

## 台車旋回抵抗を考慮したボギー車の左右強制振動解析\*

### (第1報, 側受け摩擦力の影響)

谷 藤 克 也\*<sup>1</sup>

## The Lateral Vibration Analysis of a Bogie Car Considering the Resistance to Truck Turning (1st Report, Effects of the Friction Force at Side Bearer)

Katsuya TANIFUJI

The resistance against truck turning, that is composed of the friction force and elastic one working in series, contributes to the running stability of bogie-cars. So, up to the present, the effects of the resistance have been studied as to the stability for hunting motion. But this study deals with its effects on the forced lateral vibration caused by the alignment irregularity of track. The numerical integration of motion equations by Runge-Kutta-Gill method is applied for the analysis. As the 1st report, this paper describes simulated results about effects of the friction force at side bearer in relation to the amplitude of track irregularity and running speed. These results suggest that it is disadvantage to the running vibration to lower the friction coefficient of side bearer from the present value as a countermeasure against the heavy wear of wheel-flange.

**Key Words:** Railway, Bogie Car, Lateral Vibration, Friction Force at Side Bearer, Simulation by Numerical Integration

### 1. ま え が き

新幹線電車の車輪フランジの摩耗と左右振動増大の関連が明らかにされ<sup>(1)</sup>, フランジ摩耗の軽減が望まれている。方策の一つとして, 側受け摩擦力とボルスタアンカ前後剛性から成る台車旋回抵抗を低減させることにより, ポイントを含む急曲線通過の際に生ずる車輪フランジ-レール間のきしりを減少させることが考えられる。しかし, 台車旋回抵抗は走行安定性の向上に寄与する<sup>(2)</sup>ものでもあり, その低減が走行振動に及ぼす影響については, 軌道不整に対する応答を含め, 前もって定量的に把握されねばならない。

しかし, 鉄道車両の左右振動系は車両支持装置だけではなく, 車輪とレール間の作用力にも複雑な非線形性を包含するほか, 軌道不整などによる強制振動とだ行動と呼ばれる自励振動とが混在するため, その振動特性の解析は複雑となり, 定量的な計算をいっそう困難なものとしている。特に, 側受け摩擦力の非線形性は影響が大きいものの一つである。そのため, かかる複雑な運動特性の解析では, 数値積分による時系列シ

ミュレーションがしばしば用いられている。藤井ら<sup>(3)(4)</sup>は二軸貨車のだ行動を解析し, 軌道狂いおよび車両定数の影響を調べた。弘津ら<sup>(5)</sup>はボギー車について各種の非線形要素を考慮した力学モデルを立案し, それによるシミュレーションの有用性を示した。また, 曲線通過時の左右挙動解析として, 石田ら<sup>(6)</sup>, 弘津ら<sup>(7)</sup>の研究が報告されている。

そこで, 台車旋回抵抗を主体とする非線形性を考慮してボギー車の左右振動特性を調べるため, 時系列シミュレーションの手法を用いることにした。ここでは横方向の軌道不整である通り狂いに起因する走行振動に着目し, 側受け摩擦力とボルスタアンカ前後剛性が車体振動に及ぼす影響を定量的に解析する。これにより, フランジ摩耗の軽減を目的とする台車旋回抵抗低減の可能性を検討することができる。本報ではその実現が期待される 300 km/h 運転を想定し, 第1報として側受け摩擦力の影響における走行速度および狂い波高との関係について報告する。

### 2. 計算モデルと運動方程式

**2・1 記号の説明** 本報で用いる主な記号は次のとおりである。

$y_B, y_{Tn}, y_{wi}$ : 左右動変位(添字  $B$  は車体,  $T$  は台車,

\* 昭和 63 年 11 月 11 日 北陸信越支部北陸地方講演会において講演, 原稿受付 昭和 63 年 2 月 29 日。

\*<sup>2</sup> 正員, 新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐 2 の町 8050)。

- $n$  は台車番号  $1 \cdot 2$ ,  $W$  は輪軸,  $i$  は輪軸番号  $1 \sim 4$ , 以下も同じ)
- $\psi_B, \psi_{Tn}, \psi_{wi}$ : ヨー角変位
- $\phi_B, \phi_{Tn}$ : ロール角変位
- $z_{ns}$ : 空気ばねの絞り流量を表す変数(添字  $s$  は空気ばね位置で  $r$  が進行方向右側,  $l$  が左側)
- $m_B, m_T, m_w$ : 車体, 台車枠, 輪軸の質量
- $k_1, 2k_{wx}, 2k_{wy}$ : 1 輪軸あたりの軸ばね上下剛性, 軸箱前後および左右支持剛性
- $k_{2x}, k_{2y}, k_2, k_3$ : 空気ばねの前後, 左右, 上下剛性, 有効受圧面積変化に相当する上下剛性
- $N$ : 空気ばね本体と補助空気室の容積比
- $k_b$ : ボルスタアンカの前後剛性
- $c_1$ : 1 輪軸あたりの軸ばねダンパの減衰係数
- $c_{2y}, c_2$ : 左右動ダンパおよび空気ばねの絞りによる減衰係数
- $i_{Bz}, i_{Tz}, i_{wz}$ : 車体, 台車枠, 輪軸のヨーイング慣性半径
- $i_{Bx}, i_{Tx}$ : 車体, 台車枠のローリング慣性半径
- $2b, 2b_1, 2b_2, 2b_b, 2b_s$ : 車輪-レール間接点, 軸ばね, 空気ばね, ボルスタアンカ, 側受の左右間隔
- $b_F$ : 輪軸中心からフランジ接点までの左右間隔
- $2l_T, 2a$ : 台車中心間距離, 台車内輪軸間距離
- $h_T$ : 車軸中心から台車枠重心までの高さ
- $h_A, h_D$ : 台車枠重心から空気ばね中心, 左右動ダンパ中心までの高さ
- $h_{AB}, h_{DB}$ : 空気ばね中心, 左右動ダンパ中心から車体重心までの高さ
- $h_C$ : 車体床面から車体重心までの高さ

- $r, \gamma$ : 車輪の転動半径, 踏面のこう配
- $\delta$ : フランジ遊間
- $\mu_s, W$ : 側受けの摩擦係数, 荷重(= $m_B g/4$ ,  $g$  は重力の加速度)
- $f_j$ : クリープ係数( $j=1$ : 縦,  $2$ : 横)
- $T_{wyi}, M_{wzi}$ : クリープによる横方向の力, ヨー方向のモーメント
- $V, v$ : 走行速度(時速および秒速)
- $\lambda, a_R$ : 軌道の通り狂いの波長, 振幅
- $y_{ri}$ :  $i$  輪軸位置における軌道の狂い量

**2.2 計算モデル** ボギー車の左右動計算モデルを図1および図2に示す。これは文献(8)で用いたモデルを基本として側受け機構を付加したもので、車両の諸元は前後および左右方向に対称である。その運動自由度は車体と二つの台車でそれぞれ左右動、ヨーとロール、4本の輪軸でそれぞれ左右動とロールの合計17自由度である。二次ばねは空気ばねであり、高速旅客電車を想定して以下の非線形特性を考慮する。

(1) 台車旋回抵抗モーメント  $M_{Tn}$  ボルスタアンカの前後剛性  $k_b$  と側受け摩擦力  $F_s(= \mu_s W)$  の台車旋回抵抗により、車体・台車間には図3に示す抵抗モーメントが作用するものとする<sup>(2)</sup>。図示される斜めの線上ではボルスタアンカゴムと空気ばねの前後たわみにより生ずるモーメントのみが作用し、両方向に変化する。その大きさは式(1)で表される。

$$M_{Tn} = 2(k_b b_s^2 + k_{2x} b_s^2) \Delta \psi_{bn} \dots \dots \dots (1)$$

ここに、 $\Delta \psi_{bn}$  は側受けすべり角  $\psi_{sn}$  からの相対旋回角, すなわちボルスタアンカゴムのたわみ角である。

$$\Delta \psi_{bn} = \psi_{Tn} - \psi_B - \psi_{sn} \dots \dots \dots (2)$$

ここでは  $|M_{Tn}| \leq 2F_s b_s$  の関係にある。

横軸と平行な線上では側受けがすべっている状態にあり、側受け摩擦力  $F_s$  による抵抗モーメントの最大値  $M_{Tn} = \pm 2F_s b_s$  が作用する。また、ボルスタアンカゴムたわみ角は式(3)に示す最大値となる。

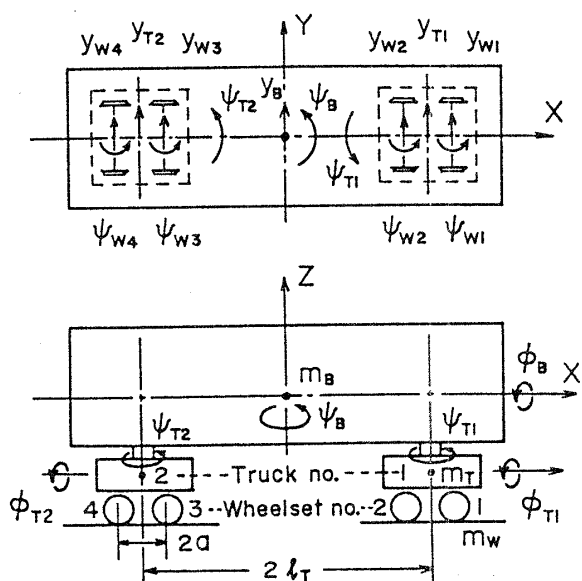


図1 ボギー車の左右振動計算モデル(座標系)

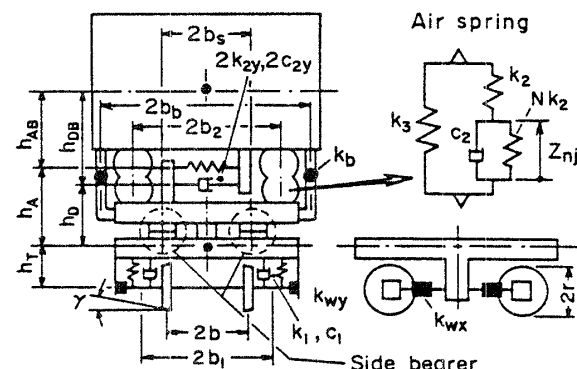


図2 ボギー車の左右振動計算モデル(支持機構)

$$\Delta\psi_{b\max} = F_s b_s / (k_b b_b^2 + k_{2x} b_2^2) \dots\dots\dots (3)$$

ここでは側受けに作用する旋回力が摩擦力  $F_s$  を超えており、側受けはそれぞれ矢印の方向にすべる。車体-台車間の相対ヨー角 ( $\psi_{Tn} - \psi_B$ ) の変位方向が反転すると、側受けすべりはそこで静止し、さらにはボルスタアンカゴムたわみ角の減少に応じ、 $M_{Tn}$  は斜めの線に沿って変化する。

(2) レールの拘束 輪軸の横移動量がフランジ遊間  $\delta$  と軌道狂い量  $y_{Ri}$  でできる可動範囲  $[(y_{Ri} - \delta) \sim (y_{Ri} + \delta)]$  を超えると、車輪フランジがレール側面に当たり、レールの拘束を受ける。この拘束は横方向にはレール反力  $F_{Ri}$ <sup>(5)</sup> となり、レール長手方向にはフランジ摩擦力  $F_{Fi}$ <sup>(9)</sup> となる。レール反力  $F_{Ri}$  は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} F_{Ri} &= k_R (y_{wi} - y_{Ri} - \delta) & : y_{wi} > y_{Ri} + \delta \\ F_{Ri} &= k_R (y_{wi} - y_{Ri} + \delta) & : y_{wi} < y_{Ri} - \delta \\ & \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

$$F_{Ri} = 0 \quad : y_{Ri} - \delta \leq y_{wi} \leq y_{Ri} + \delta \quad \dots\dots (5)$$

ここに、 $k_R$  はレールの有効横剛性である。

フランジ摩擦力  $F_{Fi}$  は図4に示すように、フランジ接触する車輪で前進方向に作用し、 $F_{Ri}$  を利用して式(6)で与えられる。

$$F_{Fi} = \mu |F_{Ri}| \sin \alpha \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 $\alpha$  はフランジ角度であり、フランジ接触時の車輪-レール間の接触状態として、踏面およびフランジでの二点接触を仮定している。

(3) 車輪-レール間のクリープ力 クリープ力  $T_j$  として縦および横クリープのみを考慮し、すべり率  $v$  に対する飽和特性としては、Lévi-Chartet の式にならない松井が提案する近似式<sup>(10)</sup>で  $m=1.5$  を用い

る。

$$\begin{aligned} T_j / \mu P &= [1 + (f_{Kj} v_j / \mu P)^{-m}]^{-1/m} \\ : j &= 1 \text{ (縦)}, 2 \text{ (横)} \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

ここに、 $\mu$  は車輪-レール間の摩擦係数、 $P$  は同じく垂直荷重  $[(m_B + 2m_T + 4m_w)g/4]$  であり、 $f_{Kj}$  は Kalker の線形クリープ係数<sup>(11)</sup>を表す。ただし、すべり率については、Chartet の式による文献(5)、(7)などを参考にし、輪軸ごとにその合すべり率  $v = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}$  を用いる。これにより、飽和を考慮した非線形クリープ係数は次式で与えられる。

$$f_j / f_{Kj} = [(f_{Kj} v / \mu P)^m + 1]^{-1/m} \dots\dots\dots (8)$$

したがって、 $i$  輪軸のクリープ係数を  $f_{ji}$  とすれば、輪軸として作用する横方向の力  $T_{wyi}$  とヨー方向のモーメント  $M_{wzi}$  は次式となる。

$$T_{wyi} = -2f_{2i} (y_{wi} / v - \psi_{wi}) \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$M_{wzi} = -2f_{1i} [(\gamma b / r)(y_{wi} - y_{Ri}) + (b^2 / v) \psi_{wi}] \quad \dots\dots\dots (10)$$

2.3 運動方程式 運動方程式を導くにあたり単純化のため、空気ばね中心高さと左右動ダンパ中心高さは等しいものとし、 $D = d/dt$ 、 $D^2 = d^2/dt^2$  と置くことにより、計算モデルの運動方程式は次のように求められる。ここに、

$$\begin{aligned} J_{Bz} &= m_B i_{Bz}^2, & J_{Bx} &= m_B i_{Bx}^2, & J_{Tz} &= m_T i_{Tz}^2, \\ J_{Tx} &= m_T i_{Tx}^2, & J_{Wz} &= m_W i_{Wz}^2, & k_{23} &= k_2 + k_3 \end{aligned}$$

である。

車体の左右動、ヨー、ロールに関する三つの式、

$$\begin{aligned} m_B D^2 y_B + 2(k_{2y} + c_{2y} D)[2y_B + 2h_{AB} \phi_B \\ - y_{T1} - y_{T2} + h_A(\phi_{T1} + \phi_{T2})] \end{aligned}$$

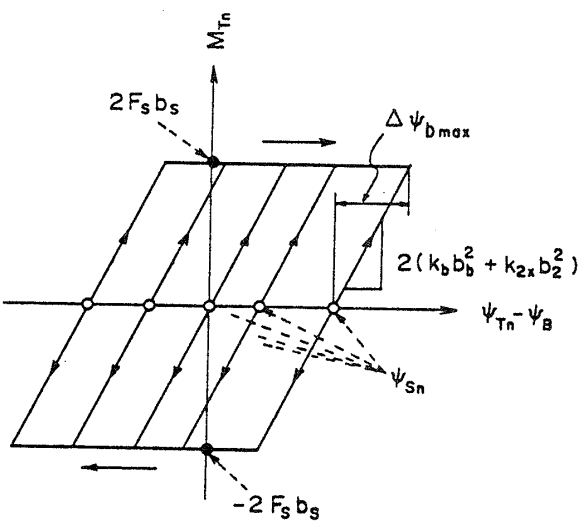


図3 台車旋回モーメントの特性

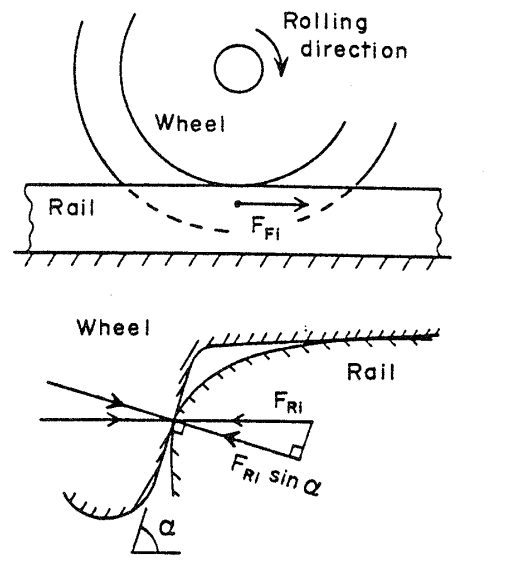


図4 フランジ摩擦力のモデル化

$$+0.5m_Bg(\phi_{T1} + \phi_{T2})=0 \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$\begin{aligned} J_{Bz}D^2\phi_B + 2l_T(k_{2y} + C_{2y}D)[2l_T\phi_B \\ - y_{T1} + y_{T2} + h_A(\phi_{T1} - \phi_{T2}) \\ + 0.5m_Bgl_T(\phi_{T1} - \phi_{T2}) \\ = M_{T1} + M_{T2} \quad \dots\dots\dots(12) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{Bz}D^2\phi_B + 2h_{AB}(k_{2y} + C_{2y}D)[2y_B \\ + 2h_{AB}\phi_B - y_{T1} - y_{T2} + h_A(\phi_{T1} + \phi_{T2})] \\ + 2k_{23}b_2^2(2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) \\ + k_2b_2(z_{1r} - z_{1l} + z_{2r} - z_{2l})=0 \quad \dots\dots\dots(13) \end{aligned}$$

2台車の左右動, ヨー, ロールに関する六つの式,

$$\begin{aligned} m_T D^2 y_{Tn} - 2(k_{2y} + C_{2y}D)[y_B \\ \pm l_T \phi_B + h_{AB} \phi_B - y_{Tn} + h_A \phi_{Tn}] \\ + 2k_{wy}(2y_{Tn} + 2h_T \phi_{Tn} - y_{wi} - y_{w(i+1)}) \\ - 0.5m_Bg\phi_{Tn}=0 \quad \dots\dots\dots(14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{Tz}D^2\phi_{Tn} + 2k_{wx}b_2^2(2\phi_{Tn} - \phi_{wi} - \phi_{w(i+1)}) \\ + 2k_{wy}a(2a\phi_{Tn} - y_{wi} + y_{w(i+1)}) = -M_{Tn} \\ \dots\dots\dots(15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{Tx}D^2\phi_{Tn} + 2h_A(k_{2y} + C_{2y}D)[y_B \\ \pm l_T\phi_B + h_{AB}\phi_B - y_{Tn} + h_A\phi_{Tn}] \\ - 2k_{23}b_2^2(\phi_B - \phi_{Tn}) - k_2b_2(z_{nr} - z_{nl}) \\ + 2b_2^2(k_1 + C_1D)\phi_{Tn} + 2k_{wy}h_T(2y_{Tn} + 2h_T\phi_{Tn} \\ - y_{wi} - y_{w(i+1)}) + 0.5m_Bg(y_B \pm l_T\phi_B - y_{Tn})=0 \\ \dots\dots\dots(16) \end{aligned}$$

ここで, 1位台車には  $n=1, i=1$ , 土の上号を, 2位台車には  $n=2, i=3$ , 土の下号を用いる。また,  $0.5m_Bg$ を有する項は, 台車のロールに沿って車体が横移動するものとし, それにより生ずる車体質量の上下変位に基づくエネルギー変化を表す。

4輪軸の左右動, ヨーに関する八つの式,

$$\begin{aligned} m_w D^2 y_{wi} - 2k_{wy}(y_{Tn} + h_T \phi_{Tn} \pm a\phi_{Tn} - y_{wi}) \\ = T_{wyi} - F_{Ri} \quad \dots\dots\dots(17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{wz}D^2\phi_{wi} - 2k_{wx}b_2^2(\phi_{Tn} - \phi_{wi}) \\ = M_{wzi} \pm b_F F_{Fi} \quad \dots\dots\dots(18) \end{aligned}$$

ここで, 1位, 2位輪軸 ( $i=1, 2$ ) で  $n=1$  を, 3位, 4位輪軸 ( $i=3, 4$ ) で  $n=2$  を, 式(17)左辺の土については,  $i=1$  および 3 で上号,  $i=2$  および 4 で下号を用いる。また, 式(18)右辺の土については, フランジ接触しているのが進行方向右側車輪の時に上号, 左側車輪の時に下号を用いる。

4個の空気ばねの絞り流量を表す変数  $z_{ns}$  に関する四つの式,

$$\begin{aligned} \left. \begin{aligned} c_2 D z_{nr} + (1+N)k_2 z_{nr} + k_2 b_2(\phi_B - \phi_{Tn})=0 \\ c_2 D z_{nl} + (1+N)k_2 z_{nl} - k_2 b_2(\phi_B - \phi_{Tn})=0 \end{aligned} \right\} \\ \dots\dots\dots(19) \end{aligned}$$

ここで, 1位台車には  $n=1$ , 2位台車には  $n=2$  を用いる。

### 3. 数値計算

計算モデルの運動方程式において, 式(11)~(18)で表される計17の2階常微分方程式を1階の方程式に分離し, 式(19)で表される四つの式と合せた計38の1階常微分方程式とする。この連立常微分方程式をRunge-Kutta-Gill法で数値積分することにより, 解を求める。計算の刻みは0.002sとした。

計算に使用した車両諸元の基本値は, 200系新幹線電車を想定した以下の値である。

$$\begin{aligned} m_B=43.0 \text{ t}, \quad m_T=5.56 \text{ t}, \quad m_w=2.41 \text{ t}, \\ i_{Bz}=6.83 \text{ m}, \quad i_{Bx}=1.63 \text{ m}, \quad i_{Tx}=1.20 \text{ m}, \\ i_{Tx}=0.60 \text{ m}, \quad i_{wz}=0.75 \text{ m}, \quad k_1=2.26 \text{ MN/m}, \\ k_{wy}=8.6 \text{ MN/m}, \quad k_{wx}=34.3 \text{ MN/m}, \\ k_{2x}=k_{2y}=0.343 \text{ MN/m}, \quad k_2=1.69 \text{ MN/m}, \\ N=0.494, \quad k_3=0.0 \text{ MN/m}, \quad c_1=39.2 \text{ kN}\cdot\text{s/m}, \\ c_{2y}=70.0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}, \quad c_2=73.0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}, \\ b=0.75 \text{ m}, \quad b_1=1.05 \text{ m}, \quad b_2=1.225 \text{ m}, \\ b_b=1.42 \text{ m}, \quad b_s=0.65 \text{ m}, \quad b_F=0.712 \text{ m}, \\ l_T=8.75 \text{ m}, \quad a=1.25 \text{ m}, \quad h_T=0.2 \text{ m}, \\ h_C=0.43 \text{ m}, \quad h_A=h_D=0.42 \text{ m}, \\ h_{AB}=h_{DB}=0.75 \text{ m}, \quad r=0.455 \text{ m}, \quad \gamma=0.025, \\ \mu=0.25, \quad k_R=19.6 \text{ MN/m} \end{aligned}$$

台車旋回抵抗に関係するボルスタアンカ前後剛性  $k_b$  と側受けすり板の摩擦係数  $\mu_s$  については,

$$k_{bo}=9.8 \text{ MN/m}, \quad \mu_{so}=0.12$$

をそれぞれの基本値とする。

Kalkerの線形クリープ係数  $f_{Kj}$  ( $=G\bar{a}\bar{b}C_{ij}$ ,  $G$ は横弾性係数,  $\bar{a}$ は接触だ円の長半径,  $\bar{b}$ は短半径,  $C_{ij}$ はKalker係数<sup>(11)</sup>)は, 1/40こう配円すい形状車輪と60kgレールの組合せの接触だ円を求めることにより得られる。すなわち, Hertzの理論<sup>(12)</sup>で求められる  $\bar{a}=7.11 \text{ mm}$ ,  $\bar{b}=5.89 \text{ mm}$  から, 横弾性係数  $G=82.0 \text{ GPa}$  を基準とする Kalker 定数  $C_{11}=4.53$ ,  $C_{22}=4.02$  が得られるので,  $f_{Kj}$  として次の値を用いる。

$$f_{K1}=15.5 \text{ MN}, \quad f_{K2}=13.8 \text{ MN}$$

軌道条件は, 定波長かつ定波高の通り(左右方向)狂いが3波連続する区間とし, その狂い形状を正弦波で与える。これは過去に国鉄が実施した新幹線軌道狂い設定走行試験<sup>(13)</sup>と同様の条件であり, 波長  $\lambda$  と波高(振幅)  $a_R$  をパラメータとするシミュレーションにより, 当該試験のデータ分析結果と比較することができる。計算範囲としては, 波長  $\lambda$  が10mから80mまでの範囲を原則として5mごとに, また, 波高  $a_R$  については, 文献(13)を参考にして, 狂いの大きい場合を6mm, 小さい場合を2mmで代表させ, 合せて中間

の4 mm を考える。

シミュレーション結果の出力例を図5に示す。上から1位(前)台車の輪軸左右変位( $y_{w1}$ と $y_{w2}$ )、2位(後)台車の輪軸左右変位( $y_{w3}$ と $y_{w4}$ )、両台車の側受けすべり角( $\psi_{s1}$ と $\psi_{s2}$ )、前車位置上車体床面の左右加速度 $\ddot{y}_{BF} = \ddot{y}_B + h_C \ddot{\phi}_B + l_T \ddot{\psi}_B$ および後車位置上車体床面の左右加速度 $\ddot{y}_{BR} = \ddot{y}_a + h_C \ddot{\phi}_B - l_T \ddot{\psi}_B$ の波形である。輪軸左右変位 $y_{wi}$ には、各輪軸の左右可動範囲が $y_{Ri} \pm \delta$ により合せて示されている。この例では、前車にフランジ接触が生じると側受けがすべり、前側の車体加速度を増大する状況を読取ることができる。

#### 4. 計算結果

**4.1 狂い波高の大きい場合** 速度  $V=210$  km/h, 波高  $a_R=6$  mm の計算結果を図6に示す。図6は側受けの摩擦係数 $\mu_s$ をパラメータとして基本値 $\mu_{s0}=0.12$ の0.5倍から3倍まで変化したときの影響をまとめたものである。これは、現車の側受け摩擦力がすり板更新時点より使用経過とともに増加し<sup>(14)</sup>、摩擦係数としては最大で $2\mu_{s0}$ 以上にまで達するものと考えられるためである。上から前側、後側台車位置上の車体左右加速度および側受けのすべり状況を表す。車体加速度は図5に例示するようなシミュレーション波形から全振幅 $2a_B$ の最大値を読取ったものである。

前側の車体振動は $\mu_s$ の影響を強く受ける。すなわち、 $\mu_s$ の小さいほど加速度が増大し、そのピークとなる狂い波長は短波長側に移動する。この傾向は前位台車の側受けすべり状況とも対応している。さらに、 $0.5\mu_{s0}$ の場合には、長波長側の広い波長範囲で振動の

減衰性が低下し、通り狂い区間を過ぎても振動が継続する。一方、 $3\mu_{s0}$ まで大きくなると、すべての波長範囲で側受けにすべりを生じなくなる。軌道狂い設定試験のデータ分析結果<sup>(15)</sup>では、狂い波高6 mmで加速度がピークとなる狂い波長が、車両によって、 $\lambda=30\sim 40$  mの範囲にばらついている(図7)。したがって、当該試験での現車の傾向は、摩擦係数 $\mu_s$ がおおよそ $1.25\mu_{s0}$ の場合の計算結果に相当している。

また、後側の車体振動では、 $\mu_s$ が $1\mu_{s0}$ 以上であれば加速度は比較的小さく、かつ摩擦係数による変化も小さい。ここでは、後位台車に側受けすべりが生じないか、生じたにしてもごく小さな量にとどまる。この理由としては、前位台車の大きな横移動が車体を介して後位台車に作用し、軌道狂いに沿うような案内効果を及ぼしているためと考えられる。しかし、 $0.5\mu_{s0}$ まで摩擦係数が減少すると、前側と同様に $\lambda \leq 50$  mの波長範囲で側受けすべりにより加速度が急増する。ピークとなる $\lambda=15\sim 20$  mでの振動モードは上心ロールである。

図8は速度 $V=300$  km/hの計算結果を同じようにまとめたものである。ただし、210 km/hで振動の波衰性が低下した摩擦係数 $0.5\mu_{s0}$ を除外している。210 km/h走行に比較すると、車体加速度は前側、後側ともに増大し、 $\mu_s$ の影響はより顕著になる。ここでは、 $\mu_s$ それぞれの値において前位台車のすべりが増大するだけでなく、後位台車でも側受けのすべり状況が拡大する。これに対応し、特に $\lambda \leq 50$  mの波長範囲において、後側でも $\mu_s$ による車体加速度の違いが大きくなる。しかし、摩擦係数を $3\mu_{s0}$ まで大きくすれば、

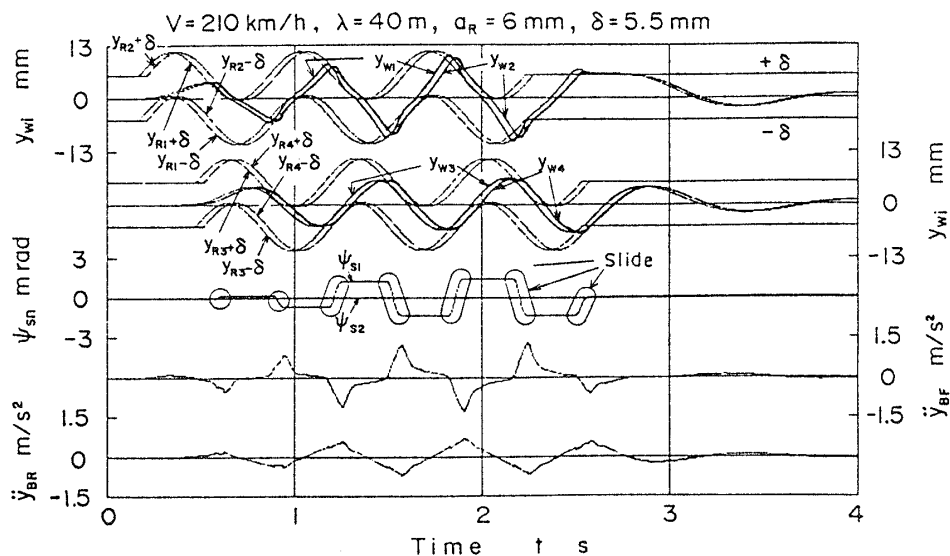


図5 シミュレーション結果の図形出力例

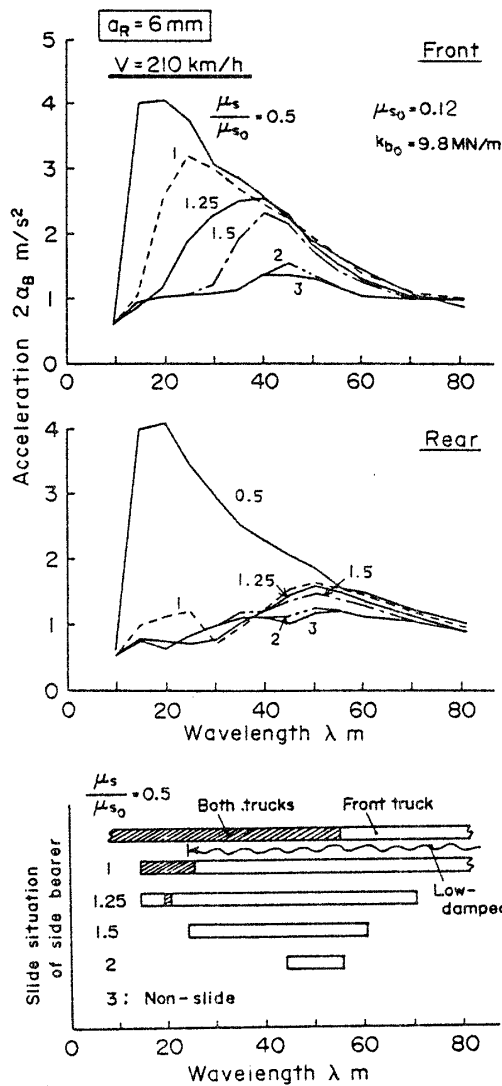


図6 側受け摩擦力の影響(狂い波高が大きい場合, 速度 210 km/h)

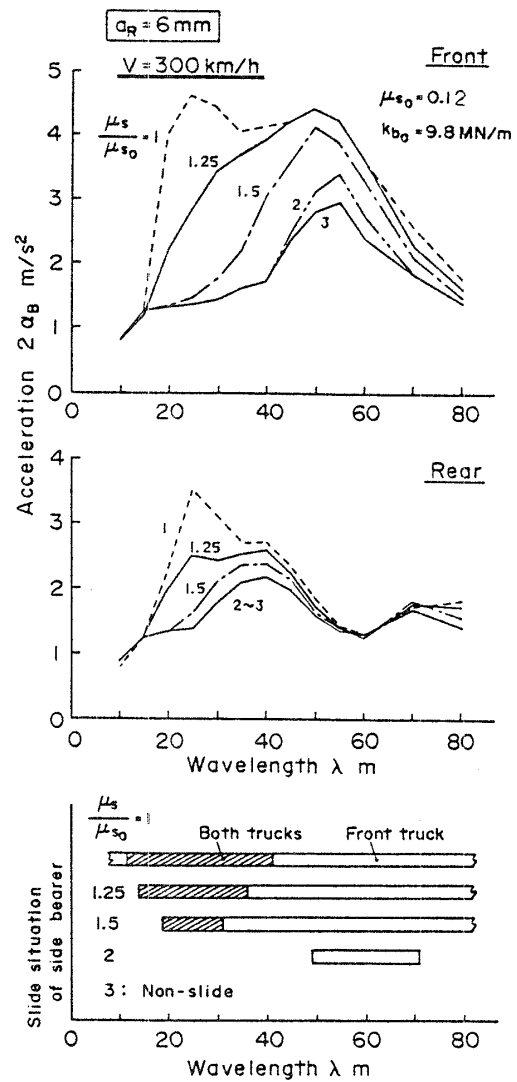


図8 側受け摩擦力の影響(狂い波高が大きい場合, 速度 300 km/h)

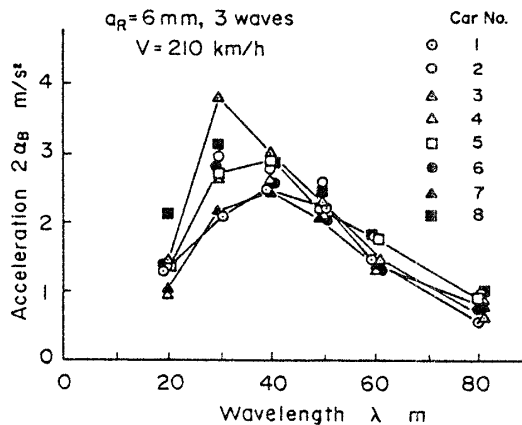


図7 軌道狂い設定試験の現車振動データ<sup>(15)</sup>(200系新幹線電車)

300 km/hでも側受けすべりは生じていない。

4.2 狂い波高の小さい場合 波高  $a_R = 2$  mm の場合について, 速度  $V = 210$  km/h および 300 km/h の計算結果をまとめて図9に示す。それぞれの速度で, 側受け摩擦係数  $\mu_s$  を基本値  $\mu_{s0} = 0.12$  の0.5倍から3倍まで変化したときの前側および後側台車位置上の車体左右加速度および側受けすべり状況を表す。

速度 210 km/h の場合, ここで検討した  $\mu_s$  の範囲においては, その変化が車体振動に及ぼす影響は認められない。すなわち, 前位, 後位両台車ともに, まったくフランジ接触が発生しないか, または側受けをすべらせるほどの台車旋回力を生ずるまでの接触には至らない。したがって, このように狂い波高が小さい場合には, 側受けすべりを考慮しない線形モデルの周波数応答計算に近い結果になる。

速度が 300 km/h に向上しても、検討の範囲では側受けにすべりが生じないため、210 km/h 走行と同様に車体振動には  $\mu_s$  による変動は認められない。

4.3 すべりの実態を考慮した波高条件 4.2 節までの結果により、側受け摩擦力の影響は狂い波高と密接に関連し、狂い波高が大きい場合に、より大きく車体左右振動を増大させることが示された。しかし、210 km/h 運転の営業列車において、軌道狂いにより側受けすべりが発生する回数のごく限られている。この理由として、3 波連続の軌道狂い条件において波高

6 mm がきつものであることのほか、現車では側受け摩擦係数  $\mu_s$  が使用経過とともに基本(すり板材質の公称)値より増加しているためと考えられる。前述のごとく、文献(13)の試験車両ではおよそ  $1.25 \mu_{s0}$  の値が推定されるが、当該試験が供試車両新製後間もない時点であったことを考慮すれば、一般的にはこれよりもさらに若干大きな値であることが考えられる。

そこで、より実態に近い側受けすべり状況のもとでの検討を加えるため、すべりへの影響が大きい波高 6 mm と、ほとんど影響がない 2 mm の中間の値  $a_R =$

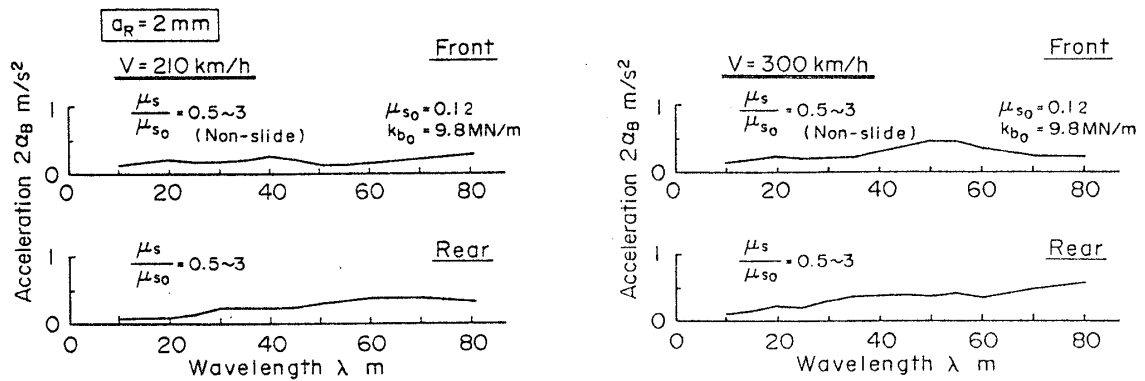


図 9 側受け摩擦力の影響(狂い波高が小さい場合)

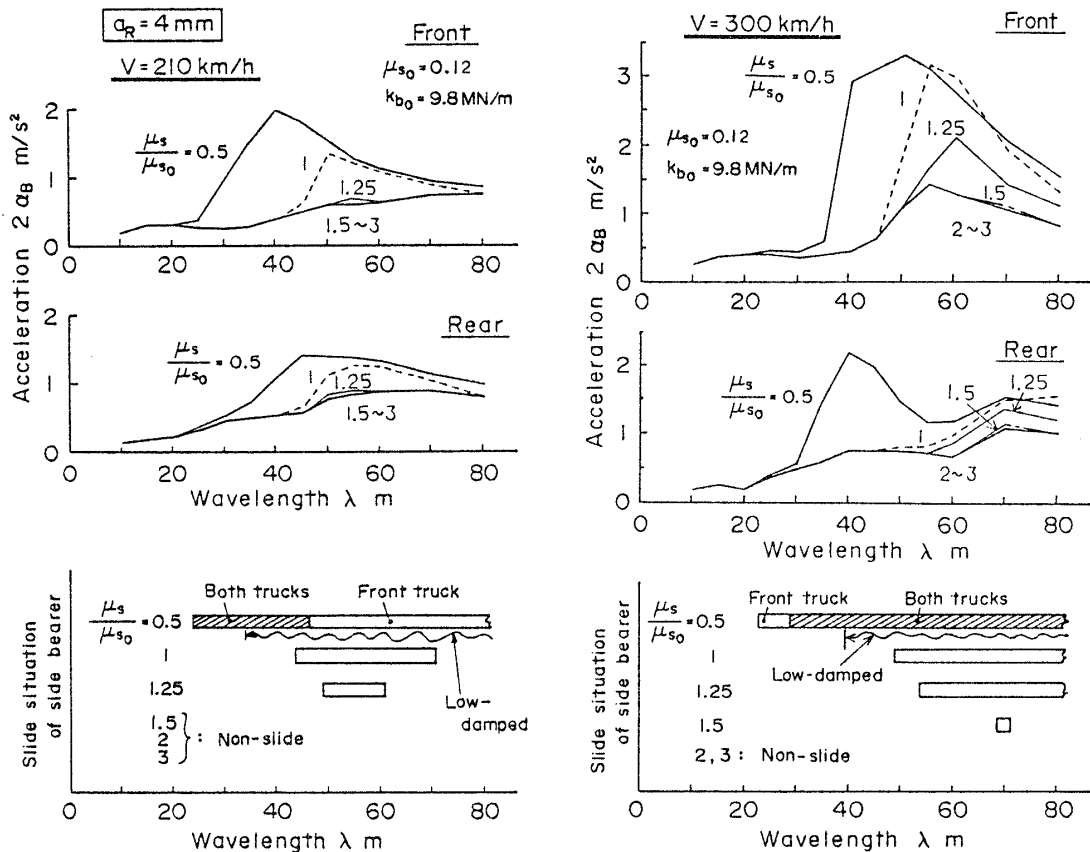


図 10 側受け摩擦力の影響(狂い波高が中間の場合)

4 mm を狂い波高条件として  $\mu_s$  の影響をまとめたのが図 10 である。

狂い波高  $a_R=4$  mm の場合、側受けのすべり状況も波高 6 mm と 2 mm の場合の中間的なものとなる。側受けすべりが生ずるのは、速度 210 km/h で摩擦係数  $\mu_s$  が  $1.25\mu_{s0}$  以下、同じく 300 km/h で  $1.5\mu_{s0}$  以下の範囲である。その結果、 $a_R=6$  mm の場合に比較して、すべりを生ずる狂い波長の範囲が縮小するとともに車体加速度も減少し、 $\mu_s$  による車体加速度の違いは小さくなる。また、すべりを生ずる  $\mu_s$  での車体加速度のピーク波長は  $a_R=6$  mm の場合よりも長波長側へ移動する。したがって、車体加速度は狂い波高に比例するものではなく、その増加傾向は狂い波長によってそれぞれ異なる。

また、摩擦係数を、 $0.5\mu_{s0}$  まで小さくすると、速度 210, 300 km/h とも長波長側の広い範囲で減衰性の低下した振動となる。この場合のピーク波長  $\lambda=40\sim 50$  m における振動モードは車体ヨーである。

## 5. ま と め

運動方程式の数値積分による時系列シミュレーションにより、ボギー車の車体左右振動に対する側受け摩擦力の影響を新幹線電車について定量的に検討した。これにより、車体左右加速度が側受けのすべりにより著しく増大すること、すべりの発生状況が側受け摩擦係数  $\mu_s$  だけでなく、走行速度および軌道狂い波高とも強く関連することを示した。また、台車旋回抵抗構成要素のボルスタアンカ前後剛性が 200 系新幹線電車を想定した基本値に固定された場合、 $\mu_s$  を小さくすることは検討範囲すべてにおいて車体振動の増大傾向

につながることを示された。

したがって、現車の側受け摩擦係数が使用経過にもなつて公称値  $\mu_{s0}$  より増加している実態は、車体振動の面では有利に作用するものである。また、その増加がおよそ  $2\mu_{s0}$  までとすれば、摩擦係数  $\mu_s$  を現状より低下させるのは望ましいことではない。むしろ、今後の大幅なスピードアップを前提とした場合、 $2\mu_{s0}$  程度の安定した摩擦係数を確保できることのほうが望ましいと言える。

以上の結果から、フランジ摩耗軽減を目的とする台車旋回抵抗の低減として、本報の検討のごとく、側受け摩擦力のみを対象とすることは、車体左右振動増大の可能性が高まるため不利になることが示唆される。今後、さらにボルスタアンカ前後剛性との兼ね合いによる台車旋回抵抗低減の可能性を検討する。

## 文 献

- (1) 谷藤・咲山, 機論, 53-492, C(昭62), 1743.
- (2) 横瀬, 機論, 35-279, I(昭44), 2190.
- (3) 藤井・吉本・小林, 機論, 40-340, I(昭49), 3329.
- (4) 藤井・吉本・小林, 機論, 41-343, I(昭50), 806.
- (5) 弘津・他3名, 機論, 50-450, C(昭59), 297.
- (6) 石田・石井・中井, 機論, 38-315, I(昭46), 2797.
- (7) 弘津・他3名, 機論, 49-446, C(昭58), 1845.
- (8) 谷藤, 機論, 52-479, C(昭61), 1930.
- (9) 松井, 東急車両技報, 37(昭59), 2.
- (10) 松井, P-SC 64 分科会報告, No. 335(昭59-10), 32.
- (11) Kalker, J. J., *Vehicle Syst. Dyn.*, 8-4(1979), 317.
- (12) Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., *Theory of Elasticity*, (1970), 414, McGraw-Hill.
- (13) 試験グループ, 鉄研報告, 1240(昭58), 153.
- (14) 三芳, 鉄研速報, A 85-133(昭60), 30.
- (15) 谷藤・三芳, 機論, 52-474, C(昭61), 730.

## 討 論

〔質問〕 三 芳 功 達〔岐阜工業高等専門学校〕

鉄道車両を構成するうえで、側受けと言われる摩擦材と車両自体の重量を利用して、回転抵抗を発生させる方法は有利なものである。反面、要素の特性や挙動が把握され難く、振動解析を困難にしてきた。貴論文でこれらが明らかにされ、今後の発展が期待される。

(1) 車体左右加速度のシミュレーション結果(図6)から、実測データ(図7)はよく説明されている。細部であるが、加速度の大きさに相異が認められる事例もある。違いを生じている振動数成分とその原因についてお教え願いたい。

(2) 側受けすべりの防止に効果的な摩擦係数  $\mu_s$

の増大は、走行安全上重要な車輪への振動的な横荷重にいかなる影響の大きさを及ぼすのか。

(3) 励振力の性質から、側受け相対変位には空気ばね部の横剛性と減衰係数の影響も無視できないものと考え、得られたシミュレーション結果から、ご見解を伺いたい。

〔回答〕 (1) 摩擦係数  $\mu_s=1.25\mu_{s0}$  のシミュレーション結果で現車データと比較した場合、車両によるばらつきも含め、加速度の相違が比較的顕著に認められるのは波長 30 m の区間である。この波長は台車中心間距離 ( $2l_T=17.5$  m) の約 2 倍弱であり、前後両台車は車体のヨー変位を大きくする相対位置をとる。



一方、波長 30 m 区間で 210 km/h 走行により生ずる振動数は 1.94 Hz となり、当該車両の上心ロールの固有振動数に近い値である。シミュレーションは、この波長区間の振動が側受け摩擦係数  $\mu_s$  に敏感であり、 $\mu_s$  の減少によるすべりの増大が上心ロールの成分を急増させることを示している。したがって、現車データの車両によるばらつきも、各車両の摩擦力のわずかな違いに関係したものと考えられる。

(2) 側受けにすべりを生ずる場合、台車ヨー変位が大きくなるため通り狂い半波ごとに狂い外軌側においてより手前からフランジ接触が始まり、フランジ接触を生ずる区間が拡大する。その際、レールに対するアタック角も増大して接触開始(衝突)時の横荷重をより大きくするが、続いて逆方向の側受けすべりがアタック角を減少させるため、その大きさは持続しないで減少する。摩擦係数  $\mu_s$  が増大して側受けすべりが生じにくくなると、台車のヨー変位が小さくとどまるため、フランジ接触を生ずる区間は減少し、またアタック角も小さくなるため接触開始時の横荷重は軽減する。しかし、フランジ接触中は比較的大きな横荷重が持続する。

(3) 本報のシミュレーションの検討範囲では、ご質問に答えられるだけの内容が含まれていない。しかし、大振幅加速度を生ずるような軌道狂い区間において、二次ばね部の横方向の剛性と減衰係数が側受けすべり変位、ひいては車体振動に及ぼす影響についてはその重要性を認識している。台車旋回抵抗を零とする特別の場合に相当するものではあるが、これらの影響について文献(8)に計算の一例を報告しているのでご参照いただきたい。

〔質問〕 寺田 勝之

〔株〕日立製作所機械研究所

鉄道車両の高速化のため、台車旋回抵抗を考え左右強制振動特性を明らかにする著者の研究に対して敬意を表す。以下の事項につきお教え願いたい。

(1) 941 ページ左欄で、 $Z_{ns}$  は  $k_2$  と  $Nk_2$  の中間上下変位であり絞り流量に関係しているが、絞り流量を表す変数という表現でよいか。

(2) 942 ページ右欄で、式(7)は次のようになると思われるが、

$$T_j/\mu\dot{p} = [1 + (f_{kj}\nu/\mu\dot{p})^{-m}]^{-1/m} \cdot \nu_j/\nu \dots\dots\dots(7)$$

また、こうでないと式(8)が成立しない。

(3) 図2のように、ばねと摩擦が直列の場合、摩擦係数が大きくなると図6のように減衰固有振動数は低く(すなわち、波長は長く)なると考えてよいか。

(4) 無次元量  $f/f_n$ ,  $a_R/\delta$  ( $f = V/\lambda$ ,  $f_n$ : 固有振動数

ヨーなど、 $\delta$ : フランジ遊間)で結果の整理はできないか。

(5) 図6で  $\lambda=40\sim 50$  m 付近のピークの振動モードはヨーイングか。

〔回答〕 (1) 絞り流量を  $q_{ns}$ , 空気ばねの有効受圧面積を  $A_0$ , 標準状態における空気の比重を  $\gamma_a$  として、変数  $z_{ns}$  は次式で定義(付1)(付2)されるので、正しくは「絞り流量に比例する変数」と呼ぶのが適切であった。

$$z_{ns} = q_{ns}/(\gamma_a A_0)$$

(2) 式(7)は引用した文献(10)の表記に従っており、本式中のすべり率  $\nu_j$  はクリープ力  $T_j$  に対応している。次に本式の  $\nu_j$  に代えて合すべり率  $\nu$  を適用する際に、ご指摘のごとく右辺に  $(\nu_j/\nu)$  を乗じなければならぬ。説明の過程に不十分な面があった。

(3) 側受けがすべる場合、摩擦力の増大により加速度がピークとなる波長は長くなる。ただし、この傾向の程度が狂い波高に関連することを考慮すべきである。したがって、このような非線形系においては、ピーク波長による振動数を減衰固有振動数ととらえるのは適当でないと思われる。

(4) 本報では既存の現車データ(図7)と対応する整理法としたが、見通しのよいまとめ方として、ご指摘のような無次元量による整理が必要であり、また可能と考える。今後の整理法として心がけたい。

(5) 波長 40~50 m で加速度がピークとなる側受け摩擦係数  $\mu_s \geq 1.25\mu_{s0}$  の場合、このピーク波長における振動モードはいずれも車体ヨーイングが主体であるが、上心ロールの重畳も認められる。

〔質問〕 弘津 哲二

〔株〕日立製作所日立研究所

(1) 貴論文の主な論旨は、側受け摩擦を有する場合、側受けすべりが生ずると車体振動が著しく増大するということと思われる。そのような理論計算結果を立証するためには、図7の車体振動の実測結果だけでなく、側受けのすべりについても実測データがあれば、より強い裏付けになると思う。そのようなデータがあればご教示いただきたい。

(2) 貴論文の論旨から判断すると、側受け摩擦の代わりにヨーダンパを用いると、車体振動低減に効果があると考えられるが、ご見解をお伺いしたい。

〔回答〕 (1) 文献(13)の現車走行試験では、車体加速度を主体に測定が行われ、側受けのすべりは直

(付1) 小田・西村・機論, 35-273, I(1969), 996.

(付2) 小柳, 鉄研報告, 1137(1980), 8.

接測定されていない。しかし、車体加速度の大振幅発生に応じて、側受けすべりを伴う台車旋回時に現れる車体-台車間左右相対変位の特有な急増が認められたことにより、側受けすべりの発生を確認した。これらのデータは現在 JR 鉄道総合技術研究所が保有するものであり、ここに示すことはご容赦いただきたい。

(2) ヨーダンパについても、フランジ摩耗と走行振動の両面から考えることができる。すなわち、台車

旋回抵抗の低減により急曲線通過に起因するフランジ摩耗を軽減するためには、粘性減衰式のヨーダンパであればその効果が期待される。一方、走行振動面では、側受けがすべるような軌道狂い条件での振動低減効果は期待できるものの、よい軌道状態を含むすべての軌道狂い条体において側受け方式に優るとは限らないものとする。