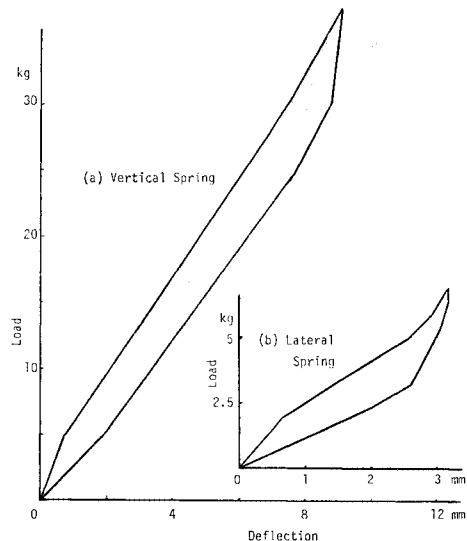


図-3 ワラ型つり装置ばね履歴特性曲線

ラ型模型車両と同様に荷重積み卸しのため無蓋車とし、木製荷重枠と 5 kg (49 N) の重錘により、重量、重心、慣性モーメントを適宜調整できるようになっている。装着する台車は TR-50 台車型で、台車中心間距離は 1 120 mm, 1 420 mm, 1 600 mm の 3 種可変構造であるが、実験では 1 420 mm とした。軸箱、軸箱守控間の遊間は前後 0 mm, 0.3 mm, 0.6 mm, 左右 0 mm, 0.6 mm, 1.2 mm のそれぞれ 3 種に変更可能で、実験にあたっては前後 0.3 mm, 左右 0.6 mm とした。また軸距は 360 mm にとっている。図-4 に TR-50 台車型のばね履歴特性曲線を示す。

車両牽引機関車は、連結器により、模型車両を一定の速度で牽引する機関車で、直流分巻電動機を 2 基搭載し、この電動機によって加速する。走行速度は無段階に最高速度 5.5 m/s まで変化させることができる。牽引機関車には、模型車両の輪重、横圧、変位、加速度等を測定するためのストレイン・メーターと、データ送信用の FM 発信機、およびこれらに直流電力を供給するための電源用バッテリーが搭載されている。また後部下面には、試験車両の第一軸両輪とレールとの接触状態を撮影するために、16 mm 撮影機が装着されている。

定記録は加速度計と同じ径路でデータ・レコーダ、電磁オシログラフに記録した。輪重はスポークの車輪面内の軸方向ひずみから、横圧はスポークの車輪面直角方向

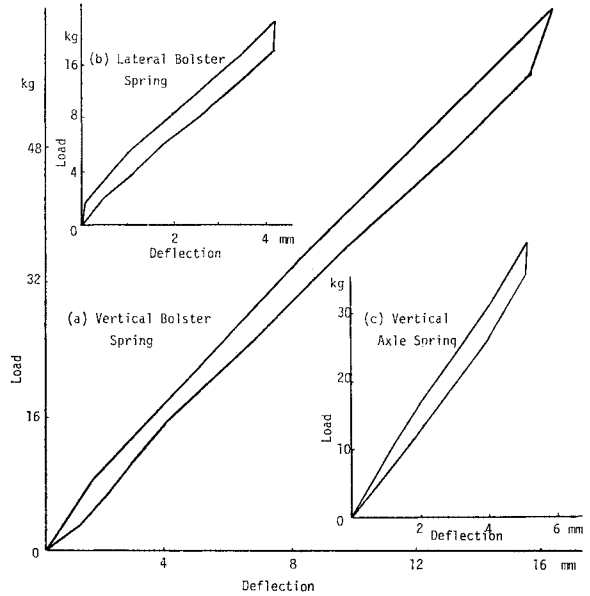


図-4 TR-50 台車ばね履歴特性曲線

4. 測定装置および測定方法

試験車両各部位の加速度は、東京測器製 AM 型加速度計を車体および軸箱に取り付けて測定した。図-5 に加速度計取り付け位置と測定方向を示す。加速度計からの信号は、図-6 の測定系統図に示す径路に従って記録した。すなわち、これらの信号は牽引機関車内のストレイン・メータによって増幅され、FM 送信機を介して地上側の FM 受信機に入る。FM 受信機に入った信号はミキサーに入り、2成分のデータを 1成分にまとめてデータ・レコーダの磁気テープに記録される。必要に応じてデータ・レコーダから出力されるデータは、いったん複調分離器に入り、再び2成分の信号に変換後、増幅器、減衰器を介してオシロ・ペーパーに記録される。

輪重、横圧の測定は、図-7 に示すようにスポーク車輪に抵抗線式ストレイン・ゲージを貼付し、図に示すブリッジに結線し、スリップリングを介してその信号をストレイン・メータに入力した。測

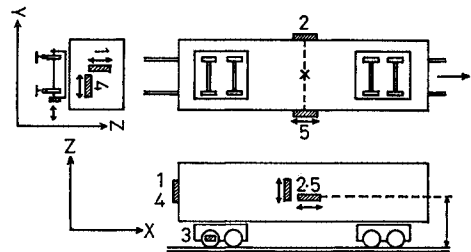


図-5 加速度計取り付け位置と方向 (ホキ型車両もこれに準ずる)

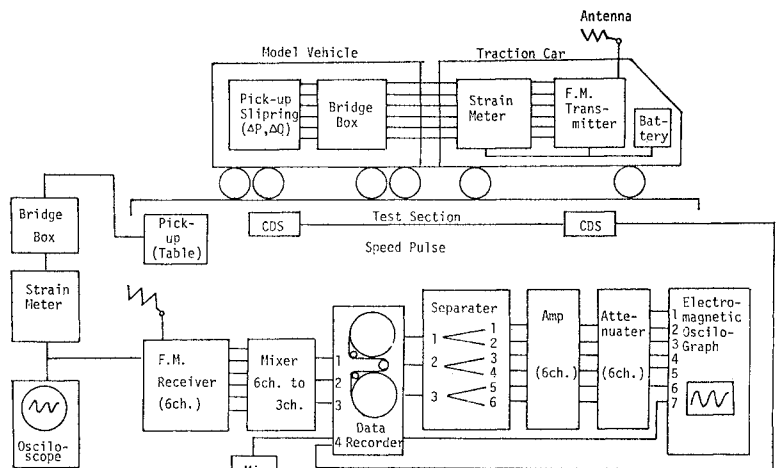
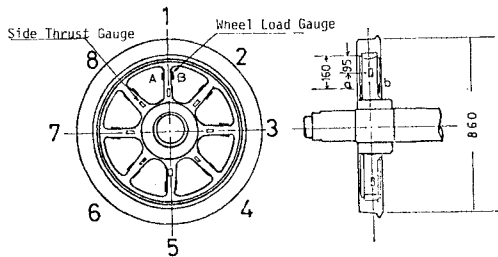


図-6 測定系統図



Connection of Wire Strain Gauge

Connection of Side Thrust Gauge

Connection of Wheel Load Gauge

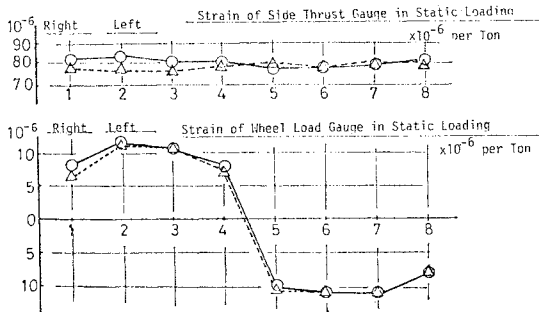
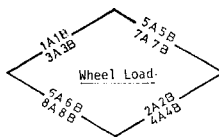
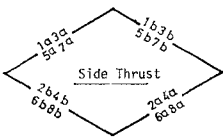


図-7 輪重・横圧測定のための結線と波形

曲げひずみから測定することになる。図-7 に示すように、輪重は車輪が1回転するたびに2回測定することになるので、連続量として測定することは不可能である。そこで、測定される輪重の値は、測定値の絶対値を取り、その外側を通る包絡線を引いて求めている。一方、横圧は、おのおののスポークごとに測定できるので、連続量として取り出すことができる。

軌道振動台の加速度測定は、振動台中央側面に共和電業製 120 A-1 H 型加速度計を取り付けて行った。変位は軌道振動台の振動数によって3種類に分けて測定を行った。すなわち、振動数が 3 Hz 以上の測定は、新たに開発した鱗青銅板製たわみ測定器で、1.5 Hz から 2.5 Hz までは東京測器製摺動型変位計で、1.0 Hz 以下は東條計測器製 RÖM-200 型変位計で測定し、ブラウン管オシログラフで振幅をモニターするとともに、ミキサーを介してデータ・レコーダおよび電磁オシログラフに記録した。

車両走行速度の測定は、比較的走行が安定している軌道振動台中央区間 10 m を測定区間として、この区間両端に入射光線の照度によって、電気抵抗の変化する CdS 光素子を設置して行った。その位置を車両が通過すると

き、CdS 光素子上に備え付けて置いた光源からの光量が車両の車軸上側面に取り付けた光源遮断板により遮断される。それによる電圧変動をとらえ、有線によりデータ・レコーダ、および電磁オシロ・ペーパー上に記録する。その結果1回の走行に2回の電圧変動が記録され、この変動時間間隔を測定して走行速度を算出した。

5. 実験の条件とデータ処理

予備実験および3次元軌道振動台⁴⁾による実験から、車両の走行安定性に影響するのは、水平方向の加振による低次の共振であることが判明している。これらのうち、走行安定性に影響を与えるのは、回転の中心が低い位置にある下心ローリングと高い位置にある上心ローリングまでであり、特に下心ローリングが走行安定性を与える影響が大きい⁴⁾。ワラ型二軸貨車の下心ローリング共振振動数は 1.5~2.8 Hz (実車換算 0.7~1.2 Hz)、ホキ 300 型の下心ローリング共振振動数は 2.0~3.5 Hz (実車換算 0.9~1.6 Hz) であるので、振動台の振動数を 0~4.5 Hz (実車換算 0~2.0 Hz) の範囲とした。2. で述べた軌道振動台は、この振動数範囲においては、0.2 g (1.96 m/s²) の加振加速度まで十分安定した正弦波形を得ることができる。

車両の走行速度は牽引機関車の能力と軌道振動台の長さから制限される。予備実験から測定区間が 10 m 前後で取り得る最大走行速度は、秒速 4.5 m/s (実車換算 36 km/h) であったので、これを 4 等分して速度 0, 1.5, 3.0, 4.5 m/s (実車換算 0, 12, 24, 36 km/h) の 4 段階の速度で実験を行った。

模型車両は表-2 に示すような車両であるが、実験は空車としての走行実験とともに、積車状態についても同様の実験を行った。空車状態、積車状態における車両の諸数値を表-3 に示す。積車としては、ワラ型模型車両の場合、荷重棒と1個 5 kg (49 N) の重錘を 22 個搭載して、積車時の重量、慣性モーメント、重心高が実車換算値にほぼ一致するように配置し、自重を含め 203.7 kg (1.996 kN) とした。ホキ型車両の場合には 5 kg (49 N) の重錘を 48 個搭載し、自重を含めて 416.3 kg とした。

データの処理は、磁気テープに記録されたデータを日立電子製の ALS-100, CLOAP 2000 E の組合せからなるハイブリッド計算機を用いて行った (写真-4 (a), (b) 参照)。

加速度の記録は、磁気テープの速度パルス を シンクロ・スコープに入力し、これを見ながら模型車両が CdS 光素子を通過する瞬間から、データを計算機に入力する。データをいったん A-D 変換したあと、読み取り

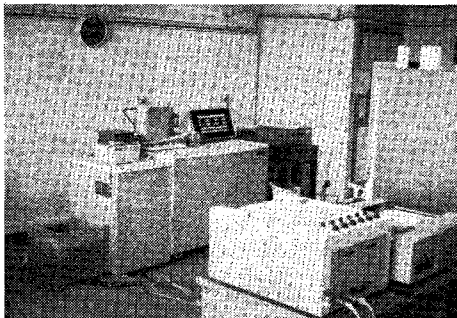
表-3 試験車両の諸元

車種		ワラ型	ホキ型
諸元			
車体質量 (kg)		53.56	85.42
荷重枠質量 (kg)		25.42	34.12
台車重量 (ばね含む) (kg)		---	14.24
車輪重量 (軸箱含む) (kg)		7.37	7.08
空車重量 (kg)		68.3	142.22
積車重量 (kg)		203.7	416.3
空車回転慣性 (kg·cm ²)	ピッチング	1.30×10 ⁵	4.09×10 ⁵
	ヨーイング	1.40×10 ⁵	4.24×10 ⁵
	ローリング	2.30×10 ⁴	4.36×10 ⁴
重心位置 (cm)	空車時	33.2 (車体上端より)	27.7 (車体上端より)
	積車時	25.5 (車体上端より)	23.8 (車体上端より)
車体寸法 (mm)		1450×508×428	2060×510×400
台車中心間隔 (mm)		---	1420
軸距 (mm)		845	360
軸箱・軸箱守控遊間 (mm)	前後 2 左右 5	前後 0.3 左右 0.6	
車体台車間水平方向ばね定数*	車体車軸 102 N/cm	車体台車 108 N/cm	
車体台車間水平方向減衰定数*	〃 0.98 Ns/cm	〃 3.82 Ns/cm	
車体台車間上下方向ばね定数*	〃 358 N/cm	〃 432 N/cm	
車体台車間上下方向減衰定数*	〃 0.392 Ns/cm	〃 5.90 Ns/cm	
台車車軸間上下方向ばね定数*	---	588 N/cm	
台車車軸間上下方向減衰定数*	---	0.98 Ns/cm	

* ばね定数・減衰係数は平均値



(a)



(b)

写真-4 ハイブリッドコンピュータのアナログ部とデジタル部

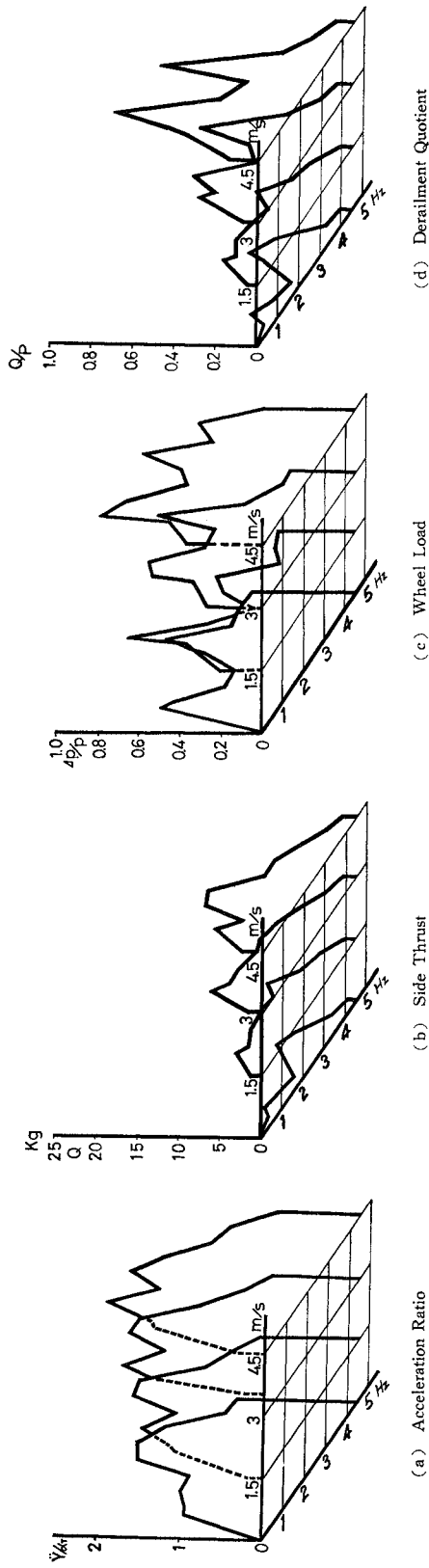
間隔 2/1000~5/1000 秒でサンプリングし、デジタル計算機部でそれらの2乗平均平方根を求めて、測定データとした。おのおのの走行速度に対して、試験車両を3回走行させ、それぞれの値の平均値を求めた。

輪重は車輪が1回転する間に2回測定することができる。10mの測定区間では、約23個の値を得ることができるが、これらの包絡線を取り、1/100秒ごとに区切って計算を行った。輪重のピークを数えるとき、大きなピークに前後して小さなピークが生じる。この小さなピークを取り除くため、積車ではデータの最大レンジの20%を、空車では10%をカットした。

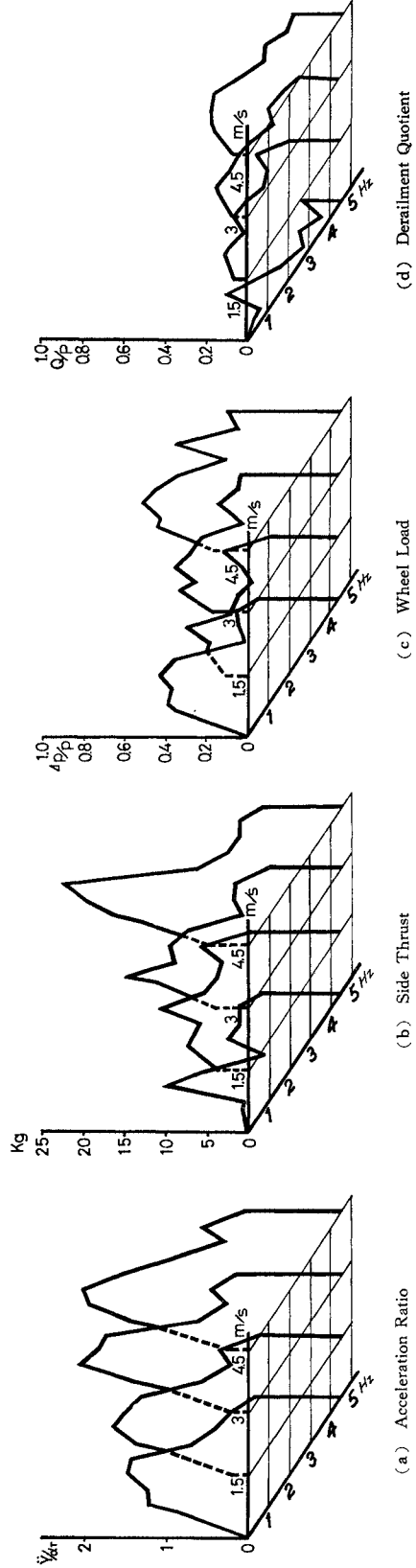
6. 軌道振動数と車両の応答

初めに軌道を狂いのない直線状に設定し、振動台加速度を0.05g (0.49 m/s²) にとって、振動数0~4.5 Hzの範囲でワラ型模型車両、ホキ型模型車両の応答を調べた。走行速度は0, 1.5 m/s, 3 m/s, 4.5 m/sの4段階とし、空車状態、積車状態のそれぞれの条件について、車体水平加速度や輪重、横圧、脱線係数(横圧/輪重)などの車両特性値を求めた。その結果を、ワラ型車両空車状態については図-8、積車状態については図-9に、ホキ型車両空車状態については図-10、同積車状態については図-11に示した。図-8から図-11までの図を総合的にみて、一般に車両の走行速度が0の状態、すなわち、車両が停止している状態と、車両が走行している状態では、一般に車両特性値は若干異なっている。その原因は、車輪路面とレール頭部に作用する力と変位の関係が、停止時にはスリップによって、走行時にはクリープによって左右されることによるものと思われる^{6)~7)}。これを横圧についてみると、ワラ型、ホキ型車両とも空車状態では、車両停止時に車輪路面とレール頭部の相対変位がほとんど生じないため、走行時と比較して横圧の値は相対的に低い。これに対し、積車状態では車体に作用する慣性力が大きいため、停止時においてスリップが生じ、走行時に近い横圧が発生する。しかし、この場合についても、停止時の横圧は走行時の横圧に比べ低い値をとっている。脱線係数、輪重減少比についても同様な傾向がみられ、停止時と走行時では応答は異なるが、輪重減少比については走行時と停止時の差は比較的小さい。

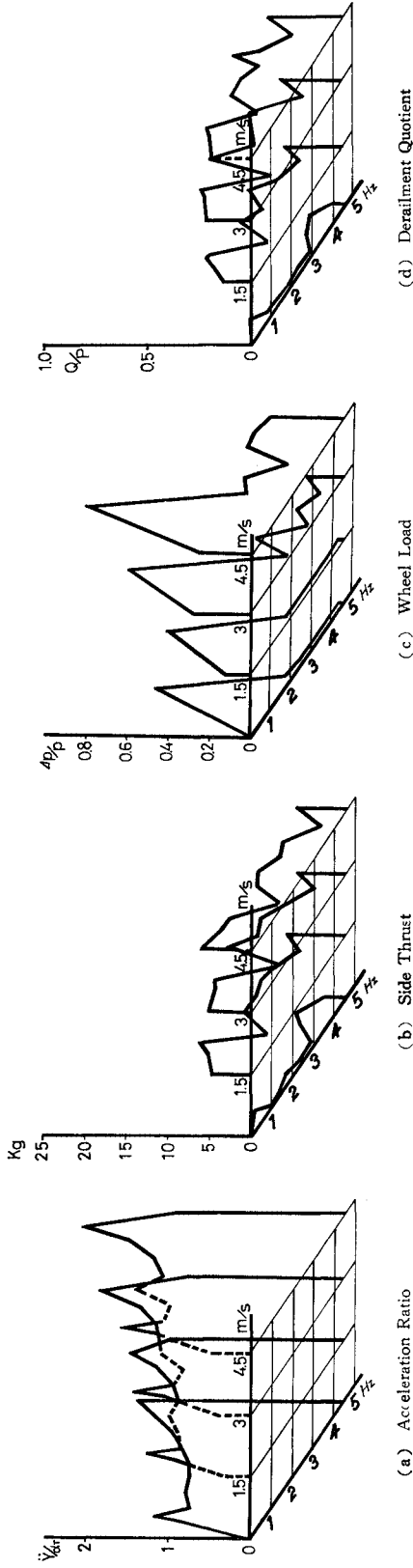
空車状態では、ワラ型、ホキ型車両とも、一般に輪重減少比と脱線係数は積車状態に比較して大きな値を示している。一方、横圧、車体水平加速度は、いずれも小さな値を示している。これは空車状態の方が、車体の横変位に対してローリングが発生しやすいことに起因しているものと考えられる。その結果、空車状態の方がより輪



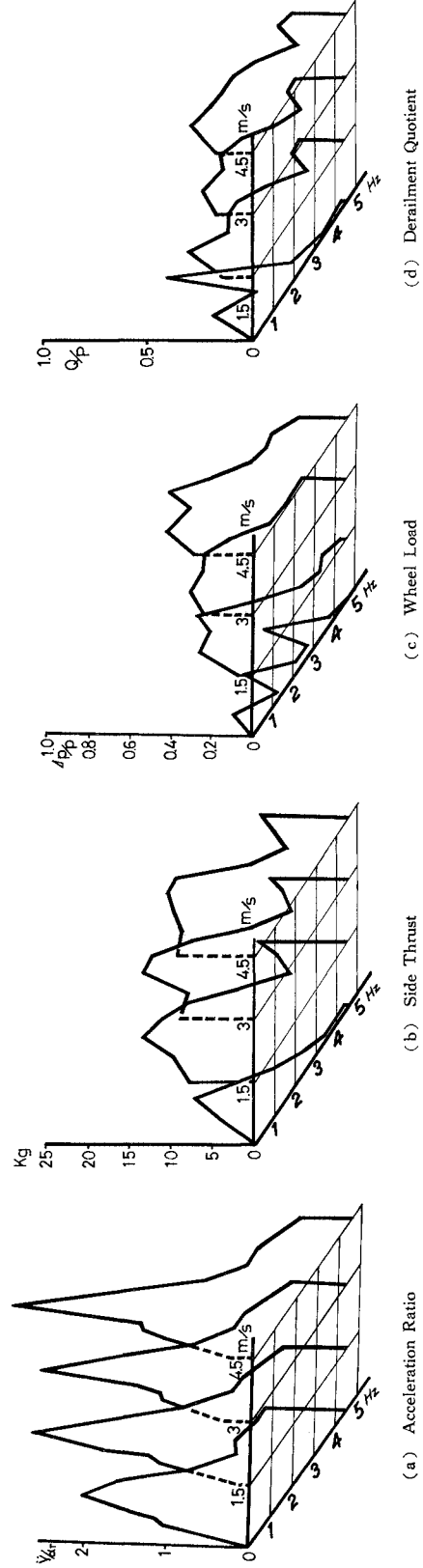
図—8 フラ型車両 (空車状態) 応答曲線 (軌道加速度 0.05g)



図—9 フラ型車両 (積車状態) 応答曲線 (軌道加速度 0.05g)



图一10 水牛型車両(空車状態)応答曲線(軌道加速度0.05g)



图一11 水牛型車両(積車状態)応答曲線(軌道加速度0.05g)

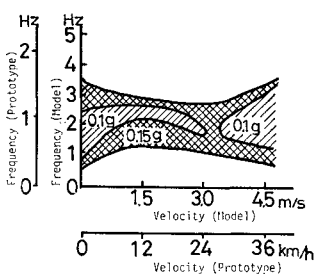
重抜けが大きく、横圧はより少ない。図-8 から 図-11 は軌道の入力加速度が $0.05 g$ (0.49 m/s^2) の場合について整理したものであるが、 $0.1 g$ 、 $0.15 g$ の場合にも同様の傾向がみられ、車両の脱線、転倒の立場から走行安定性を判断する場合、一般に積車状態より空車状態の方が走行安定性は低下する。

通常の静止した軌道と比べて、軌道が振動する場合には当然車両の応答は大きい、その大きさは軌道の振動数や振幅、そのときの走行速度に応じて大きく変化する。図-8~11 から明らかなように、車種や積載状態によって応答が異なるばかりでなく、走行速度の相違によっても異なっている。走行速度が異なれば、共振時の加速度、輪重減少比、横圧、脱線係数が異なってくることから判断して、車両の振動モードも異なってくるのが推測される。

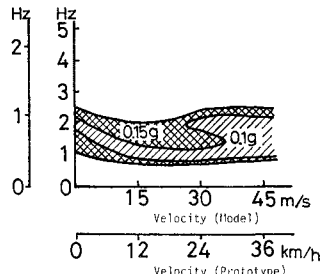
実験に用いた軌道振動数範囲内で顕著に観察された振動モードは、ワラ型、ホキ型とも下心ローリング^{4),5)}であり、そのときの共振振動数はワラ型車両空車状態で約 2.5 Hz 、積車状態で約 1.5 Hz であった。これらの値やその形態は軌道入力加速度、走行速度、車種などによる種々の要因によっても異なるものである。一般的にみて、同じ下心ローリングの振動モードでも、その回転中心はホキ型車両では低く、ワラ型車両では高い。下心ローリングの共振点での振動は、軌道入力加速度が増大するにつれて容易にロッキング⁶⁾に移行する傾向があり、きわめて走行安定性を低下させるモードである。いったんロッキングの状態に移行すると、前後車輪が同位相で左右交互に浮き上がる現象が観察される。このような状態になると、レール頭部と接触している側の車輪踏面を中心に、車両全体が交互に回転を繰り返し、輪重は左右交互に完全に抜けるが、運動



写真-5 16 mm 撮影機による車輪とレールの接触状態の観察



(a) WARAs



(b) HOKI

図-12 輪重減少比が 0.8 を超える領域 (積車・直線軌道)

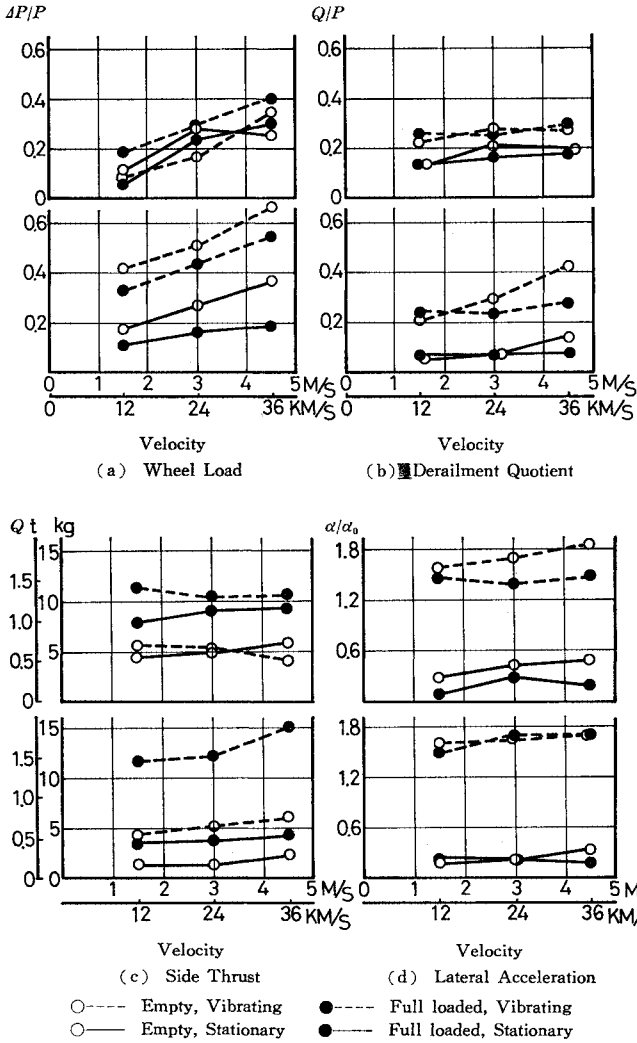
は比較的定常的、連続的で、ただちに脱線や転覆には至らない。写真-5 は牽引機関車後部に搭載した、 16 mm 撮影機でとらえたロッキング時の車輪踏面とレール頭部の接触状態を表わす1コマである。このように、輪重抜けから車輪が浮き上がり、ロッキングに至ることが実験的に確かめられたので、ロッキングの安定性を判断する1つの基準を輪重減少比におくことができる。

図-12 (a), (b) は軌道振動数、走行速度、軌道入力加速度の相違によって、ワラ型積車状態、ホキ型積車状態の輪重減少比が 0.8 を超える領域が、どのように変化するかを実験の結果から図示したものである。斜線を施した領域は軌道入力加速度が $0.1 g$ のときに輪重減少比が 0.8 を超える領域であり、二重斜線の領域は軌道入力加速度が $0.15 g$ のときの同じ領域を示している。これらの領域の境界線上では、輪重減少比は 0.8 であるから、車輪踏面とレール頭部の接触は切れることはなく、振動のモードは下心ローリングの状態にとどまっているが、境界内の領域ではロッキングの状態を示すことがある。軌道入力加速度が $0.05 g$ (0.49 m/s^2) の場合には、ワラ型、ホキ型車両の積車状態では、輪重減少比が 0.8 を超えることはないが、 $0.1 g$ (0.98 m/s^2)、 $0.15 g$ (1.47 m/s^2) と増加するにつれて、輪重減少比が 0.8 を超える領域は図のように広がっていく。ワラ型、ホキ型車両とも走行速度が 1.5 m/s から 3 m/s の範囲では、比較的車両の応答は安定であるが、それ以上の速度範囲では、速度の増加につれて安全な領域が減少していく傾向がある。また軌道入力加速度、走行速度の相違によって、共振点が移動する様相をうかがい知ることができる。

7. 走行速度の影響

図-8~11 から明らかなように、走行速度が増加するにつれて、一般に車体水平加速度、車両特性値はいずれも増加する傾向がある。これを軌道が静止している通常の軌道での値と比較するために、軌道が $0.05 g$ (0.49 m/s^2) の振幅で振動しているときの、各走行速度での車体水平加速度、車両特性値を、そのときのすべての軌道

振動数について平均化し、図-13 に図示した。図-13 で、実線は軌道が静止している場合の各応答値を示し、点線は軌道が振動している場合の全振動数に対する平均値を表わしている。また黒丸は積車状態、白丸は空車状態を表わしている。車両が停止している場合 ($v=0 \text{ m/s}$) については、走行時と応答特性が異なるので、表示していない。振動数で平均化しているため、その大きさは一概に比較できないが、静止軌道の場合と、軌道が振



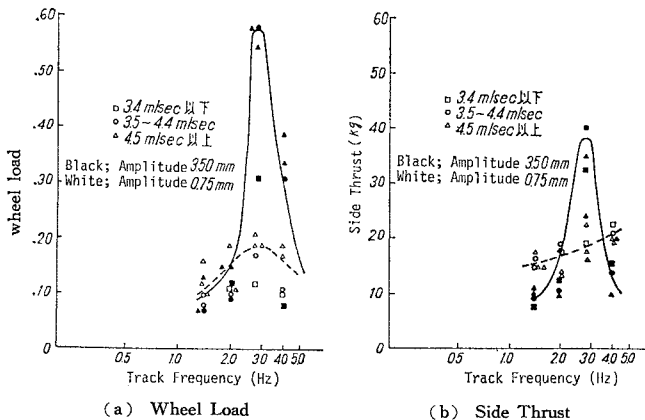
図一13 静止軌道上と振動軌道上の走行速度と応答の関係
(上：ホキ 300型，下：ワラ 1型)

動している場合の各応答値の走行速度に対する増加率は比較することができる。図一13から明らかなように、いずれの応答値とも、走行速度に対する増加率は、静止軌道の場合と軌道が振動している場合とではほとんど一致していて、通常の静止軌道上の走行速度に対する応答の増加率を知れば、軌道が振動しているときの増加率を予測できることを表わしている。実験で用いた速度範囲は0~5 m/s (実車換算 0~36 km/h) であり、これ以上の高速時の傾向を外挿することはできないが、いずれにせよ、軌道が振動する場合のある速度での振動数に対する応答曲線を求めれば、通常の軌道での速度に対する応答の増加率を重ね合わせることによって、軌道が振動する場合の任意の速度での応答を平均的に求めることが可能であることを示唆している。

本来鉄道車両は、車輪の踏面勾配やフランジによって、走行時に車両自体に振動発生源をもっていて、通常の静止した軌道においても、走行速度が増加するにつれて車両に生じる振動は増大する傾向がある¹²⁾。したがって、以上の実験結果よりすれば、実験で用いた速度範囲内では、軌道が振動する場合の車両の応答が、平均的にみて軌道変位によって生じる車両の強制振動と、走行に伴って生じる車両固有の振動の重畳したものであり、車両の応答のうちで強制振動の成分には走行速度の影響は認められないことになる。

8. 軌道の振動振幅と車両の応答

前節で、軌道が振動している場合の車両の応答が、軌道振動に伴う車両の強制振動と、車両固有の振動の重畳したものであることが推論された。そこで、車両の応答が軌道振動の振幅によってどのような性状を示すかを明らかにするために、模型車両を繰り返し走行させて、軌道振幅に対する車両の応答を測定した。図一14 (a), (b) は、ワラ型車両の軌道の振動数に対する輪重減少比と横圧の関係をそれぞれ示したものである。黒印は軌道振幅が 3.50 mm の場合、白印は 0.75 mm の場合の値であり、実線および点線は、それぞれの実験値の最適曲線を表わしている。軌道の振幅が 3.50 mm の場合には、軌道の振動数が 2.8 Hz の近傍で輪重減少比、横圧とも



図一14 軌道振動数の輪重減少比・横圧に及ぼす影響
(ワラ型車両・積車状態)

著しく大きな値を示している。しかし、軌道の振幅が 0.75 mm の場合には明確な共振点がみられない。また共振点 2.8 Hz 近傍以外の振動数の領域では、車両の応答値は軌道の振幅が 0.75 mm と 3.50 mm のいずれの場合においても、ほぼ同じような値を中心にはばらついている。この関係をさらに明確にするために、一定の軌道振動数における軌道幅の振と輪重減少比、横圧の関係を調べ、図-15 (a), (b) に示した。黒印は軌道の振動数が 2.8 Hz の場合、白印は 1.4 Hz の場合を表わしている。実線は振動数が 2.8 Hz, 1.4 Hz の両方の実験値を含む領域を、点線は 1.4 Hz の場合の実験値を含む領域を、それぞれ概略的に図示したものである。軌道の振動数が 1.4 Hz のときには、輪重減少比、横圧はいずれも軌道の振幅には影響されず、ほぼ一定と見なすことができる。これに対し、軌道の振動数が車両の共振点 2.8 Hz に一致するときには、軌道の振幅が 1~2 mm 程度までの間では、これらの値はほぼ一定であるが、それ以上軌道の振幅が大きくなると、振幅の増加につれて、これらの値も増加する。すなわち、共振点以外の振動数で

は、車両は軌道の変位に追従して振動するため、振幅にかかわらず、輪重、横圧は静止軌道上を走行する場合と同じ傾向を示す。これに対し、共振点では、軌道の振幅がある限度を超えると、軌道振動の振幅による応答が静止軌道の場合の車両固有の振動を上回って増加する傾向があることを示している。図-16 (a), (b) は、すべての振動数について整理したものである。これによれば、軌道の振幅がおよそ 1.5 mm (実車換算 7.5 mm) 程度までは、たとえ軌道が振動しても、輪重減少比、横圧は静止軌道上を走行する場合と同程度であると考えられる。軌道振幅がおよそ 1.5 mm を超える場合には、これらの値は振幅の増加につれて増大する。特に車両の共振点においては、この傾向が著しい。

9. 安定な走行を得るための限界

従来より国鉄では車両の安全な走行を得るための限界として、輪重減少比 0.8, 脱線係数 0.8 を採用している¹⁾。これらの値は十分な安全率を見込んだ値であり、これらの

値を超過すれば、ただちに車両が危険な状態になるわけではない。事実この実験においても、これらの限界を超過した場合は多々あるが、いずれも脱線や転覆に至っていない。

ここでは輪重減少比 0.8, 脱線係数 0.8 を走行安定性を判断するための 1 つの指標として採用し、さまざまな実験の条件に対する輪重減少比、脱線係数の値から、これらの限界値を超過するときの軌道振幅、軌道振動数、軌道加速度の組合せを求めた。図-17 (a) はワラ型車両の限界を、図-17 (b) はホキ型車両の限界を示している。いずれも黒印は輪重減少比 0.8, あるいは脱線係数 0.8 を超過した場合であり、白印はこれらの値以下となる場合である。太い実線は輪重減少比、あるいは脱線係数の少なくとも 1 つが、これらの限界を超過する限界線を示している。図-17 (a) のワラ型車両の場合についてみると、軌道振動数が 1.5 Hz, 3 Hz を除けば、いずれも空車状態の方が走行安定性が低いことがわかる。また全体的にみると、走行安定性が損なわれるのは輪重減少比の超過によっておりロッキングや転覆に対する不安定性を示す傾向があることを示唆している。このような傾向は、実験中にもよく観察されており、振動する軌道上を走行する車両について起こる特有の現象である。不安定となる振動数範囲は 0.75~1.5 Hz の間と、3 Hz の近傍にある

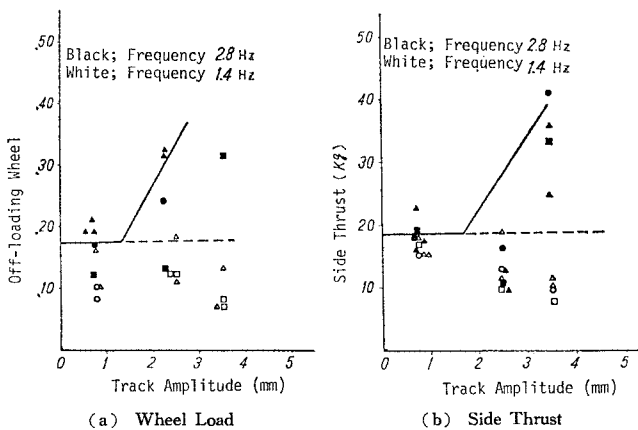


図-15 軌道振幅と輪重減少比・横圧の関係 (ワラ型車両・積車状態)

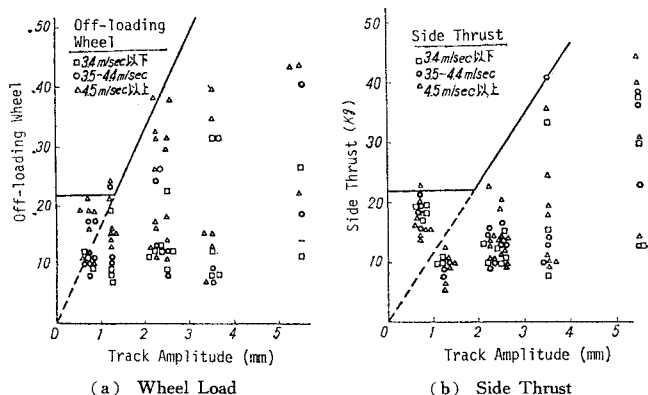
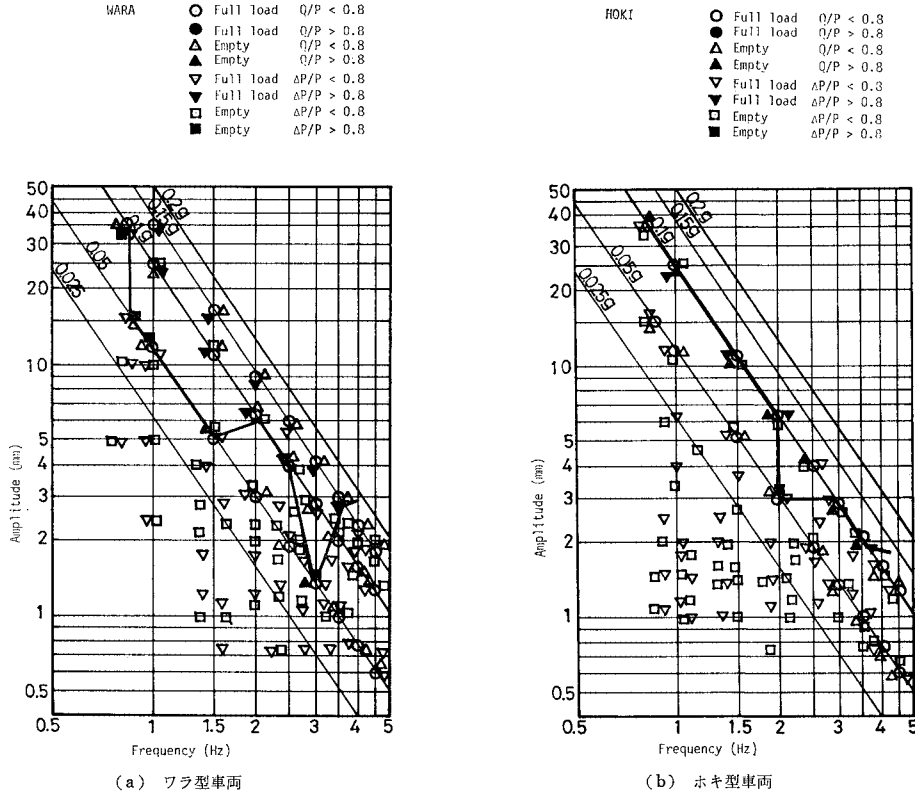


図-16 すべての振動数領域でみた軌道振幅と輪重減少比・横圧の関係 (ワラ型車両・積車状態)



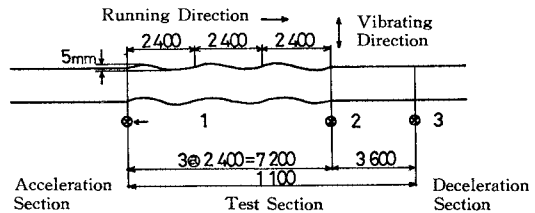
図—17 輪重減少比 ($\Delta P/P$) 0.8, 脱線係数 (Q/P) 0.8 を超過する限界

が、軌道振動加速度が $0.05 g$ (0.49 m/s^2) 以下であれば、実験の振動数範囲内では十分安全な走行を期待することができる。特に 3.5 Hz 以上の振動数では、走行安定性は $0.15 g$ 以上の軌道入力加速度でも安全である。

図—17 (b) のホキ型車両については、 2 Hz の近傍を除くと、安全性の限界は軌道入力加速度が $0.1 g$ (0.98 m/s^2) にあって、ワラ型車両と比べ、走行安定性は優れている。ホキ型車両の場合は空車状態、積車状態、あるいは輪重減少比、脱線係数のいずれが走行安定性を支配するか明確ではないが、積車時には輪重減少比が、空車時には脱線係数が支配的である。

10. 通り狂いのある軌道での走行安定性

以上は軌道狂いのない直線状の軌道での走行安定性であるが、現実の軌道には軌道狂いが存在する場合が考えられる。通常の静止軌道に存在する軌道狂いのうちで、走行安定性に大きく影響を及ぼすのは、連続して存在する狂いであることが知られている^{(14), (23)}。そこで軌道が定常的に振動すると同時に、軌道に狂いが存在する場合の影響を調べる目的で、全振幅 5 mm 、波長 2.4 m の正弦波からなる3波連続通り狂いを軌道に設定し、静止軌道と振動軌道の相違を検討した。図—18 に、設定した



図—18 3波連続通り狂い

通り狂いの形状を示す。通り狂いが車両に及ぼす影響は、軌道が振動する場合と異なって、各車軸の位置で、軸距の間隔だけ位相の異なる水平方向の周期外力が作用することである。この周期外力の振動数と加速度は、通り狂いの半振幅を A 、波長を λ 、走行速度を v とおくと、それぞれ v/λ 、 $A(2\pi v/\lambda)^2$ で与えられるから、実験で用いた速度範囲、 $0 \sim 4.5 \text{ m/s}$ では、 $0 \sim 1.875 \text{ Hz}$ 、 $0 \sim 0.035 g$ の範囲にある。また軌道が水平方向に曲線状の形状をもっていることにより、車輪とレールの走行角は振動軌道の場合とは異なってくることが予想される。したがって、通り狂いが存在し、かつ振動する軌道上を車両が走行する場合には、このように性質を異にする2種類の周期外力が作用することになる。実験では、軌道振動外力と軌道狂いによる周期外力の位相を正確に同期させることはむしろ避けて、ランダムに与えることと

し、各条件下においておのおの 10 回走行させ、加速度、車両特性値の平均値を求めた。

実験結果の整理は、軌道狂いの存在する場合と存在しない場合の対比に着目し、軌道狂いが存在する場合の車両水平加速度、車両特性値の値を、存在しない場合のそれぞれの値で除して、軌道狂いの影響を検討した。図一 19 (a), (b) は軌道振動数に対する車両水平加速度の比率をワラ型車両、ホキ型車両についてまとめたものである。図中黒印は積車、白印は空車の場合を表わしている。縦軸は加速度比率を、横軸は軌道振動数を示している。いずれも加速度の比率は軌道が振動していない場合（軌道振動数が零の場合）を除いて、1.0 の近くに分散している。軌道が振動していない場合、すなわち通常の軌道での 3 波連続通り狂いの影響は、図一 19 から明らかなように、直線軌道に比べ一様に加速度が増大し、そのうえ走行速度の増加につれて、応答も増大している。これに対し、軌道が振動している場合には、軌道狂いの影響はワラ型車両、ホキ型車両とも比較的小さく、場合によっては軌道狂いの存在する場合の方が存在しない場合よりも応答が小さくなることを示している。そのうえ軌道が振動している場合には、走行速度と応答の間にはほとんど相関はみられない。車両特性値

についても同様の傾向がみられ、たとえば 図一 20 はワラ型車両の脱線係数について、軌道狂いのある場合とない場合の比率を表わしたものであるが、静止軌道に比べ振動軌道では軌道狂いの影響は小さい。また、図一 8 ~ 11 と 図一 19 を比較すれば明らかなように、車両の共振振動数の近傍では、それ以外の軌道振動数の領域と比べ、かえって軌道狂いの影響は小さくなる傾向がある。

以上の実験結果によれば、通り狂いが存在し、かつ軌道が振動する場合の応答は、通常の静止軌道における通り狂いの影響よりも小さく、振動軌道上の走行安定性を論ずる場合には、通り狂いの影響を無視して考えてよいことを意味している。この事実は、車両の走行安定性を損なう軌道外力が、主として定常的、規則的な振動であって、周期性のある外力に対しては、非定常、不規則な振動は掩蔽されることを意味している。すなわち、車両の走行安定性が損なわれる場合は、車両に発生する振動が過渡的なものでなく、ある程度定常的なことが必要になるものと思われる。このような事実に対する理論的な裏付けは文献 7) にも述べられている。文献 7) では、水平地震動に対する車両の走行安定性を理論的に取り扱ったものであるが、不規則な地震波形が直接軌道に入力される場合の方が、構造物を通してある程度定常的、規則的に作用する軌道外力よりかえって走行安定性が増すことが指摘されている。

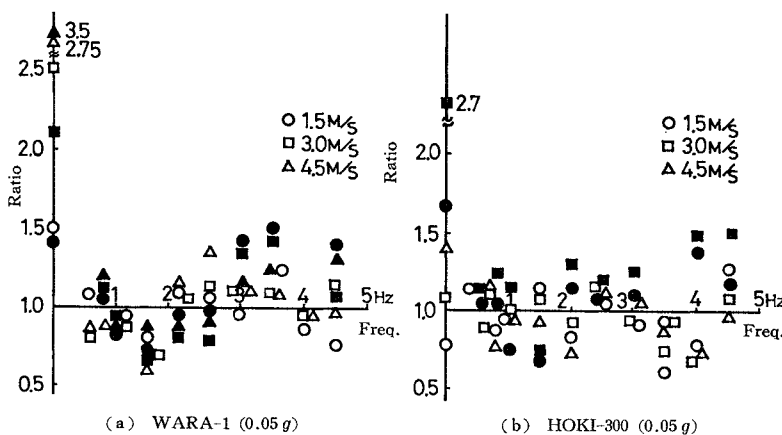
11. 結 論

軌道が振動する場合の車両の走行安定性は、軌道振動の入力加速度、振動数、車種、積載状態、走行速度、軌道狂いの条件の組合せによって複雑に変化する。この実験は、走行安定性に及ぼすこれらの要因の間に規則性を見出し、振動軌道上での走行安定性の限界を

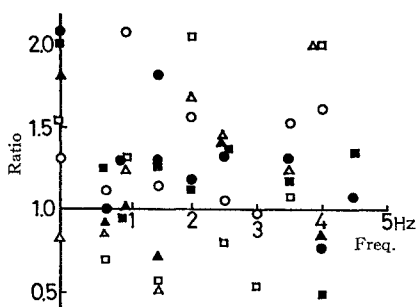
求めることである。以下に得られた結論を列挙する。

(1) 実験の結果によれば、軌道外力の振動数が車両の下心ローリングの共振点に一致するときには、静止軌道の場合と比べて車両の走行安定性は著しく低下する。特にこの傾向はワラ型車両の空車状態で著しく、輪重減少比の増加となって現われる。軌道入力加速度が増大するにつれて、下心ローリングのモードはロッキングに移行し、輪重減少比は 1.0 を示すことがある。

(2) 走行速度に対する車両水平加速度、車両特性値の増加率は、この実験の振動数範囲内では車両が軌道上に停止している場合を除いて、平均的に静止軌道の場合



図一 19 軌道狂いの存在による車体加速度の増加率



図一 20 軌道狂いの存在による脱線係数の増加率 (ワラ型車両・0.05g)

と同じ傾向を示す。すなわち、軌道が振動する場合の応答は、軌道振動による車両の強制振動と、走行に伴う車両固有の振動の重ね合わせで与えられる。

(3) 軌道の振幅がおよそ 1.5 mm (実車換算 7.5 mm) の範囲では、共振のいかんにかかわらず、通常の静止軌道上を走行する場合と同程度の応答を示す。軌道の振幅がこの値を超えると、振幅の増加に伴って、共振点付近では著しく走行安定性は低下するが、共振点以外の振動数領域では、共振点の近傍と比べて一般的にこの傾向は小さい。

(4) 輪重減少比 0.8, 脱線係数 0.8 を車両が安全に走行し得るための限界とすれば、この限界を超える軌道入力加速度は、ワラ型車両の空車状態で最も低く、そのときの振動数範囲は 0.75~1.5 Hz の間と 3 Hz の近傍で 0.05 g である。ホキ型車両では、軌道振動数が 2 Hz の近傍を除くと、この限界を超える軌道入力加速度は 0.1 g であって、ワラ型車両に比べ、走行安定性に勝っている。

(5) 軌道に連続した通り狂いが存在し、かつ軌道が振動している場合の車両の走行安定性は、狂いが存在しない場合と比較して、必ずしも低下するとは限らない。軌道が振動する場合の通り狂いの影響は、静止軌道における通り狂いの影響を超えることはない。

12. あとがき

本研究は、日本鉄道建設公団、本州四国連絡橋公団から委託された鉄道吊橋の実用性に関する研究の一環として行われたものである。本研究の遂行にあたって、東京大学工学部交通研究室の田代光宏技官、実験に参画された当時の東京大学工学部土木工学科の大学院および学部学生、日本大学生産工学部土木工学科の学部学生諸君に深く謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 日本鉄道施設協会：本州四国連絡橋の列車走行に関する研究，走行分科会中間報告，昭和 48 年 3 月～昭和 54 年 3 月。
- 2) 八十島義之助：吊橋軌道とその車両走行安定性に関する研究，第 5 中間報告，東京大学工学部土木工学科。
- 3) Yasoshima, Y., M. Ito and T. Nishioka : Some Problems of Suspension Bridges under Running of Railway Vehicles, Proc. of JSCE, No. 167, pp. 47~53, 1969.9.
- 4) Yasoshima, Y., Y. Matsumoto and T. Nishioka : Experimental Study for Derailment on Vibrating Tracks, Proc. of JSCE, No. 164, pp. 71~76, 1964.4.
- 5) 西岡 隆：軌道の振動を考慮した車両運動に関する理論

的研究，土木学会論文報告集，No. 172, pp. 43~57, 1969.12.

- 6) 松本嘉司・藤沢伸光：水平角折れのある軌道上の車両運動に関する実験的研究，土木学会論文報告集，No. 200, 1972.4.
- 7) 西岡 隆・橋本渉一：水平地震動に対する橋梁上の二軸貨車の走行安定性，土木学会論文報告集，No. 296, 1980.4.
- 8) 西岡 隆・塩尻弘雄・橋本渉一：横風作用下における長大橋梁上の鉄道車両に関する実験的研究，土木学会論文報告集，No. 309, pp. 113~128, 1981.5.
- 9) 松本嘉司・大嶋孝二・橋本渉一：風荷重を受ける振動軌道上の車両運動に関する研究，土木学会第 30 回年次学術講演会講演概要集，1975.10.
- 10) 松本嘉司・橋本渉一・秋山芳弘：振動軌道上におけるボギー車両の走行安定性に関する研究，土木学会第 31 回年次学術講演会講演概要集，1976.10.
- 11) 松本嘉司・大嶋孝二・橋本渉一：通り狂いのある振動軌道上の車両運動に関する研究，土木学会第 4 回関東支部年次研究発表会概要集。
- 12) 松平 精：2 軸鉄道車両のだ行動とその防止法，機械学会論文集，No. 19, Vol. 87, 1953.
- 13) 藤井澄二・吉本堅一・小林文彦：2 軸貨車のだ行動の電子計算機による解析（第 1 報，第 2 報），機械学会論文集，No. 40, Vol. 340, 1974.12, No. 41, Vol. 343, 1975.3.
- 14) 池守昌幸：狩勝実験線における軌道狂いと 2 軸貨車の走行安定性との相関，鉄道技術研究報告，No. 776 (施設編 No. 343), 1971.10.
- 15) 松井 哲：2 軸貨車競合脱線に関する研究，鉄道技術研究報告，No. 827 (車両編 No. 229), 1973.1.
- 16) 福地合一・林田千秋・西沢生一・土屋 栞：横風による列車転倒の静力学的検討，鉄道技術研究報告，No. 854 (施設編 No. 387), 1973.6.
- 17) 平井 敦・伊藤 学：長径間鉄道吊橋の活荷重による変形と衝撃，昭和 41 年。
- 18) 沖島喜八：列車脱線の原因とその防止策。
- 19) Carter, F.W. : On the Stability of Running of Locomotives, Proc. Roy. Soc. Series A, 1928, 121, 585.
- 20) Cain, B.S. : Vibration of Road and Rail Vehicles, Pitman, New York, 149~189, 1940.
- 21) Davies, R.D. : Some Experiments of the Lateral Oscillation of Railway Vehicles, F. Instn. Civ. Engrs. pp. 224~261, 1939.11.
- 22) Müller, C.T. : Wo stehen wir in der Gteislauftechnik; Das Schligerproblem, Glasers annln Gewerbe Baus. 8 d, 31, 1958.
- 23) 日本鉄道施設協会：軌道の合理的管理の研究報告，昭和 54 年 3 月。
- 24) Wickens, A.H. : The dynamic of railway vehicles on straight track; Fundamental considerations of lateral stability, The Joint Convention of Interaction between Vehicle and Track, Instn. Mech. Engrs. London, 1965.9~11.
- 25) 八十島義之助・伊藤 学・西岡 隆：長大橋における軌道設計上の間験点，第 19 回土木学会年次学術講演会講演概要集，昭和 39 年 5 月。
- 26) 八十島義之助・西岡 隆：強制外力による二軸貨車の運動，第 24 回土木学会年次学術講演会講演概要集，昭和 44 年 10 月。

(1980.2.27・受付)