三台車を有する鉄道車両の定常曲線通過性能の解析*
(第2報, 各種パラメータの横圧へ及ぼす影響)石 原 国 彦^{*1}Analysis of Steady State Curving Performance
of the Rail Vehicle with Three Bogies
(2nd Report, Effects of Each Parameter on Lateral Force)Kunihiko ISHIHARA^{*2}^{*2} Kawasaki Heavy Industries, Ltd., Akashi Technical Institute,
1-1, Kawasaki-cho, Akashi, Hyogo, 673-8666 Japan

This paper deals with analytical results of steady state curving performance of a railway vehicle with three bogies like a driving car. First, the effects of uncertainty of input data such as the friction factors between rail and wheel, the friction moment M acting on truck and body, on the lateral force is discussed. Next the effect of the spring stiffness on the lateral force and flange force is discussed. As a result, it is clarified that 10% deviation from standard values of all uncertainty factors gives about 10% error to the analytical results and one or two order change of the spring stiffness is necessary in order to change the lateral force.

Key Words: Railway, Dynamics of Machinery, Sensitivity Analysis, Vehicle, Curving Performance, Contact Patterns, Analytical Method

1. まえがき

鉄道車両の曲線通過性能は、高速時における車両の直線走行性能と共に安全性にとって重要な因子である。

曲線通過時に発生する横圧とフランジ力は、車両の脱線、軌道の破壊、車輪フランジとレールの摩耗などに影響を与えるので、設計に際しては車体、台車、車軸を結合するばねこわさの横圧やフランジ力に及ぼす影響を定量的に評価することが必要となる。

著者は先に機関車など三つの台車を持つ特殊車両についての横圧を解析する手法として、レールと車輪フランジの非接触時の釣り合い方程式から種々の接触パターンでの釣り合い方程式を系統的に創生する方法を示し、EF66の実測値と比較した⁽¹⁾。

そこで両者は比較的良好一致を示したが、入力データの中には車輪・レール間、フランジ接触部、車体・台車間などの摩擦係数のように不確かなものもあり、これのみで定量的評価が可能とは言えないと論じた。しかしながら設計の立場からすれば横圧の絶対値は正確に評価できずとも各種設計パラメータの横圧への影響度合が判れば、設計ツールとして有用であるとした。

本手法の有用性をさらに高めるためには、入力データの不確かさが解析結果にどの程度の影響を及ぼすかを把握することが必要である。

そこで本論文では、各種摩擦係数、フランジ遊間などを基準値の近傍で変化させて横圧への影響度を調べると共に、車体、台車、車軸を結合するばねのばねこわさの横圧やフランジ力への影響も併せて検討する。

2. 解析手法の概要

2.1 解析モデルと記号 図1(a)に解析モデル、(b)に支持ばねの取り付け状態をそれぞれ示す。このモデルは次に示す20個の運動自由度を持つ。

車体: y_b, ϕ_b

台車: $y_{t1}, \phi_{t1}, y_{t2}, \phi_{t2}, y_{t3}, \phi_{t3}$

輪軸: $y_{w1}, \phi_{w1}, y_{w2}, \phi_{w2}, y_{w3}, \phi_{w3}, y_{w4}, \phi_{w4}, y_{w5}, \phi_{w5}, y_{w6}, \phi_{w6}$

ここで y は横変位、 ϕ はヨーイング角変位であり、添字 b は車体、 t は台車、 w は輪軸をそれぞれ示す。主な記号を以下に示す。

記号

2a: 台車軸距離

2b: 左右車輪のレールとの接触点間隔

* 原稿受付 1998年11月24日。

*1 正員, 川崎重工業(株) (〒673-8666 明石市川崎町1-1)。
E-mail: isihara@ati.khi.co.jp

2c: 前後台車の中心間距離

k_y, k_ϕ : 台車枠に対する輪軸の横、回転ばね定数

$k_{y0}, k_{\phi0}$: 車体に対する台車枠の横、回転ばね定数

(ただしダッシュ付きは中間台車のバネ定数である)

m_b, m_t, m_w : 車体、台車枠、輪軸の質量

m : 車両全質量 ($m=m_b+3m_t+6m_w$)

P : 輪重 Q : 横圧 P_c, Q_c : クリープ力

F : フランジ力 r : 車輪半径

R : レール曲線半径 V : 車速

α : 不釣り合い横方向加速度

γ : 踏面勾配 2δ : フランジ遊間

μ : 車輪・レール間摩擦係数

μ_f : フランジ接触部の摩擦係数

M : 車体・台車間摩擦モーメント

ν : すべり率 g : 重力加速度

2.2 基礎方程式の構築 曲線上を車両が定常走行する場合の基礎方程式は、車両の各部に作用する横方向の力と、垂直軸回りのモーメントの釣り合いから求めることができる。ここでは最も基本となるレールとフランジが接触しない場合についてまず行列形で求めておき、任意の車輪が接触した場合、行列の対応する要素の変換を行って、接触時の釣り合い方程式を求める。詳細を付録に示す。また、車輪に作用する力の定義を付図に示す。

3. 各種入力データの横圧への影響

ここでは特に不確かな各種摩擦係数の横圧解析結果へ及ぼす影響について検討する。ただし、変化させるパラメータ以外の諸量は基準値(表1に示す値)とする。

Table 1 Specification of EF66

Notation	Unit	Value
a	m	1.4
b	m	0.55
c	m	5.3
V	km/h	70~110
k_ϕ	Nm/rad	5.20×10^7
$k_{\phi0}$	Nm/rad	0.
k_y	N/m	8.25×10^6
k_{y0}	N/m	5.88×10^6 9.8×10^3 (for Middle Truck)
m_b	kg	48400.
m_t	kg	7740.
m_w	kg	4730.
r	m	0.56
R	m	400, 600, 800
α^*2	m/s ²	See Table3*1
γ	—	0.05
δ	m	0.01
μ	—	0.3
f_0	N	9.8×10^6
μ_f	—	0.3
M	Nm	15562.

*1 Table3 is showed in Ref(1)

*2 Lateral acceleration is given according to running velocity and curving radius

3.1 車輪・レール間摩擦係数 μ 図2に車輪・レール間摩擦係数 μ と前車・前軸・外軌側車輪 (A) の横圧および中間台車・前軸・外軌側車輪 (AAA) の横圧との関係を $R=400m$, $R=600m$, $R=800m$ について示す。なお、後車・前軸・外軌側車輪 (AA) の値は (A) と全く同一であるので以下では (A) と (AAA) について示す。この図より横圧は μ が大きくなるほど大きくなり、曲線半径が小さいほど大きく、A の横圧の方が AAA のそれより大きい。 μ の変化に対する横圧変化の勾配は、曲線半径が小さい程大きい。その影響度を微分係数 $\partial Q / \partial \mu$

Fig.1 Analytical model

Fig.2 Effect of μ on lateral force

で評価すると、AとAAAでわずかに異なるが、両者の平均値として求めると、任意の μ に対し、 $R=400\text{m}$ で約 $51\text{kN}/\text{単位}\mu$ 、 $R=600\text{m}$ で約 $34.5\text{kN}/\text{単位}\mu$ 、 $R=800\text{m}$ で約 $25\text{kN}/\text{単位}\mu$ となる。これらの数値は後程使用する。

3.2 フランジ接触部の摩擦係数 μ_f 図3にフランジ接触部の摩擦係数 μ_f と前台車・前軸・外軌側車輪(A)の横圧および中間台車・前軸・外軌側車輪(AAA)の横圧との関係を $R=400\text{m}$ 、 $R=600\text{m}$ 、 $R=800\text{m}$ について示す。この図より横圧は μ_f が大きくなるほど小さくなり、曲線半径が小さいほど大きくAの横圧の方がAAAのそれより大きい。 μ_f の変化に対する横圧の勾配の絶対値は、曲線半径が小さい程大きい。その影響度を微分係数 $\partial Q/\partial \mu_f$ で評価すると、AとAAAでわずかに異なるが、その平均値として求めると、任意の μ_f に対し、 $R=400\text{m}$ で約 $-13.4\text{kN}/\text{単位}\mu_f$ 、 $R=600\text{m}$ で約 $-11.0\text{kN}/\text{単位}\mu_f$ 、 $R=800\text{m}$ で約 $-9.8\text{kN}/\text{単位}\mu_f$ となる。前節および本節で述べた「 μ が大きくなると横圧が増加し、 μ_f が大きくなると横圧が減少する」のは次のよう

Fig.3 Effect of μ_f on lateral force

Fig.4 Force acting on wheel

に考えられる。図4に示すようにフランジ摩擦係数 $\mu_f F$ (F はフランジ力)は車輪に $\mu_f F \times b_f$ なる回転モーメントを旋回方向に与えるため、曲線軌道に沿いやすくなるためである。これは舵取り効果と呼ばれている⁽²⁾。一方、輪重による摩擦係数 μP の増大はクリープ力を増加させ、結果的に横圧が大きくなる。[文献(1)の式(23)を付録に示す。]

3.3 車体・台車間摩擦モーメント M とフランジ遊間 δ

図5(a)に一例として $R=600\text{m}$ における車体・台車間摩擦モーメント M と前軸・前軸・外軌側車輪(A)の横圧、図5(b)に車体・台車間摩擦モーメント M と中間台車・前軸・外軌側車輪(AAA)の横圧の関係をフランジ遊間の $1/2$ である δ をパラメータとして示す。

Fig.5 Effect of M and δ on lateral force

両図より、 δ が小さくなるほど、また M が大きくなるほど横圧は大きくなる。これは M が大きいと軌道に沿っていく、 δ については接触時の車輪の釣り合い式、例えば前台車・前軸 (No. 1 車輪) では前報 [文献 (1)] より、

$$-k_y y_{t1} - a k_y \psi_{t1} + F = m_w \alpha - k_y \delta \quad (1)$$

となり、 δ が小さいほど右辺の値が大きくなり横方向加速度が見かけ上大きくなって横圧が増加するものと考えられる。 M の影響度合いは A, AAA とほぼ同じで、曲線半径が変わっても同じである (図省略)。その影響度を微分係数 $\partial Q / \partial M$ で評価すると任意の M に対し、約 $0.36 \text{ kN} / \text{kN} \cdot \text{m}$ となる。一方 δ の横圧への影響度は A, AAA とほぼ同じであるが曲線半径により変化する (図は割愛)。その影響度を微分係数 $\partial Q / \partial \delta$ で評価すると、任意の δ に対し $R=400$ で約 $316 \text{ kN} / \text{m}$, $R=600 \text{m}$ で約 $440 \text{ kN} / \text{m}$, $R=800 \text{m}$ で約 $525 \text{ kN} / \text{m}$ となる。

3.4 カント量 図 6 の (a),(b),(c) にそれぞれ $R=400 \text{m}$, 600m , 800m のカント量 $h(\text{mm})$ と車輪 A の横圧の関係を、図 7 の (a),(b),(c) にそれぞれ $R=400 \text{m}$,

600m , 800m のカント量と車輪 AAA の横圧の関係を車速 V をパラメータにして示す。これらの図よりカント量が大きくなると横圧が減少する傾向が伺える。これは式 (2) で示す横方向加速度、つまり外軌方向の力が小さくなるためである。

$$\alpha = (V/3.6)^2 / R - hg/2b \quad (2)$$

また、カント量に対する横圧の大きさは、車速、曲線半径、車輪により異なるが、曲線半径が小さい程車速の影響は大きく現れる。しかし、カント量に対する横圧への影響度、すなわち $\partial Q / \partial h$ の値は車速や曲線半径の違いでわずかに異なるものの車輪 A で、約 $-150 \text{ kN} / \text{m}$, 車輪 AAA で約 $-68 \text{ kN} / \text{m}$ である。

3.5 各種不確かな量の横圧への影響 ここではこれまでに述べた不確かな量である、 μ , μ_t , M , δ , h が基準値より $X\%$ の誤差を含むとき、横圧にどの程度 (Y%) 真の値より異なるかを評価する。

横圧 Q を μ , μ_t , M , δ , h の関数とみなすと、各変数の変化量に対する横圧の変化量 δQ は次式で与えられる。

Fig.6 Effect of cant on lateral force (Wheel A)

Fig.7 Effect of cant on lateral force (Wheel AAA)

$$\begin{aligned} \delta Q = & \partial Q / \partial \mu|_0 \cdot \delta \mu + \partial Q / \partial \mu_f|_0 \cdot \delta \mu_f \\ & + \partial Q / \partial M|_0 \cdot \delta M + \partial Q / \partial \delta|_0 \cdot \delta (\delta) \\ & + \partial Q / \partial h|_0 \cdot \delta h \end{aligned} \quad (3)$$

添え字 0 は基準を示す。

式 (3) を基準の横圧 Q_0 で除すと共に、各変数も基準値を用いて変形すれば、

$$\begin{aligned} \delta Q / Q_0 = & \partial Q / \partial \mu|_0 \cdot (\delta \mu / \mu_0) \cdot (\mu_0 / Q_0) \\ & + \partial Q / \partial \mu_f|_0 \cdot (\delta \mu_f / \mu_{f0}) \cdot (\mu_{f0} / Q_0) \\ & + \partial Q / \partial M|_0 \cdot (\delta M / M_0) \cdot (M_0 / Q_0) \\ & + \partial Q / \partial \delta|_0 \cdot (\delta \delta / \delta_0) \cdot (\delta_0 / Q_0) \\ & + \partial Q / \partial h|_0 \cdot (\delta h / h_0) \cdot (h_0 / Q_0) \end{aligned} \quad (4)$$

式 (4) で微分係数の値は前述したとおりであるので、仮に各変量 $(\delta x / x_0)$ が 10% の誤差があるとする

$$\begin{aligned} \delta Q / Q_0 = & 51 \times 0.1 \times 0.3 / 51.74 + 13.4 \times 0.1 \times 0.3 / 51.74 \\ & + 0.36 \times 0.1 \times 15.9 / 51.74 + 316 \times 0.1 \times 0.01 / 51.74 \\ & + 150 \times 0.1 \times 0.75 / 51.74 \\ = & 0.0296 + 0.0078 + 0.0111 + 0.0061 + 0.0217 \\ = & 0.0763 \end{aligned}$$

となり、約 8% の誤差評価となる。もちろん式 (4) において各項最後の値 $(x_0 / Q_0 : x$ は各変数を示す) は基準値が変れば異なってくるが、基準値が真値に近ければ上記計算結果程度とみなせる。他のケースでの検討結果を表 2 に示す。これより、各パラメータがすべて 10% 異なっても、横圧は 10% ぐらいの誤差で求められると言える。

Table 2 $\delta Q / Q_0$ vs $\delta x / x_0 (=10\%)$

Wheel	A			AAA		
R	400m	600m	800m	400m	600m	800m
Effect μ	0.0296	0.0277	0.0253	0.0390	0.0340	0.0297
Effect μ_f	0.0078	0.0088	0.0099	0.0102	0.0108	0.0116
EffectM	0.0111	0.0153	0.0193	0.0146	0.0188	0.0227
Effect δ	0.0061	0.0118	0.0177	0.0081	0.0144	0.0208
Effect h	0.0217	0.0261	0.0278	0.0130	0.0145	0.0148
$\delta Q/Q_0$	0.0763	0.0897	0.100	0.0849	0.0925	0.0996

4. ばねこわさの横圧への影響

ここでは、台車枠に対する輪軸の横、回転ばね定数 (1 次ばね) k_y , k_ψ および車体に対する台車枠の横、回転ばね定数 (2 次ばね) k_{y0} , $k_{\psi0}$ の値がどの程度横圧とフランジ力に影響を及ぼすかを調べる。表 1 に示す値を基準値とし、各々のばねのばね定数を基準値の 0.005, 0.01, 0.02, 0.05, 0.1, 0.2, 0.5, 1.0, 2.0, 5.0 と振った場合の横圧を計算した。ただし、中間台車のばね定数はそのままとした。前台車・前軸・外軌側車輪の横圧 (A) の結果を図 8 に、中間台車・前軸・外軌側車輪の横圧 (AAA) の結果を図 9 に示す。

本計算は $R=400\text{m}$, $V=100\text{km/h}$, $h=75\text{mm}$ の条件での結果である。図 8 と図 9 からいづれのばねもばね定数を大きくすると一定値に収束する。

横圧を変えるためにはばね定数を基準値の 1 桁から 2 桁小さくする必要がある。3 つのばねのうち横圧への影響度が最も大きいのは k_ψ である。中間台車の車輪では k_{y0} の影響も受ける。これは中間台車の k_{y0} の基準値を前后台車のそれに比して小さく仮定したため k_{y0} の影響度が大きく現れたものと思われる。

図 10 と図 11 はそれぞれ前台車の前後軸 (A, C) および中間台車の前後軸 (AAA, CCC) のフランジ力である。両図とも力の大きさは異なるものの傾向は横圧とよく似ている。図中細線で示しているのは、後軸、外軌側車輪 (C, CCC) もフランジ接触するため生じたものである。この傾向は松井の解析⁽²⁾でも同様に現れており、1 次ばねの剛性が小さくなると前後の車輪でフランジ接触することになる。

Fig.8 Effect of spring stiffness on lateral force (Wheel A)

Fig.9 Effect of spring stiffness on lateral force (Wheel AAA)

5. あとがき

Fig.10 Effect of spring stiffness on flange force
(Wheel A,C,)

Fig.11 Effect of spring stiffness on flange force
(Wheel AAA,CCC)

Fig.12 Effect of spring stiffness k_{ψ} on flange force⁽²⁾
(Wheel A,C,)

前報において、3台車を有する鉄道車両の横圧、フランジ力の解析方法を提示すると共に、解析値と実測値を比較し両者が比較的良好一致を示すことを示した。

しかし、入力データには摩擦係数など不確かな因子もあり、それらの解析結果に及ぼす影響を検討する必要がある。そこで本報では、前報で解析した機関車 EF66 の諸元を基準値とし、種々の不確かな因子を基準値の近傍で変化させて、横圧への影響度、すなわち微分係数を求めた。これらの値を用いて、各種因子が $x\%$ の誤差をもつとき、解析結果の誤差がいくらかになるかを検討した。その結果、本例においては不確かな入力データ（ここでは μ , μ_t , M , δ , h ）すべてに 10% の誤差があれば約 10% の誤差で推定できることが判った。もちろん基準値が異なればこの結果も異なるが、およその目処が得られた。

さらに、1次ばねこわさ、2次ばねこわさの横圧およびフランジ力への影響度を調べたところ、基準値の1桁から2桁小さくしないと、影響が現れないこと、また、影響度の傾向は文献(2)の結果(図12の太線)と似ていること、などが判った。図12は k_{ψ} のフランジ力への影響を示したもので図10の実線と対応している。

6. 結 論

種々の不確かな因子を基準値の近傍で変化させて横圧への影響を検討すると共に、1次、2次ばねこわさの横圧やフランジ力へ及ぼす影響を検討した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 不確かな入力データすべてに 10% の誤差があれば約 10% の精度で横圧を推定できる。また、各種パラメータの横圧への影響度が求められたことから、それぞれのパラメータの誤差を与えればそれに対応する精度で計算できる。
- (2) 1次、2次ばねこわさの横圧、フランジ力への影響は基準値の近傍ではほとんど無く、1桁から2桁小さくしないと影響が現れない。

最後に本研究に対し有益な助言を頂いた当社車両事業部の奥参与と寺井参事に感謝の意を表します。

付 録 : 基礎方程式

(1) 横方向の釣合

車体:

$$k_{y0}(2y_b - y_{t1} - y_{t2}) + k'_{y0}(y_b - y_{t3}) = m_b a \cdots (1)$$

前台区：

$$\begin{aligned} & -k_{y0}y_b - ck_{y0}\phi_b + (k_{y0} + 2k_y)y_{t1} - k_y(y_{w1} + y_{w2}) \\ & = m_t\alpha + M/(2c) \quad \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

後台区：

$$\begin{aligned} & -k_{y0}y_b + ck_{y0}\phi_b + (k_{y0} + 2k_y)y_{t2} - k_y(y_{w3} + y_{w4}) \\ & = m_t\alpha - M/(2c) \quad \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

中間台区：

$$\begin{aligned} & -k'_{y0}y_b + (k'_{y0} + 2k'_y)y_{t3} - k'_y(y_{w5} + y_{w6}) = m_t\alpha \\ & \quad \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

No. 1 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k_y y_{t1} - ak_y \phi_{t1} + k_y y_{w1} - 2(f_{22})_1 \phi_{w1} = m_w \alpha \\ & \quad \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

No. 2 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k_y y_{t1} + ak_y \phi_{t1} + k_y y_{w2} - 2(f_{22})'_1 \phi_{w2} = m_w \alpha \\ & \quad \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

No. 3 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k_y y_{t2} - ak_y \phi_{t2} + k_y y_{w3} - 2(f_{22})_2 \phi_{w3} = m_w \alpha \\ & \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

No. 4 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k_y y_{t2} + ak_y \phi_{t2} + k_y y_{w4} - 2(f_{22})'_2 \phi_{w4} = m_w \alpha \\ & \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

No. 5 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k'_y y_{t3} - ak'_y \phi_{t3} + k'_y y_{w5} - 2(f_{22})_3 \phi_{w5} = m_w \alpha \\ & \quad \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

No. 6 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k'_y y_{t3} + ak'_y \phi_{t3} + k'_y y_{w6} - 2(f_{22})'_3 \phi_{w6} = m_w \alpha \\ & \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

(2) 垂直軸回りのモーメントの釣合

車体：

$$\begin{aligned} & [2(k_{\phi 0} + c^2 k_{y0}) + k'_{\phi 0}] \phi_b - ck_{y0} y_{t1} + ck_{y0} y_{t2} \\ & - k_{\phi 0} \phi_{t1} - k_{\phi 0} \phi_{t2} - k'_{\phi 0} \phi_{t3} = -M \quad \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

前台区：

$$\begin{aligned} & -k_{\phi 0} \phi_b + (k_{\phi 0} + 2k_{\phi} + 2a^2 k_y) \phi_{t1} - ak_y y_{w1} \\ & + ak_y y_{w2} - k_{\phi} \phi_{w1} - k_{\phi} \phi_{w2} = M + ck_{\phi 0}/R \\ & \quad \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

後台区：

$$\begin{aligned} & -k_{\phi 0} \phi_b + (k_{\phi 0} + 2k_{\phi} + 2a^2 k_y) \phi_{t2} - ak_y y_{w3} \\ & + ak_y y_{w4} - k_{\phi} \phi_{w3} - k_{\phi} \phi_{w4} = M - ck_{\phi 0}/R \\ & \quad \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

中間台区：

$$\begin{aligned} & -k'_{\phi 0} \phi_b + (k'_{\phi 0} + 2k'_{\phi} + 2a^2 k'_y) \phi_{t3} \\ & - ak'_y y_{w5} + ak'_y y_{w6} - k'_{\phi} \phi_{w5} - k'_{\phi} \phi_{w6} = M \\ & \quad \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

No. 1 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k_{\phi} \phi_{t1} + k_{\phi} \phi_{w1} + 2(f_{11})_1 \gamma b y_{w1}/r \\ & = ak_{\phi}/R + 2(f_{11})_1 b^2/R \quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

No. 2 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k_{\phi} \phi_{t1} + k_{\phi} \phi_{w2} + 2(f_{11})'_1 \gamma b y_{w2}/r \\ & = -ak_{\phi}/R + 2(f_{11})'_1 b^2/R \quad \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

No. 3 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k_{\phi} \phi_{t2} + k_{\phi} \phi_{w3} + 2(f_{11})_2 \gamma b y_{w3}/r \\ & = ak_{\phi}/R + 2(f_{11})_2 b^2/R \quad \dots\dots\dots (17) \end{aligned}$$

No. 4 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k_{\phi} \phi_{t2} + k_{\phi} \phi_{w4} + 2(f_{11})'_2 \gamma b y_{w4}/r \\ & = -ak_{\phi}/R + 2(f_{11})'_2 b^2/R \quad \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

No. 5 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k'_{\phi} \phi_{t3} + k'_{\phi} \phi_{w5} + 2(f_{11})_3 \gamma b y_{w5}/r \\ & = ak'_{\phi}/R + 2(f_{11})_3 b^2/R \quad \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

No. 6 輪軸：

$$\begin{aligned} & -k'_{\phi} \phi_{t3} + k'_{\phi} \phi_{w6} + 2(f_{11})'_3 \gamma b y_{w6}/r \\ & = -ak'_{\phi}/R + 2(f_{11})'_3 b^2/R \quad \dots\dots\dots (20) \end{aligned}$$

輪重 P 、すべり率 ν とクリープ力 Q_c との関係式

$$Q_c/f_0\nu = \{1 + (f_0\nu/\mu P)^2\}^{-1/2} \quad \dots\dots\dots (23)$$

Appended fig. Force acting on wheel

文献

- (1) 石原国彦, 三台車を有する鉄道車両の定常曲線通過性能の解析、機論(C), 65—630, (1998-2), 673-679
- (2) 松井信夫, ボギー車の定常曲線通過性能の実用的計算法 (その3: フランジ摩擦の考慮)、東急車両技報, 第37号, (1984-9), 2-9