

水平振動を受ける二軸車両の挙動とそのモデル化についての一考察

DYNAMIC RESPONSE OF TWO-AXLE FREIGHT VEHICLE ON VIBRATING TRACK AND EXAMINATION OF ITS MATHEMATICAL MODEL

川上英二*・秋山成興**

By Hideji KAWAKAMI and Narioki AKIYAMA

In computing the response of railway vehicles on a suspension bridge under the horizontal excitation due to winds or earthquakes, each vehicle has often been modeled as a mass-spring-system composed of three rigid masses, representing one car body and two wheel sets, connected by springs, representing linkage leaf-springs and wheel-rail interaction. Although the mechanical characteristics of springs play a crucial role, they are difficult to determine experimentally when viscous and frictional dampings are remarkable as well as non-linearity. In this paper a technique is presented to evaluate the dynamic characteristics of springs experimentally. Using a 1/5-scaled model the hysteresis curves of each spring are plotted, and they are compared with those estimated from static experiments. Then noticeable dynamic effects on them of the input frequency and amplitude are observed.

1. 序 論

鉄道車両の走行安全性に関する研究は、蛇行動のような自励振動に関する研究^{たとえば^{1)~3)}}と、列車通過⁴⁾・軌道狂い^{5), 6)}・角折れ^{7)~9)}・軌道振動^{9)~15)}・風荷重^{9), 16)~18)}のような強制振動に関する研究とに大別される⁹⁾。これらの研究は近年の本州四国連絡橋の建設に伴い、ますますその重要性が指摘され¹⁹⁾、これまでにいくつかの実験的または理論的な研究が行われている。

車両運動に関する実験的研究としては実車両を用いた軌道狂い・角折れの影響を調べる実験^{5), 6)}および模型車両を用いた軌道狂い・角折れ・軌道振動の影響を調べる実験が報告されている^{7), 9), 10), 13)~15)}。また、理論的研究としては車両の力学モデルがいくつか提案されている^{1)~3), 6), 8), 9), 11)~13)}。

提案された多くの車両の力学モデルはばね剛体系モデルである。このモデルは車体および車輪を剛体とし、コイル、板ばね、リンク、車輪とレールとの間等の力の伝達をばねで置き換えたものが多い。これらのばねの特性

は静的に測定された荷重-変位曲線に基づいて、線形なばねで、あるいは非線形特性をもち、または履歴曲線を描くばねであると仮定されている^{1)~3), 6), 9), 11)~13)}。そして、これらの仮定されたばね特性の妥当性を検証するために、車体応答を力学モデルを用いて推定計算し、車体の挙動の実験結果と比較している^{1)~3), 9), 12), 13)}。そして、実験結果をさらに十分に説明し得るように力学モデルおよびばね特性のさまざまな改良が行われてきた。

本研究は、上述の研究をさらに発展させたものであり、一般に精度のよいモデル化が難しいといわれているガタ等の減衰が大きな非線形なモデルに対して、実験に基づいてばね特性の推定を能率よく行うための新しい1つの方法を示すとともに、実際の模型車両の力学特性について検討を加えたものである。その際、用いた模型車両においては、質量および力の作用点が比較的正確に求まるのに対し、ばねの特性は測定条件によって著しく異なることを考慮した。また、静的に測定されたばね特性では粘性減衰の影響を当然含まないので、この影響も含めて動的な外力が作用した際のばね特性を明らかにする必要があると考えた。その際、ばねを1つずつ取り出して動的な荷重を加えて試験をすればよいのだが、車輪とレール間に想定されたばねのように取り出すことができないばねもあること、リンク・重ね板ばね・軸箱等ガタの大

* 正会員 工博 埼玉大学助手 工学部建設工学科
(〒338 浦和市下大久保 255)

** 正会員 工博 埼玉大学教授 工学部建設基礎工学科
(同上)

きばねを取り出して車両に含まれていたときと同じ拘束条件で実験することは難しいことを考慮した。

本研究では、以上の観点から、力学モデルまたはばね特性の検証を、従来のようにばね特性を仮定して車体応答を求め、これを実験結果と比較するのではなく、逆に車両応答の測定結果からばね特性を逆算して、得られたばね特性の測定条件の違いによる変化を検討した。2. では模型車両および実験の概要を、3. では実験結果からのばね特性の算定方法を述べ、4. では水平振動を受ける模型車両の挙動の測定結果、およびばね特性の測定条件による変化を検討した。5. では得られたばね特性を用いて車体応答を計算し実験結果を確認した。

2. 実験の概要

本研究で用いた模型車両は、国鉄仕様のワラ1形二軸車両を原型として製作されたもので、縮尺は1/5である (Photo 1 参照)。本実験では、載荷状態を中心軸に対して対称とし、車体の重心位置がレール面上約38 cmの高さの対称軸上にある場合に対して実験を行っている。模型車両の長さの縮尺は実車両の約1/5であり、模型車両のつり装置、車輪等は実車両と同じ材料を用いて可能な限り実物を相似させて作製されている。また、実験に関係する諸量の相似率は参考文献14) のように求られている。

ワラ1形模型に Fig.1 に示すように10個の加速度計を取り付けた。ただし、1~3はそれぞれ車体の重心の

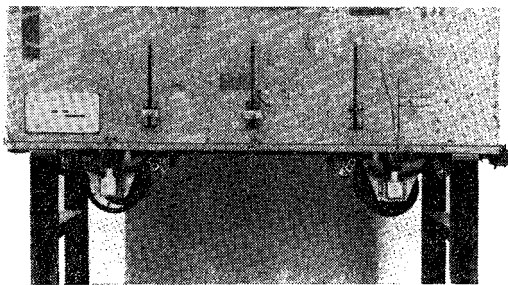


Photo 1 WARA-Type Model Vehicle.

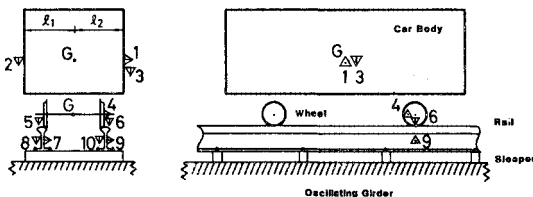


Fig.1 WARA-Type Model Vehicle and Arrangement of Accelerometers.

高さ、4は車輪の重心(中心軸)の高さに配置した。また、▽では下方向への、▷では右方向への、また△では手前への加速度を正とするように加速度計を設置してある。そして振動台の振動数を1.0~4.5 Hz(0.5 Hzおき)に設定しレール直角水平方向に加振した。車両の質量は左右対称であり、また、Fig.1に示すように枕木と車両との位置関係を定め、前後が対称となるようにした。

車両模型の挙動の測定箇所は Fig.1 に示す1~10の10か所であり、次章で示すようにこれらの測定値 $A_1 \sim A_{10}$ より車体および車輪の各重心での加速度を求め、運動方程式を用いてばね力を計算した。これと、加速度記録をフーリエ級数に展開し2回積分した結果に基づいて得られたばねの両端での相対変位とを用いて履歴曲線を描いた。

3. ばね特性の算定方法

車両模型の力学モデルとしては Fig.2 に示す二次元の半車体系モデルを考えた。車体と車輪との間に水平および鉛直方向のばね S_{31}, S_{3r} および S_1, S_2 を考え、車輪とレールとの間にも同様に水平および鉛直方向のばね S_{61}, S_{6r} および S_4, S_5 を考えた。車体の水平、鉛直、回転変位を Fig.2 に示すように y_B, z_B, ϕ_B とおき、車輪に対してはそれぞれ y_w, z_w, ϕ_w とおく (添字 B, W はそれぞれ Body, Wheel の略である) と、このモデルの微小変形時の運動方程式は次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
 m_B \ddot{y}_B + F_3 &= 0 \\
 m_B \ddot{z}_B - m_B g + F_1 + F_2 &= 0 \\
 I_B \ddot{\phi}_B - F_1(b_1 + y_C) + F_2(b_1 - y_C) - F_3 h_1 &= 0 \\
 m_W \ddot{y}_W - F_3 + F_6 &= 0 \\
 m_W \ddot{z}_W - m_W g - F_1 - F_2 + F_4 + F_5 &= 0 \\
 I_W \ddot{\phi}_W + F_1 b_1 - F_2 b_1 - F_3 h_2 - F_4 b_2 + F_5 b_2 - F_6 r &= 0 \\
 \dots\dots\dots (1)
 \end{aligned}$$

ただし、 F_i はばね S_i のばね力 (Fig.2 参照) であり、Fig.2 に示す方向を正とした。また、

$$F_1 = F_{3r} + F_{31},$$

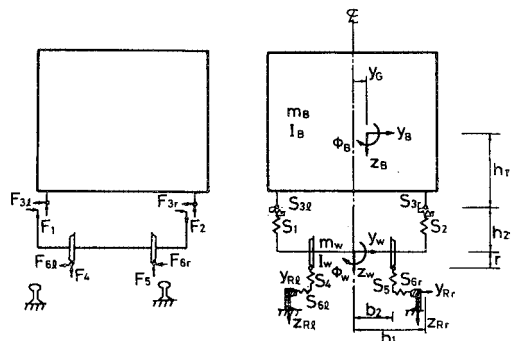


Fig.2 Mechanical Model of WARA-Type Vehicle.

Table 1 Characteristic Values of Model Vehicle.

Mass of Half Body	M_B	95.7 kg
Mass of Wheelset	M_W	7.4 kg
Inertia Moment of Half Body	I_B	3.1 kgm ²
Inertia Moment of Wheelset	I_W	0.17 kgm ²
Dimensions (see Fig. 1, 2)	b_1	11.0 cm
	b_2	19.3 cm
	h_1	23.3 cm
	h_2	6.4 cm
	τ	8.3 cm
	y_C	0.0 cm
	l_1	25.5 cm
	l_2	25.5 cm

$$F_6 = F_{6r} + F_{6t},$$

m_B, m_W はそれぞれ車体および車輪の質量,
 I_B, I_W はそれぞれ車体および車輪の慣性モーメントである。
 また、 g は重力加速度、
 y_C は重心の対称軸からのずれの長さ (本実験の場合は零)、
 b_1, b_2, h_1, h_2, τ はそれぞれ Fig. 2 中に示されている長さである。模型車両の諸量を Table 1 に示す。

以上の式より、ばね力 $F_i (i=1\sim 6)$ を未知数と考え、これらの値は、車体、車輪の加速度および力の作用点の座標を用いて順次次式のように表わされる。

$$\begin{aligned} F_3 &= -m_B \ddot{y}_B \\ F_1 &= [I_B \ddot{\phi}_B - F_3 h_1 - m_B (\ddot{z}_B - g)(b_1 - y_C)] / (2 b_1) \\ F_2 &= -[I_B \ddot{\phi}_B - F_3 h_1 + m_B (\ddot{z}_B - g)(b_1 + y_C)] / (2 b_1) \\ F_6 &= F_3 - m_W \ddot{y}_W \\ F_4 &= [I_W \ddot{\phi}_W - F_6 \tau + F_1 b_1 - F_2 b_1 - F_3 h_2 - m_W (\ddot{z}_W - g) \\ &\quad - F_1 - F_2] b_2 / (2 b_2) \\ F_5 &= -[I_W \ddot{\phi}_W - F_6 \tau + F_1 b_1 - F_2 b_1 - F_3 h_2 \\ &\quad + m_W (\ddot{z}_W - g) - F_1 - F_2] b_2 / (2 b_2) \end{aligned} \dots\dots\dots (2)$$

微小変形時には測定された加速度 $A_j (j=1\sim 10)$ は重心加速度 (\ddot{y}_B, \ddot{z}_B 等) と次式

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -l_1 \\ 0 & 1 & l_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_B \\ \ddot{z}_B \\ \ddot{\phi}_B \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} A_4 \\ A_5 \\ A_6 \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -b_2 \\ 0 & 1 & b_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_W \\ \ddot{z}_W \\ \ddot{\phi}_W \end{Bmatrix} \end{aligned} \dots\dots\dots (3)$$

のような関係があり、重心加速度は測定点での加速度から逆算することができる。また、 A_7, A_8 は左レールのそれぞれ水平、鉛直方向の加速度 $\ddot{y}_{Rl}, \ddot{z}_{Rl}$ であり、 A_9, A_{10} は右レールのそれぞれ水平、鉛直方向の加速度 $\ddot{y}_{Rr}, \ddot{z}_{Rr}$ であるものと考えた。したがって、観測点での加速度 $A_j (j=1\sim 10)$ を

時々刻々測定すれば、式 (3) および式 (2) からばね力 $F_i (i=1\sim 6)$ を求めることができる。

次に重心加速度 (\ddot{y}_B, \ddot{z}_B 等) をフーリエ級数に展開して2回積分して、重心変位 (y_B, z_B 等) を求める。さらに、式 (4) の右辺を用いて各ばね両端の相対変位を求める。以上得られたばね力 $F_i (i=1\sim 6)$ を縦軸に、ばね両端の相対変位 (式 (4)) を横軸にとることにより $S_1\sim S_6$ の各ばねの履歴曲線が求められる。

$$\begin{aligned} S_1 \text{ の相対変位: } & |z_B - z_W - \phi_B (b_1 + y_C) + \phi_W b_1| \\ S_2 \text{ の相対変位: } & |z_B - z_W + \phi_B (b_1 - y_C) - \phi_W b_1| \\ S_3 \text{ の相対変位: } & (y_B - y_W - \phi_B h_1 - \phi_W h_2) \\ S_4 \text{ の相対変位: } & (z_W - z_{Rl} - \phi_W b_2) \\ S_5 \text{ の相対変位: } & (z_W - z_{Rr} + \phi_W b_2) \\ S_6 \text{ の相対変位: } & (y_W - y_{Rr} - \phi_W \tau) \end{aligned}$$

$$\text{ただし、 } y_{Rr} = (y_{Rl} + y_{Rr}) / 2 \dots\dots\dots (4)$$

また、式 (1)~(4) では第一近似としていずれもまた微小変形を考え、幾何学的非線形による項は省略してある。

4. 実験結果

(1) 模型車両の挙動の測定結果

得られた加速度波形、重心変位波形の一例として、加振振動数が 2.5 Hz、加振振幅が 0.11 g の場合のものをそれぞれ Fig. 3, 4 に示す。各波形は計算結果 (上段) と実験結果 (下段) との対で示されており (ただし、Fig. 3 の $A_7\sim A_{10}$ については実験結果のみが示されている)、上段の計算結果については 5. で説明する。

Fig. 3 は Fig. 1 の 1 から 10 の測定箇所における加速

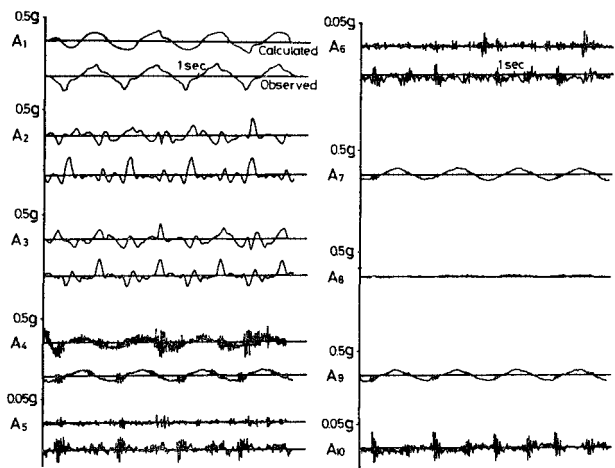


Fig. 3 Acceleration Waves of WARA-Type Vehicle (Frequency 2.5 Hz, Input Acceleration Amplitude 0.11 g).

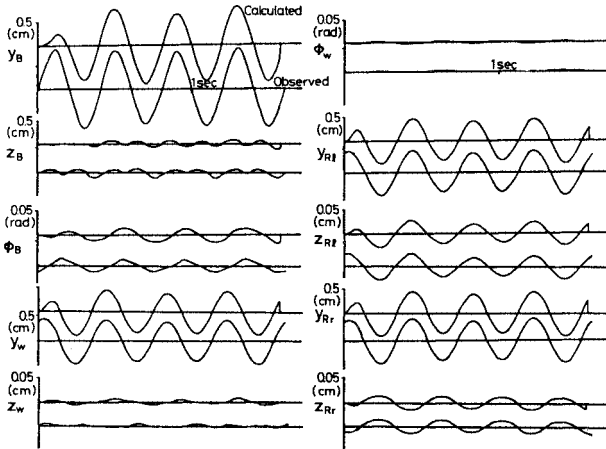
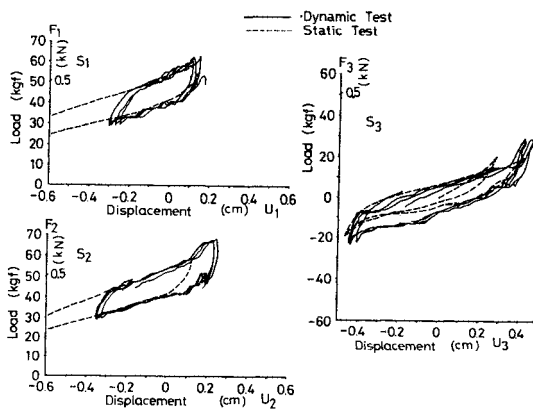
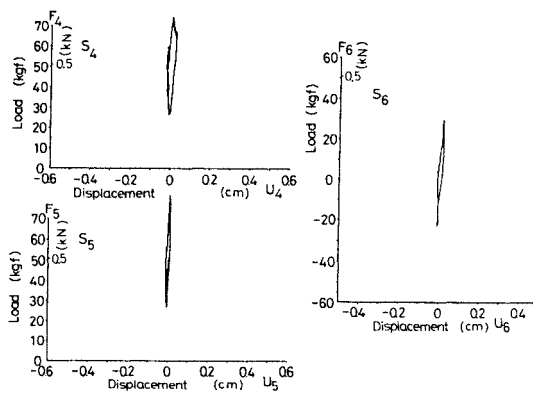


Fig. 4 Displacement Waves of WARA-Type Vehicle (Frequency 2.5 Hz, Input Acceleration Amplitude 0.11 g).



(a) Load-Displacement Curves for Springs between Car Body and Wheel (Frequency 2.5 Hz, Input Acceleration Amplitude 0.11 g)



(b) Load-Displacement Curves for Springs between Car Wheel and Rail (Frequency 2.5 Hz, Input Acceleration Amplitude 0.11 g)

Fig. 5

度波形の測定値 $A_1 \sim A_{10}$ である。車体水平方向加速度 A_1 では入力振動数 2.5 Hz が卓越しているが、鉛直方向加速度 (A_2, A_3) には約 10 Hz の波がみられる。加振波形 (A_7, A_9) が単一波長の正弦波であるにもかかわらず、車両の応答は正弦波とはならず、高振動数成分が含まれていることがわかる。式(3)に基づいて車体および車輪の重心加速度を求め、さらに、これを2回積分した変位波形を Fig. 4 の各波形の対の下段に示す。車体重心の水平、回転成分、 y_B, ϕ_B 、と車輪の水平成分 y_w では加振振動数の正弦波が卓越している。しかし、車体重心の鉛直方向の応答には入力振動数よりもむしろその2倍の振動数成分が卓越していることがわかる。また、車体ローリング ϕ_B が車体側面の鉛直方向変位に換算して ($l_1 \phi_B$ または $l_2 \phi_B$) 車体重心での鉛直方向変位 z_B と同程度現われている

ことがわかる。また、レールの変位 $y_{R1}, z_{R1}, y_{R2}, z_{R2}$ よりレールは鉛直方向にもある程度(水平方向の変位の大きさの約5%)振動していることがわかり、これは車両とレールとの連成振動によるものと考えられる。

(2) ばね特性の測定条件による変化

Fig. 5(a), (b) に実験から得られたばね $S_1 \sim S_6$ の履歴曲線を示す。車体と車輪との間のばね $S_1 \sim S_3$ は、静的に求めた履歴曲線⁽⁹⁾ (Fig. 5(a) 破線) に似た形をしている。Fig. 5(b) に示す $S_4 \sim S_6$ はレールと車輪との間のばねであり、小さなループを描いていることがわかる。

Fig. 6 に加振加速度振幅の違いによる履歴曲線の形の変化を示す。また、破線は Fig. 5(a) に示したと同じ静的に求めた履歴曲線である。 S_1, S_2 に対しては従来使

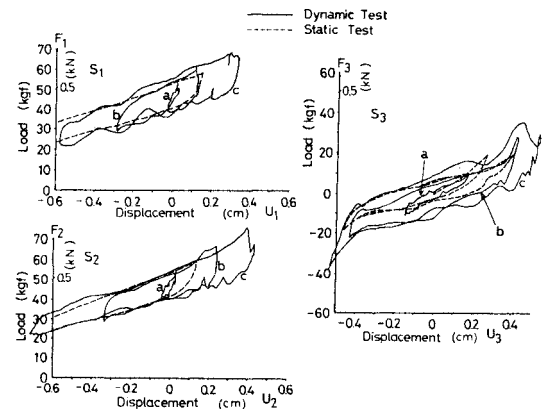


Fig. 6 Load-Displacement Curves for Different Acceleration Amplitudes (Frequency 2.5 Hz, Input Acceleration Amplitude a : 0.05 g, b : 0.11 g, c : 0.15 g).

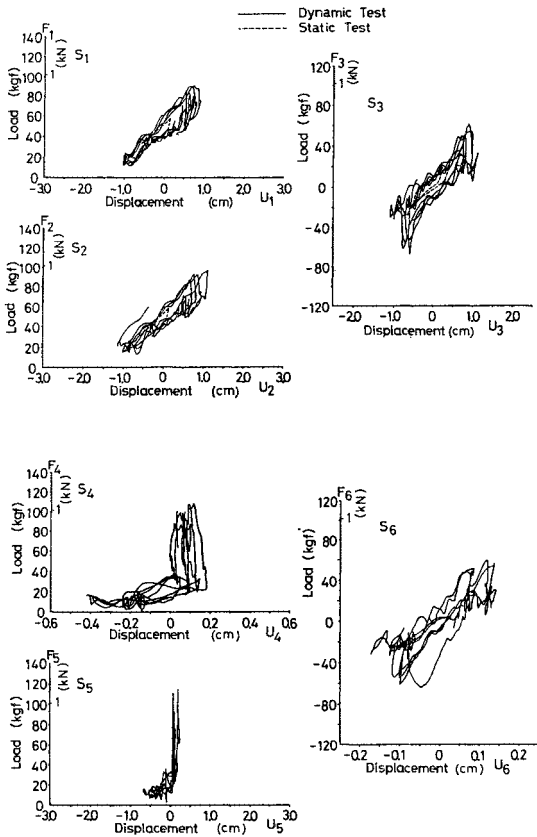


Fig. 7 Load-Displacement Curves for Case of Rocking Response (Frequency 2.0 Hz, Input Acceleration Amplitude 0.14 g).

用されたことのある^{13),19)} Bi-linear モデル, S_3 に対しては振幅の大きいところで硬化する Tri-linear モデルが似ているが, これらのモデルで十分であるかは問題であると考えられる. 車輪の浮き上がりが生じた場合の履歴曲線を Fig. 7 に示す. 浮き上がり時においては, 車輪とレールとの間の鉛直方向のばね S_1 , S_3 が急に軟らかくなり零に近くなっていることが注目される. 車輪の浮き上がり時における反力は零とするモデルが従来仮定されているが, この結果が正しいことが確認できる. ただし, 本実験では反力はちょうど零とはならず約 0.1~0.2 kN の値を示している. 力学モデルのモデル化に伴う誤差, 浮き上がりが生じるような場合でも微小変形を考えている点, 加速度の測定精度上の問題などの理由が考えられる.

以上得られた履歴曲線より, 等価ばね定数 K , 等価粘性減衰定数 C , 摩擦力 F を読み取り, 加振振動数およびばね両端の相対変位振幅の大きさの関数として表わした. ここでは一例として, 車体と車輪との間の右上下方向のばね S_2 について求めた結果を Fig. 8~10 に示す.

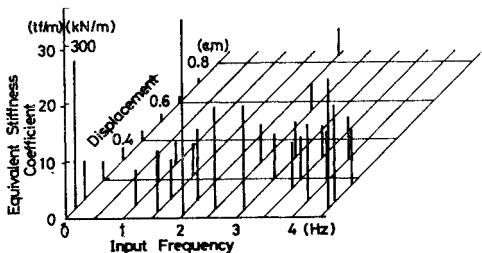


Fig. 8 Equivalent Stiffness Coefficients for Different Input Frequencies and Displacements.

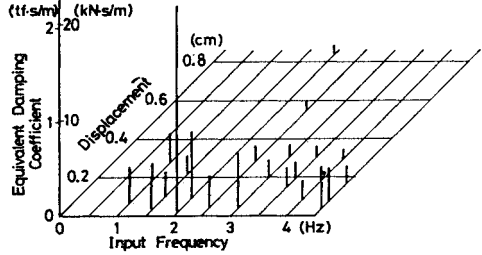


Fig. 9 Equivalent Damping Coefficients for Different Input Frequencies and Displacements.

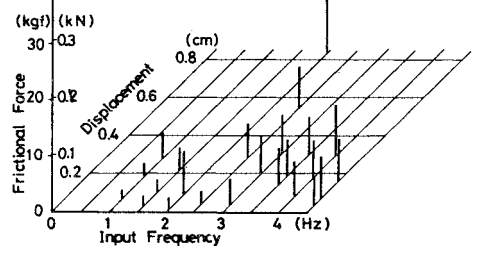


Fig. 10 Frictional Force for Different Input Frequencies and Displacements.

Fig. 8 に示した等価ばね定数 K は履歴曲線の対角線の傾きより求めたものであり, 横軸には加振振動数を取り, 斜軸にはばね両端の相対変位振幅の大きさにとってある. 最も左の列 (Input Frequency=0 Hz) は静的な場合の結果を示したものである. 振幅が小さいほどばね定数は大きいことが認められる.

Fig. 9 は等価粘性減衰定数 C であり, 履歴減衰係と粘性減衰係とのそれぞれにおいて 1 サイクルの間に散逸するエネルギー (それぞれ A と $\pi C \omega \bar{U}^2$) を等しいとすると, この値は次式より算定される^{20),21)}.

$$C = A / (\pi \omega \bar{U}^2) \dots \dots \dots (5)$$

ただし, A は履歴曲線が囲む面積, ω は角振動数, \bar{U} はばね両端の相対変位振幅である. 摩擦力が一定の Bi-linear モデルの場合には振動数が大きいほどこの値は小

さく、また振幅が大きいほど小さな値をとるはずである。Fig. 9では幾分そうした傾向が認められるが明らかではない。

Fig. 10は摩擦力 F であり、履歴曲線が切り取る縦軸(相対変位 $U=0$)の長さの半分である。この値は、Bi-linearモデルでは普通一定値を仮定しているが、図より加振振動数が大きいほど、また相対変位振幅が大きいほど、この値は大きな値を示している。つまり、速度が大きいほど、大きな値を示すことを意味しており、速度に比例する粘性減衰の影響が現われているものと考えられる。

5. 模型車両の応答の計算結果

(1) モデル化

3.で用いた1/5ワラ1形模型車両の力学モデル(Fig. 2)に、式(1)の運動方程式を適用し、また、 $S_1 \sim S_6$ の復元力特性(式(4)の相対変位とばね力 F_i との関係)を後述のように仮定し、車体および車輪の重心での加速度応答を算定した。さらに式(3)の関係を用いて $A_1 \sim A_6$ の加速度応答を求め(Fig. 3)、また、重心での加速度応答をフーリエ級数に展開し、2回積分して変位応答を算定した(Fig. 4)。その際、入力波形としてはレールでの変位波形を考え、これらが実測波形と等しいものと考えた(Fig. 4 $y_{R1} \sim z_{R1}$)。ただし、入力計算波形は時刻 $t=0$ で加速度が有限の値をもつように $t=0$ で2階微分可能な波形に変換してあるため $t \leq 0.2$ sでは実測波形と異なっている。

また、ばね特性は4.で求めたばねの動的特性を直線で近似して各ばね両端の相対速度の符号および相対変位の関数として仮定した。鉛直方向のばねには、Hexaモデル¹⁹⁾を、また水平方向のばねにはTri-linearモデルを採用した(Fig. 11破線参照)。また、 F_4 、 F_5 の値が計算途中で負(引張)になった場合には片輪の浮き上がりが発生したものと考え、この値を零とおいて計算を続け

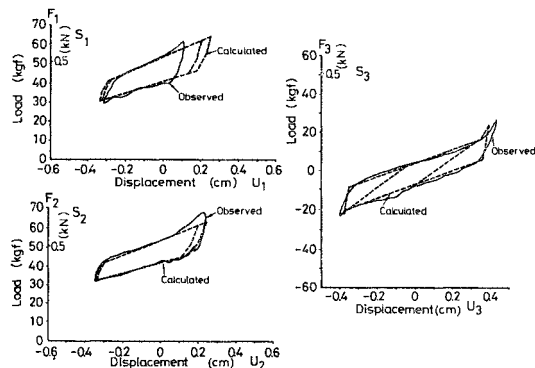


Fig. 11 Hysteresis Loops Used in Calculation.

た。

(2) 計算結果

Fig. 3, 4に計算波形と実測波形とを並べて示す。これらは2.5 Hz, 0.11 g入力に対応するものであり、各実測波形の上に計算波形を示してある。Fig. 3は測定位置での加速度応答波形であり、 $A_1 \sim A_{10}$ の測定箇所、方向はFig. 1に示すとおりである。車体について検討すると A_1 、 A_2 、 A_3 とも、9~12 Hz以上の比較的高振動数成分では、やや波形に差がみられるが2.5 Hzの入力基本振動数成分では計算結果と実験結果とが振幅、位相ともほとんど一致している。計算において加振波形が単一波長の正弦波であっても、車両の応答は正弦波とはならず、高振動数成分が含まれる。この結果は、ばねの特性として履歴復元力特性を仮定すれば、力学モデルは微小変形の線形理論でも入力振動数以外の車体の高振動数成分をある程度説明可能であることを示している。一方、車輪における A_4 については、50~60 Hzの高振動数成分が、計算結果の方では大きく現われているが、2.5 Hzの入力振動数成分では振幅、位相ともよく一致していることがわかる。

Fig. 4は車体、車輪の重心位置での水平(y_B , y_W)、鉛直(z_B , z_W)、ローリング角(ϕ_B , ϕ_W)変位である。加速度で大きくみられた高振動数成分は積分により小さくなり計算波形と実測波形とはよく一致している。車体重心の水平、回転成分で卓越する入力振動数成分のみならず鉛直成分で卓越する入力の2倍の振動数成分までも実測波形と比較的よく一致している。このことは、ばねの特性として履歴復元力特性を仮定すれば力学モデルは微小変形の線形理論でも入力振動数以外の車体の高振動数成分をある程度説明することが可能であることを示している。Fig. 11にばね $S_1 \sim S_3$ の実験で得られた履歴曲線を計算で用いた結果に重ねて示す。ばねモデルでは履歴曲線の傾きを与えるだけであるので、 S_1 のように変位が大きいところでのばねの硬化を計算結果では十分に表現できず、その分変位が大きく求められている。このように減衰が大きく非線形履歴特性が複雑な本例のような場合にはモデル化は容易ではないが、第1近似としては比較的高振動数成分によると考えられる小さな変動を除けばほぼ正しいモデル化が行われていることがわかる。

もとより、以上示された結果は模型車両に対するモデル化であり、実車両に対しての適用性がどこまで保証されるかには問題がある。また、模型車両に対しても、その各ばねの特性を十分にモデル化できているわけではない。本章での検討は、履歴曲線の折れ線近似による応答への影響の検討であり、前章までの計算結果を確認したいわば自己回帰的検討にとどまるものである。しかし、

質量および力の作用点が比較的正確に求まるのに対し、衝突の挙動およびガタを有する大減衰・非線形なばねの挙動の推定が難しい車両のような系においては、重要な問題は、剛体の運動方程式が成立するか否かにあるのではなく、同一の拘束条件下で1つずつ取り出すことが困難なばねおよび衝突現象の挙動の推定にある。本方法は、従来静的な試験に基づいて仮定されていたばね特性を、実験に基づいて能率よく推定する新しい1つの方法を示したものである。また、モデルの妥当性を検証する際に、車両の挙動を比較するのではなく、上述のように問題となるばね特性そのものを比較していることに本論文の特色がある。本方法で推定されたばねの特性が、静的な試験およびさまざまな加振振動数・振幅の条件下で、類似した、または一連の連続した傾向を有しており、このことが本モデルの妥当性を示唆するものと考えられる。得られたばね特性はさらに少ないパラメータで統一的に説明されることが望ましいが、今後の課題としたい。

6. 結 論

振動軌道上の車両の挙動を力学モデルを用いて計算する際に、車両のように減衰の大きな系ではばねの特性を正確に与えることが、車両の挙動の推定結果に支配的な影響を与える。本論文では従来行われている復元力特性の近似化がどこまで正しいかを検討するため、模型車両の挙動を測定し、その測定結果から逆にばね特性を算出し、ばねの特性として考慮すべき点を明らかにした。その結果得られた主な結論は次のとおりである。

(1) 加振波形が単一波形の正弦波であっても、車両の応答は正弦波とはならず、高振動数成分が含まれる。このことは、ばねの特性として履歴復元力特性を仮定すれば、微小変形の場合でもある程度説明可能である。

(2) 車体重心の鉛直方向の応答には入力振動数よりもむしろその2倍の振動数成分が卓越する。この結果も、ばね特性として履歴復元力特性を仮定すれば微小変形の場合でも説明することが可能である。

(3) 車両の挙動の測定結果から推定される各ばねの復元力特性は履歴曲線を描き、静的に求められた履歴曲線と似た形をしている。また、レールと車輪との間に想定したばねの履歴曲線の囲む面積は車体と車輪との間のそれより小さく車体と車輪との間に存在する板ばね、リンク等による減衰よりも小さいことがわかる。また、車輪が浮き上がっている場合にはレールと車輪との間に想定された鉛直方向のばねは非常に軟化しばね力が零に近くなっていることが確認できた。

(4) 車体と車輪との間の鉛直方向のばねは Bilinear モデルが、水平方向のばねに対しては、Trilinear モデルが似ていたが、これらのモデルで十分であ

るかは問題である。履歴曲線より等価ばね定数、等価粘性減衰定数、摩擦力を調べた結果、これらの値は加振振動数および相対変位振幅により異なり、摩擦による減衰と、速度に比例する粘性減衰の影響がともに認められた。したがって、各ばねの復元力特性として静的に測定された履歴復元力特性のみを、またはばねと粘性減衰のみを用いて車両の挙動を解析することには問題がある。

(5) 測定結果より推定された履歴曲線の凹凸を直線で近似し、車両の挙動を推定し、実験結果と比較した。比較的高振動数成分によると考えられる小さな変動を除けば入力基本振動数成分ばかりでなくもう少し高い振動数(たとえば z_B における 5 Hz, 10 Hz) 成分までも比較的よい一致を示している。したがって、この程度の振動数成分までならば履歴曲線を直線近似してもかまわないことがわかる。しかし、履歴曲線の概形は振動数、相対変位振幅によって変わるものと考えないと、車両系のような減衰の大きな系の挙動の正確な推定は難しいことがわかる。

7. あとがき

本研究は、本州四国連絡橋公団から委託された番ノ州高架橋の列車走行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本州四国連絡橋の列車走行に関する研究委員会(委員長:八十島義之助教授, 埼玉大学)およびその走行分科会(主査:伊藤文人教授, 東京都立大学)の委員の方々にご意見, ご助言を頂いた。また, 実験に協力された, 当時の埼玉大学建設基礎工学科の大学院学生であった中原 建氏(現・長大橋設計センター)のたいなる助けを得た。深く感謝する次第である。

参 考 文 献

- 1) 松平 精:2軸鉄道車両のだ行動とその防止法(第1~3報), 機械学会論文集, Vol.19, No.87, 1953.
- 2) 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1~2報), 機械学会論文集, Vol.40, No.340, 1974, Vol.41, No.343, 1975.
- 3) 横瀬景司:高速鉄道車両のだ行動について, 機械学会論文集, Vol.36, No.291, 1970.
- 4) Yasoshima, Y., Ito, M. and Nishioka T.: Some problems of suspension bridges under running of railway vehicles, Proc. of JSCE, No.167, 1969.
- 5) 池守昌幸:狩勝実験線における軌道狂いと2軸貨車の走行安全性との相関, 鉄道技術研究報告, No.776(施設編 No.343), 1971.
- 6) 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.
- 7) 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.
- 8) 松浦章夫・涌井 一:鉄道車両の走行性からみた長大吊

- 橋の折れ角限度, 土木学会論文報告集, No.291, 1979.
- 9) Yasoshima, Y., Matsumoto, Y. and Nishioka, T. : Studies on the running stability of railway vehicles on suspension bridges, Journal of the Faculty of Engineering, the University of Tokyo (B), Vol.XXXVI, No.1, 1981.
- 10) Yasoshima, Y., Matsumoto, Y. and Nishioka, T. : Experimental study for derailment on vibrating tracks, Proc. of JSCE, No.164, 1969.
- 11) 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, 1969.
- 12) 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.
- 13) Okumura, T., Akiyama, N. and Ishii, Y. : The study for stability of freight cars on vibrating tracks, 埼玉大学建設系研究報告, Vol.8, 1979.
- 14) 八十島・松本・西岡・大嶋：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, 土木学会論文報告集, No.313, 1981.
- 15) 川上・田島・秋山：横振動を受ける鉄道車両のロッキング挙動に関する実験的研究, 土木学会論文報告集, No.337, 1983.
- 16) 福地合一・林田千秋・西沢生一・土屋 恂：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.
- 17) 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, 1981.
- 18) 松本嘉司・藤沢伸光：風を受けて振動する吊橋上の2軸車両の走行性, 土木学会論文報告集, No.317, 1982.
- 19) 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, 走行分科会報告書, 昭和48年3月～昭和57年3月.
- 20) 小西一郎・高岡宣善：構造動力学, 丸善, 1973.
- 21) Clough, R. and Penzien, J. : Dynamics of Structures, McGraw-Hill, 1975. (1983.8.17・受付)
-