

鉄道車輪軸の縮小模型におけるクリープ力の相似性に関する一考察*

谷 藤 克 也*¹A Study on Similarity Law on Creep Forces in a Scale Model
of Railway WheelsetKatsuya TANIFUJI*²^{*2} Niigata University, Dept. of Mechanical Engineering,
8050 Ikarashi 2-nocho, Niigata, 950-2181 Japan

In the research work on dynamics of railway vehicles it is efficient in time and cost to employ scale models on a test stand. However, the similarity of creep forces between the wheel and the rail can not be satisfied in a scaled wheelset if it is made of steel, though steel is the material same as practical wheelsets. This paper deals with the effects due to the fault in the similarity of the creep force on the rolling behavior of scaled steel wheelsets. Then, referring to the idea developed by L. M. Sweet et al., a method is proposed for the experiments that utilize the scaled wheelsets. The method can keep the similarity on creep force by adding extra sprung load acting steady. The method is confirmed to be valid through the numerical simulation, but it requires the scaled wheelset to roll at the same speeds with the prototype and to be added large extra load. The apparatus that allow those demands has to be studied more before the method is realized in the practical experiment.

Key Words: Railway, Vibration of Moving Body, Scale Model, Similarity Law, Wheelset, Creep Force

1. 目 的

鉄道車両の運動特性を実験的に調べようとする場合、すべて現車試験によることは時間的にも、また、コスト的にも効率がよいとはいえない。このようなときに採用されるのが試験台上の実験⁽¹⁾であり、縮小模型が用いられる⁽²⁾⁽³⁾こともある。ここで、横方向の運動が対象の場合、転走する車輪とレールの間に作用するクリープ力(図1参照)を模擬するため、軌条輪を有する試験台が使用される。縮小模型の場合、相似性を考慮した模型が求められるが、このクリープ力の相似性を実現することは容易ではない。一般に、模型に実車と同じ鋼製の車輪軸を用いると、クリープ力の相似性を満足させることはできない⁽⁴⁾。しかし、実情はほとんど鋼製の縮小車輪軸が用いられているにもかかわらず、その影響を検討した例は少ない。

一方、Sweetらは、模型の車輪材質にPCR (Polycarbonate resin)を用い、さらに実験装置に工夫を施すことにより、定常状態という条件の下で、ク

リープ力が相似性を満たすような実験⁽⁵⁾を行っている。

本報では、クリープ力の相似性に関する π 因子⁽⁶⁾を整理し、縮小車輪軸模型が相似性を満たす条件を再確

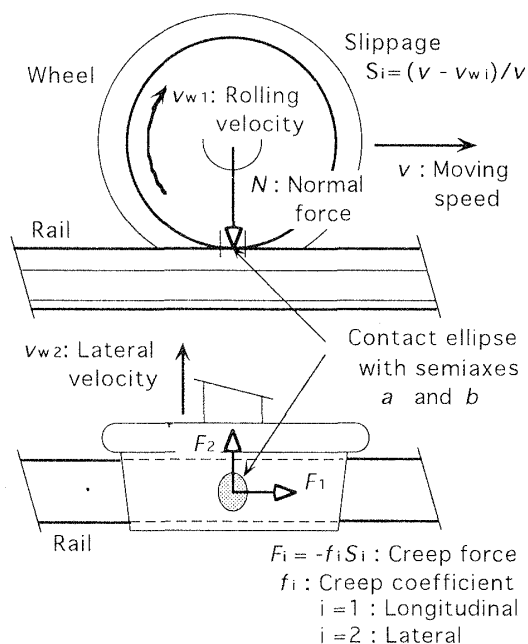


Fig. 1 Creep forces acting between wheel and rail

* 原稿受付 1999年1月13日。

^{*1} 正員, 新潟大学工学部 (〒950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。

E-mail: tanifuji@eng.niigata-u.ac.jp

認するとともに、鋼製車輪軸模型による実験から予測される誤差の程度を調べる。次いで、鋼製車輪軸の縮小模型が多く使われる実情を考慮し、文献(5)の手法を拡張して、車輪材質が鋼のままでもクリープ係数の相似性を満足させる実験条件を提示し、その妥当性を数値シミュレーションによって検証する。これらの検討をとおし、縮小車両模型を用いた転走実験の有効利用に資する基礎資料を得ることが目的である。

2. クリープ力の相似性

クリープ力を規定する物理量として、車輪・レール間の垂直力 N 、材料の縦弾性係数 E 、接触だ円面積 $A (= \pi ab$;ここに、 a と b は接触だ円の長径および短径の半分)、滑り率 S がある。無次元の S を除く、残り3個の変数から π 因子を求める。文献(6)に従って次元解析を行うことにより、クリープ力の π 因子として次式が得られる。

$$\pi_1 = N/EA \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 EA はクリープ係数 f の理論式⁽⁷⁾に比例するとみなせることから、 π_1 は垂直力とクリープ係数(力の次元を有する)の比に等価である。クリープ力が相似性を満たすためには、実車の車輪軸(以下では原型と呼び、添字 p を付す)と模型(同 m)の間で π_1 が等しくなければならない。

$$N_p/E_p A_p = N_m/E_m A_m \dots\dots\dots(2)$$

したがって、 ρ を材料の密度とすれば、 $1/n$ の縮小模型に対するクリープ係数 f の相似比 λ_f は次式となる。

$$\lambda_f = f_m/f_p = E_m A_m / E_p A_p = N_m / N_p = (1/n^3)(\rho_m/\rho_p) \dots\dots\dots(3)$$

一方、クリープ係数は $f \propto Eab$ のように表せる⁽⁷⁾ので、Hertz理論⁽⁸⁾による接触だ円の径 a, b を用いて次式を得る。

$$f \propto E^{1/3}(RN)^{2/3} \dots\dots\dots(4)$$

ここに、 R は車輪・レール形状を代表する長さである。この場合の相似比は次のようになる。

$$\lambda_f = f_m/f_p = (E_m/E_p)^{1/3}(R_m/R_p)^{2/3}(N_m/N_p)^{2/3} = 1/n^{8/3}(E_m/E_p)^{1/3}(\rho_m/\rho_p)^{2/3} \dots\dots\dots(5)$$

クリープ力が相似性を満足するためには、式(3)と(5)が両立しなければならない。しかし、模型と原型が同じ材質であれば、その両立は得られない。

模型に原型と異なる材質を用いることを前提に、式(3)と(5)が両立する条件を求めると、次式のようになる。

$$(E_m/E_p) = (1/n)(\rho_m/\rho_p) \dots\dots\dots(6)$$

式(6)の条件は、模型の材質が決まれば、その縮小率

n が固定されることを意味する。逆に、 n を先に決めれば、正確に式(6)を満足する模型の材質を見つけることは極めて困難となる。

3. 鋼製の縮小車輪軸模型による予測誤差

原型と同材質の鋼で $1/n$ の縮小車輪軸模型を製作した場合、Hertz理論に基づくクリープ係数の相似比は、式(5)から

$$\lambda_f = 1/n^{8/3} \dots\dots\dots(7)$$

となるが、クリープ係数が相似性を満たすためには、式(3)から、 $\lambda_f = 1/n^3$ でなければならない。

この違いの影響を調べるため、クリープ力の相似性を満たす材質、すなわち、式(6)を満足する縦弾性係数 E_m と密度 ρ_m を備えた理想的な材料を想定する。この材料で製作された理想的な模型と、相似性は満足しないものの原型と同材質である鋼製の模型車輪軸を想定し、その転走挙動を数値計算で比較する。この検討に用いる車輪軸転走の解析モデルと運動方程式は、付録に示すものである。

計算に用いた原型の基本値と理想模型(添字 $m1$)および鋼製近似模型(同 $m2$)のそれを表1に示す。ここで、理想模型の材料が鋼と同じ密度であると仮定すると、密度比 $\rho_{rat} = (\rho_m/\rho_p)$ が1となり、理想模型と近似模型の違いは、クリープ係数のみに現れる。この場合、理想材料の縦弾性係数は、式(6)から $E_m = E_p/n$ を満たしていることを意味する。

3.1 だ行動の限界速度 走行の安定性はクリープ力が線形の範囲で決まる。したがって、鉄道車輪軸固有の自励振動であるだ行動⁽⁷⁾が不安定化する限界速度は、付録の式(26)、(27)の運動方程式から固有値解析によって求めることができる。原型と理想材料および鋼からなる2種類の模型からそれぞれ限界速度

Table 1 Parameter values of wheelsets: prototype and scale models

Prototype	Scale model	
	Ideal	Approximate
$m_p = 2.41 \text{ t}$	$m_{m1} = (m_p/n^3)\rho_{rat}$	$m_{m2} = (m_p/n^3)$
$i_{z,p} = 0.75 \text{ m}$	$i_{z,m1} = i_{z,p}/n$	$i_{z,m2} = i_{z,p}/n$
$r_p = 0.455 \text{ m}$	$r_{m1} = r_p/n$	$r_{m2} = r_p/n$
$\Gamma_p = 1/40$	$\Gamma_{m1} = \Gamma_p$	$\Gamma_{m2} = \Gamma_p$
$2b_{0,p} = 1.5 \text{ m}$	$2b_{0,m1} = 2b_{0,p}/n$	$2b_{0,m2} = 2b_{0,p}/n$
$k_{x,p} = 50 \text{ kN/m}$	$k_{x,m1} = (k_{x,p}/n^2)\rho_{rat}$	$k_{x,m2} = (k_{x,p}/n^2)$
$k_{y,p} = 12.5 \text{ kN/m}$	$k_{y,m1} = (k_{y,p}/n^2)\rho_{rat}$	$k_{y,m2} = (k_{y,p}/n^2)$
$2b_{1,p} = 2.1 \text{ m}$	$2b_{1,m1} = 2b_{1,p}/n$	$2b_{1,m2} = 2b_{1,p}/n$
$f_{1,p} = 4.1 \times 10^3 \text{ kN}$	$f_{1,m1} = (f_{1,p}/n^3)\rho_{rat}$	$f_{1,m2} = (f_{1,p}/n^{8/3})$
$f_{2,p} = 3.48 \times 10^3 \text{ kN}$	$f_{2,m1} = (f_{2,p}/n^3)\rho_{rat}$	$f_{2,m2} = (f_{2,p}/n^{8/3})$

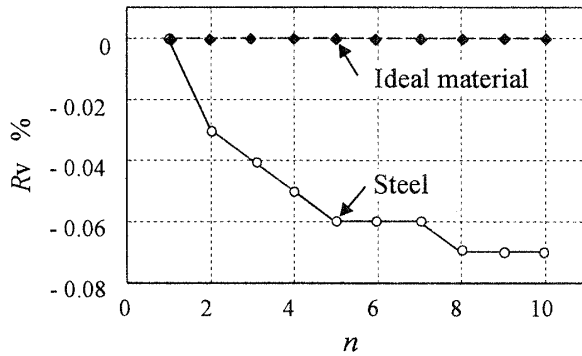
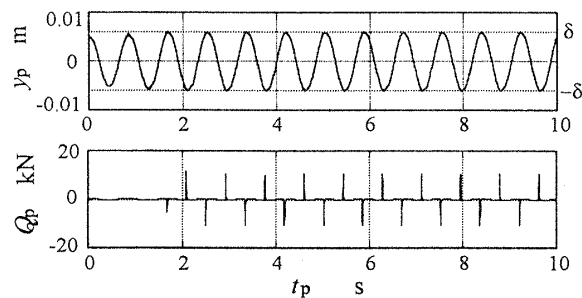
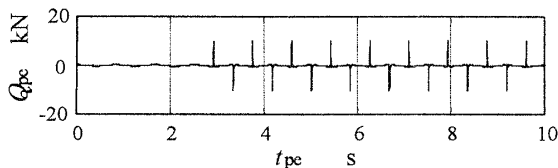


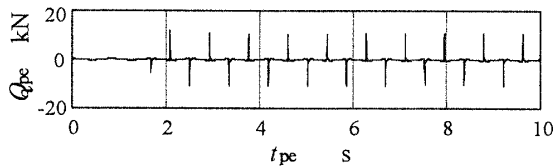
Fig. 2 Estimation error of critical speed (Eigenvalue analysis)



(a) Practical wheelset



(b) Model wheelset: approximate



(c) Model wheelset: ideal

Fig. 3 Examples of simulated wheel lateral force (Comparison among prototype and scale models)

V_p, V_{m1}, V_{m2} を求め、速度の相似則 $V_{pe} = n^{1/2} V_{mi}$ で原型相当に換算した後、次式により計算した誤差を図2に示す。

$$R_v = (V_{pe} - V_p) / V_p \dots\dots\dots (8)$$

図2では、縮少率 $1/n$ を $1/1$ から $1/10$ までの範囲で変化させて誤差 R_v 比較している。相似性を満たす理想模型から推定される限界速度には、ほとんど誤差が生じない。一方、同材質である鋼製の近似模型では、 n の増加とともに誤差が増大している。しかし、その大きさは $n=10$ においても 0.1% 以下であり、限界速度に関しては鋼製の縮小車輪軸でも実用上の問題はな

Table 2 Parameter values of track : for prototype and scale models

Prototype	Scale model	
	Ideal	Approximate
$\delta_p = 6 \text{ mm}$	$\delta_{m1} = \delta_p / n$	$\delta_{m2} = \delta_p / n$
$k_{R,p} = 196 \text{ MN/m}$	$k_{R,m1} = (k_{R,p} / n^2) \rho_{rat}$	$k_{R,m2} = (k_{R,p} / n^2)$

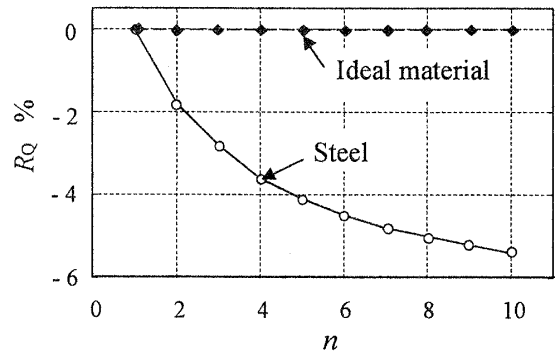


Fig. 4 Estimation error of wheel lateral force (Numerical simulation)

い⁽⁴⁾ ことが再確認される。

3.2 フランジ衝突時の横圧 走行速度の増加によって不安定化した車輪軸は、転走しながら左右のレールと交互にフランジ衝突を繰返す。その際の左右動に関する運動方程式は式(30)となる。すなわち、式(26)にレール反力 F_R の項を加えたものである。

ここでは、実験に代えて数値シミュレーションを用い得るものと見なし、指数1.5のレビ・シャルテの式⁽⁹⁾を適用して現実的にクリープ力の飽和特性を考慮している。ここで、車輪横圧 Q は、レール反力と衝突側車輪の横クリープ力の差として計算する。

$$Q = F_R - F_2 \dots\dots\dots (9)$$

この計算で新たに用いた原型の基本値と、理想および近似模型のそれを表2に、シミュレーション(初期条件: $y_p(0) = 5 \text{ mm}$)の一例を図3に示す。原型の走行速度を $V_p = 100 \text{ km/h}$ とし、模型では $V_m = V_p / n^{1/2}$ の相似則に従う速度を用いる。図3の(a)は原型の左右動 y_p と横圧 Q_p の波形であり、 y_p がフランジ遊間 δ に達したところで横圧が生ずる状況が示される。図3(b)は $n=5$ の鋼製縮小模型、(c)は同じく理想材質の縮小模型の横圧波形であり、それぞれ横圧を $Q_{pe} = Q_m n^3 / \rho_{rat}$ 、時間を $t_{pe} = t_m n^{1/2}$ の相似則により原型相当に換算したものである。理想模型(c)の波形は原型(a)のそれとほとんど一致するのに対し、鋼製の近似模型(b)では経過2秒後付近で横圧の発生状況に違いが認められる。

原型の横圧に対して、模型のそれから相似則で換算

した予測値の誤差を次式により表す。

$$R_Q = (Q_{peM} - Q_{pM}) / Q_{pM} \dots\dots\dots (10)$$

ここに、 Q_{pM} と Q_{peM} はそれぞれ原型および模型のシミュレーション波形から、その後半部分(5~10秒)に含まれる横圧ピークを平均した値である。理想模型と近似模型について、式(10)で求めた換算横圧の誤差をまとめたものが図4である。限界速度の場合と同様に、理想模型では縮少比 n が大きくなっても誤差が生ずることはない。しかし、鋼製の近似模型では予測誤差が大きく増大し、 $n=5$ で4%強に達している。実験の目的によっては、実用上の問題になる大きさと考えられる。なお、ここでの負の誤差は模型からの予測が過小になることを意味する。

4. クリープ力の相似性を実現する縮小模型

4.1 理論 車輪軸縮小模型がクリープ力の相似性を実現するように、文献(5)でSweetらが提案した方法は、模型に調整可能なばね上荷重を付加し、走行速度に応じて付加荷重を調節するものである。その手順は以下のようになる。

(1) 原型の速度 V_p と試験台で転走可能な模型速度 V_m から速度比を与える。

$$\lambda_V = V_m / V_p = 1/A^{1/2} \dots\dots\dots (11)$$

ここで、普通に速度の相似則に従うとすれば、 $A=n$ とならねばならない。しかし、ここでは、必ずしも A を縮少比 n に一致させる必要はない。

(2) 原型と模型でそれぞれ N_{sp} 、 N_{sm} のばね上荷重を考える。ここで、これらのばね上荷重は定常的な荷重としてのみ作用し、慣性力を及ぼさないものとする。このとき、次の輪軸荷重 N_p 、 N_m が定義される。

$$N_p = m_p g + N_{sp}, N_m = m_m g + N_{sm} \dots\dots\dots (12)$$

ここに、 m_p 、 m_m は車輪軸質量、 g は重力加速度であり、次のばね上荷重比が定義される。

$$P_{Np} = N_{sp} / m_p g, P_{Nm} = N_{sm} / m_m g \dots\dots\dots (13)$$

これにより、輪軸荷重の相似比が次式で表される。

$$\lambda_N = N_m / N_p = \lambda_m (1 + P_{Nm}) / (1 + P_{Np}) \dots\dots\dots (14)$$

ここに、 $\lambda_m = m_m / m_p$ は質量の相似比 ρ_{rat} / n^3 である。

(3) 長さ、時間、力の相似比を λ_L 、 λ_T 、 λ_F とすれば、速度のそれは次のように展開される。

$$\begin{aligned} \lambda_V^2 &= \lambda_L^2 \lambda_T^{-2} = \lambda_L (\lambda_m \lambda_L \lambda_T^{-2}) \lambda_m^{-1} \\ &= \lambda_L \lambda_F \lambda_m^{-1} \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

力は荷重と同じ次元であることから、 λ_F に式(14)の λ_N を代入し、式(11)との対応から次式を得る。

$$\lambda_V^2 = \lambda_L (1 + P_{Nm}) / (1 + P_{Np}) = 1/A \dots\dots\dots (16)$$

すなわち、模型のばね上荷重を調整することにより、式(11)で与えた速度比が相似性を満たすことを可能に

している。これを実現する模型のばね上荷重比 P_{Nm} は縮少比 n の関数として次のように与えられる。

$$P_{Nm} = n(1 + P_{Np}) / A - 1 \dots\dots\dots (17)$$

(4) 同様に、弾性係数の相似比も、ばね上荷重比の調整によって可変となる。

$$\begin{aligned} \lambda_E &= E_m / E_p = \lambda_r \lambda_L^{-2} \\ &= \lambda_m (1 + P_{Nm}) / (1 + P_{Np}) \lambda_L^{-2} \\ &= (\rho_{rat} / n) (1 + P_{Nm}) / (1 + P_{Np}) \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

式(14)、(18)を式(5)に代入して次式を得る。

$$\begin{aligned} \lambda_f &= (E_m / E_p)^{1/3} (R_m / R_p)^{2/3} (N_m / N_p)^{2/3} \\ &= (\rho_{rat} / n^3) (1 + P_{Nm}) / (1 + P_{Np}) \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

これは、式(14)の輪軸荷重の相似比 λ_N に等しい。すなわち、この場合には、式(5)のHertz理論に基づくクリープ係数の相似比が、式(3)の π 因子に基づくそれと一致することになる。

以上により、Sweetらの提案する方法⁽⁵⁾が、走行速度の厳密な相似性を緩和することにより、クリープ係数が相似性を満たす弾性係数の値に幅をもたせるものであることがわかる。

4.2 鋼製車輪のクリープ力が相似性を満足する条件

4.1節の方法を応用することにより、鋼製の車輪軸模型のままでクリープ力を満足させることができる。この場合、材質は原型と同じなので、 $\lambda_E=1$ 、 $\rho_{rat}=1$ である。したがって、式(18)は次のようになる。

$$P_{Nm} = n(1 + P_{Np}) - 1 \dots\dots\dots (20)$$

模型のばね上荷重比 P_{Nm} と縮少比 n の関係を図5に示す。縮少模型の場合($n>1$)、 P_{Nm} は n に比例して増大する。その割合は、 $(1 + P_{Np})$ が増加するほど大きい。また、原型が車輪軸単体のみ $[(1 + P_{Np})=1]$ であっても、 $n=1$ (○印)を除き、模型には P_{Nm} で規定されるばね上荷重 N_{sm} が必要である。このとき、式(16)は次式となる。

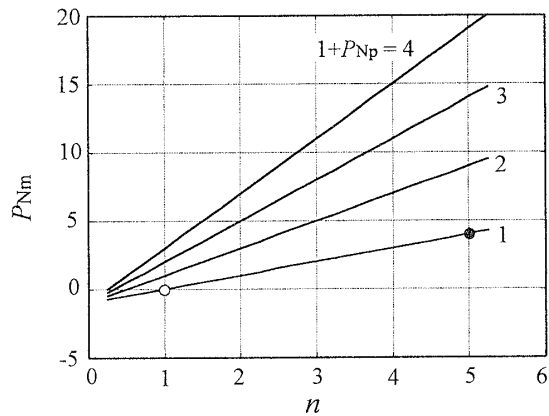


Fig. 5 Relation between scale ratio n and sprung load ratio n_{Nm}

$$\lambda_v = 1 \dots\dots\dots (21)$$

これは、鋼製の模型車輪がばね上荷重の調整によってクリープ係数の相似性を満たす場合、 $V_m = V_p$ となり模型は原型と同一速度で実験しなければならないことを意味する。すなわち、原型と同じ材料とすることにより、文献(5)の方法では利用できる模型速度の可変性が拘束される。

4.3 シミュレーションによる検証 3章の検討

で用いた車輪軸単体を原型として、鋼製の模型を考える。すなわち、原型のばね上荷重 $N_{s,p} = 0$ kN を仮定する。この場合にも、縮小模型にはばね上荷重 $N_{s,m}$ が必要である。縮少比 $n = 5$ の模型の場合は、以下のように決定される。

原型のばね上荷重 $N_{s,p}$ から、原型のばね上荷重比は、

$$P_{N_p} = N_{s,p} / m_p g = 0$$

となり、模型の荷重比 P_{N_m} が求まる(図5の●印)。

$$P_{N_m} = n(1 + P_{N_p}) - 1 = 4$$

したがって、ばね上荷重 $N_{s,m} = P_{N_m} m_m g = 0.76$ kN (模型重量の4倍)を模型に負荷させねばならない。

鋼製模型そのものの製作は、長さの相似比 $\lambda_L = 1/n$ によるが、支持ばねの剛性は次の相似比に従う。

$$\lambda_k = \lambda_F / \lambda_L \\ = (1/n^2)(1 + P_{N_m}) / (1 + P_{N_p}) = 1/5$$

このとき、Hertz 理論とも両立するクリープ係数の相似比は次式となる。

$$\lambda_f = (1/n^3)(1 + P_{N_m}) / (1 + P_{N_p}) = 1/25$$

ばね上荷重を調整した鋼製1/5模型車輪軸の転走シミュレーション結果から左右動 y 、横圧 Q 、縦クリープ力 F_l の波形を図6に示す。走行速度は原型と同じ

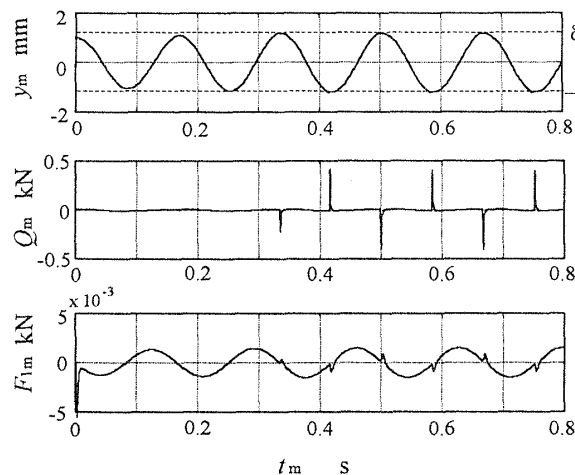


Fig. 6 Rolling of 1/5 scaled steel wheelset with added sprung load ($\lambda_v = 1, P_{N_m} = 4$)

100 km/h である。この波形は、次の相似比を用いて原型相当の時間、横圧、変位および縦クリープ力 $t_{p,e}, y_{p,e}, Q_{p,e}, F_{l,p,e}$ に換算される。

$$\lambda_T = t_m / t_{p,e} = \{(1/n)(1 + P_{N_p}) / (1 + P_{N_m})\}^{1/2} \\ = 1/5 \dots\dots\dots (22)$$

$$\lambda_y = y_m / y_{p,e} = 1/n = 1/5 \dots\dots\dots (23)$$

$$\lambda_Q = Q_m / Q_{p,e} = \{(1/n^3)(1 + P_{N_m}) / (1 + P_{N_p})\} \\ = 1/25 \dots\dots\dots (24)$$

$$\lambda_F = F_{l,m} / F_{l,p,e} = 1/25 \dots\dots\dots (25)$$

換算の結果を図7に示す。図7では、模型から換算した波形 $y_{p,e}, Q_{p,e}, F_{l,p,e}$ (実線)と、少し長い時間まで計算した原型のそれ $y_p, Q_p, F_{l,p}$ (破線)とを比較している。シミュレーションの上では、荷重調整を行った鋼製縮小模型の波形が、換算によって原型のそれと完全に一致しており、提案する方法で原型の運動を正確に予測できる可能性が示される。

図7の波形から原型の横圧 Q_p と縦クリープ力 $F_{l,p}$ の一部を拡大し、さらに3.2節で論じた荷重調整のない近似模型の換算波形 $Q_{p,e}[a], F_{l,p,e}[a]$ と比較したのが図8である。図3の車輪横圧で現れた近似模型の誤差には、ここで示されるようなクリープ力の違いが関係するものと考えられる。

なお、模型に付加するばね上荷重は、車輪軸の運動に対して動的に影響しないように工夫されねばならない。詳細な検討は今後の課題であるが、そのイメージとしては図9に示すようなものが考えられる。転走試験台を取囲む外枠から、前後・左右方向に拘束された質量を静圧軸受等を介して載荷するものである。

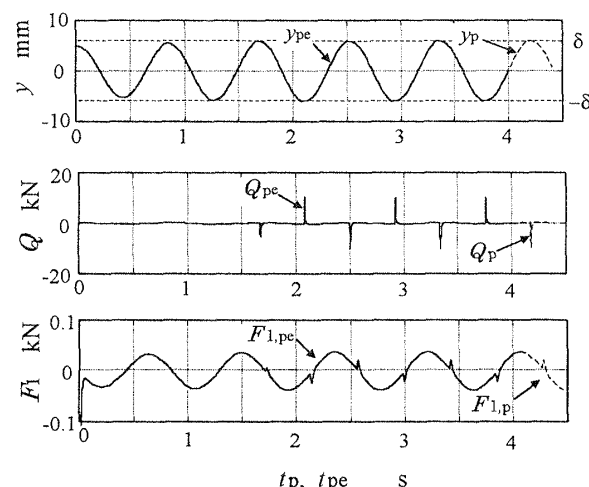


Fig. 7 Converted waveforms of scale model comparing with those of prototype wheelset

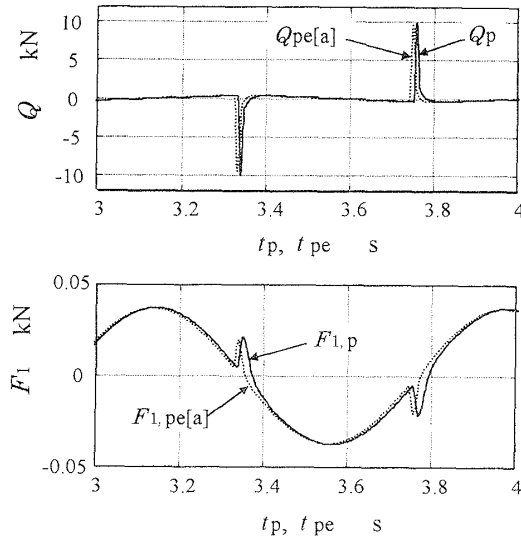


Fig. 8 Enlarged waveforms of Q and F_1 : comparison between prototype and approximate model

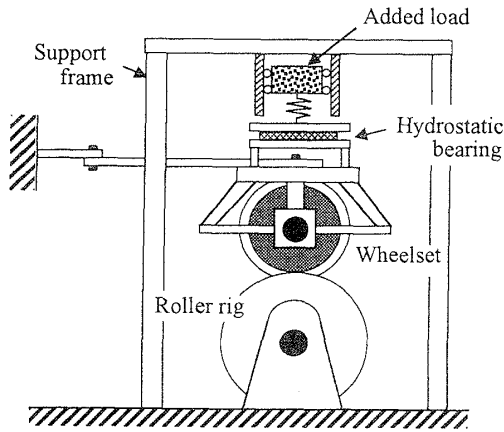


Fig. 9 An example of mechanism for addition of extra sprung load

5. ま と め

鉄道車両の縮小模型では、車輪軸が原型と同じ鉄製の場合、そのままではクリープ力が相似性を満たさない。そのため、フランジ接触時の横圧の予測など、目的によっては許容できない大きさの誤差となり得ることを示した。

ばね上荷重を調整する Sweet らの方法を拡張して、原型と同材質の縮小模型でもクリープ係数が相似性を満足するような実験法を提案した。この方法では、模型の走行速度が原型と同一に拘束されるものの、鋼製縮小車輪軸のクリープ力が相似性を満たすことが数値シミュレーションによって確認された。そこでは、調整用のばね上荷重負荷機構の具体化のほか、原型と同一の走行速度、比較的大きい調整荷重などの問題点が

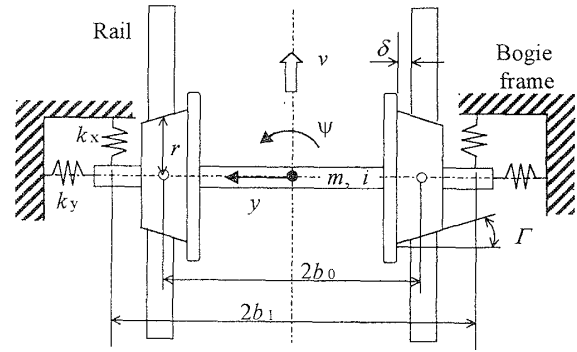


Fig. 10 Analytical model of rolling wheelset

存在し、その実施にはさらなる検討が必要である。

本報では、鋼製縮小模型車輪軸のクリープ力について、相似性欠如の観点からその影響と改善の可能性が検討された。数値シミュレーションのみによる検討ではあるが、その検討結果は、実態として利用されることが多い鋼製縮小車輪軸模型の今後の適用に対し、有用な知見を与えるものと考えられる。

なお、本検討は(財)鉄道総合技術研究所から委託を受けた研究の一環であり、検討を進めるに際し、基礎研究部石田弘明研究室長から有益なご助言をいただいたことを記し、謝意を表す。

付 録

(1) 解析モデル 図10に車輪軸転走の解析モデルを示す。一定速度 v で転走する車輪軸単体が、同一速度でレールに沿って移動する絶対空間(仮想台車枠)から前後・左右からばね支持されている。運動の自由度は、左右動 y とヨー ψ の2自由度であり、図10中の記号は次のとおりである。

- m : 車輪軸質量
- i_z : ヨーイング慣性半径
- r : 車輪転がり半径(中正位置)
- Γ : 踏面こう配
- $2b_0$: 車輪・レール接触点間隔
- k_x : 前後方向の支持ばね剛性
- k_y : 左右方向の支持ばね剛性
- $2b_1$: 前後支持ばねの左右間隔
- δ : フランジ遊間

図10の解析モデルの運動方程式は次のように表される。

$$mD^2y = -2k_y y + 2F_2 \dots\dots\dots (26)$$

$$mi_z^2 D^2\psi = -2b_1^2 k_x \psi + 2b_0 F_1 \dots\dots\dots (27)$$

ここに、 D は時間微分 d/dt を表し、 F_1 と F_2 はそれぞれ縦および横方向のクリープ力である。クリープ力

F_i [$i=1, 2$] については, それぞれの方向における滑り率 S_i から $F_i = -f_i S_i$ で与えられる。ここに, 縦および横の滑り率は, 車輪踏面こう配を Γ として次式で計算される。

$$S_1 = (\Gamma/r)y + (b_0/v)D\phi \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$S_2 = (Dy/v) - \phi \quad \dots\dots\dots (29)$$

(2) フランジ接触モデル フランジ接触によるレール反力 F_R を考慮した左右動の式は, 次のようになる。

$$mD^2y = -2k_y y + 2F_2 \pm F_R \quad \dots\dots\dots (30)$$

$$F_R = -k_R \Delta y \quad \dots\dots\dots (31)$$

ここに, Δy は輪軸がフランジ遊間 δ を超えて移動した量, k_R はレールの左右等価剛性である。±の上号は左車輪がレールと接触した場合, 下号は右車輪の場合である。

文 献

- (1) 例えば, 三芳功達, 新幹線電車で試作ボルスタレス台車の

運動特性, 鉄道技術研究資料, 40-6(1983), 211-217.

- (2) 例えば, Matsudaira, T., Matsui, N., Arai, S. and Yokose, K., Problems on hunting of railway vehicle on test stand, *Trans ASME, J. Eng. Ind.*, 91(1969), 879-890.
- (3) 谷藤克也・花村 実・永井健一, 鉄道車輪軸の転走におけるカオスの挙動 (縮小模型による実験), 機論, 60-573, C(1993), 1602-1607.
- (4) 横瀬景司・ほか3名, 新幹線の実現と発展に役立った相似模型, 機誌, 83-735(1980), 197-199.
- (5) Sweet, L. M., Sivak, J. A. and Putman, W. F., Non-linear Wheelset Forces in Flange Contact (Part 2: Measurements Using Dynamically Scaled Models), *Trans ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, 101(1979), 247-255.
- (6) Hudson, D. E., Scale-Model Principles, *Shock and Vibration Handbook*, Vol. 2(1961), 2701-2718, McGraw-Hill.
- (7) 松井信夫, 25.2.4 蛇行動, 振動工学ハンドブック (谷口編), (1991), 1160-1162, 養賢堂.
- (8) Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., *Theory of Elasticity, 3rd Edition* (1970), 409-420, McGraw-Hill.
- (9) 松井信夫, 1. 左右系運動の研究と現状, P-SC 64 研究分科会成果報告書, (1984), 12-35.