

## 高速で走行する案内式独立車輪台車の振動\* (第2報, FFLM 車両を想定した台車間連結の影響)

谷藤 克也\*<sup>1</sup>, 西澤 貴紀\*<sup>2</sup>

### Vibration of a Railway Truck with Independently Rotating Wheels Running at High Speed (2nd Report, Effects of Coupling Trucks on the Vibration of FFLM Vehicle)

Katsuya TANIFUJI and Takanori NISHIZAWA

The FFLM vehicle system, in which a flip flop linear motor with permanent magnets is used for propulsion, has been investigated. In this system, trucks are to be coupled as in a train and the basic function of a conventional railway wheelset is separated into 3 functions of support, guidance and propulsion. The running wheel, which is an independently rotating one, functions for support, the guide wheel for guidance and the FFLM for propulsion. Up to now, there have been no conventional railway vehicles employing coupled trucks. Thus, the effects of coupling trucks on train vibration have not been examined. This paper concerns numerical analysis of the effects of coupling trucks on the lateral vehicle vibration, which is induced by lateral irregularities of the guide rail. The main results obtained are as follows. The lateral stiffness of the coupling at a position lower than the truck's center of gravity can reduce the lateral vehicle accelerations and the guide spring distortion. The longitudinal stiffness between trucks has almost no influence on the lateral vibrations. The coupling of trucks has little influence on the vibration excited by cross level irregularities of the running rail.

**Key Words:** Railway, Forced Vibration, Coupled Vibration, Vibration of Moving Body, Independently Rotating Wheels, Coupled Trucks, Equivalent Single Vehicle Model

#### 1. ま え が き

永久磁石界磁を利用した新しいリニアモータカーシステム, FFLM(Flip-Flop Linear Motor)システムが提案され検討が行われてきた<sup>(1)-(5)</sup>. このFFLMシステムでは, 図1の車両概念図に示すように, 従来の鉄道車輪軸の基本要素である支持, 案内および駆動機能がそれぞれ独立している. すなわち, 車両支持には独立車輪が用いられ, 一体車輪軸に見られるような走行の不安定性を除去している. これは, 駆動がリニアモータによるため, 車輪は支持専用として転がるだけでよいことから可能となる. 車両の案内は, 台車枠にばねを介して取付けられた案内輪によって行われる. 基本的には台車の前後両側で案内する方式がとられ, 案内輪が軌道中央部に設けられた案内レールを左右から挟み込む形である. 従来の鉄道車両の車輪フランジによる案内方式に比べ, 脱線の危険性は著しく減少する. 前報<sup>(6)</sup>では, このような案内式独立車輪台車単体について, 時速400kmまでの振動特性を報告した.

一方, 駆動部分のリニアモータは, 地上側にコイル, 車両側に界磁がある地上一次方式である. 本車両においては, 軌道中央部案内レール上方に電磁レールが設置されており, これを挟むように台車枠に永久磁石が配置されている. 地上コイルと永久磁石による駆動機能を最大限に発揮させるため, 地上コイルのピッチに合わせて, 連結した台車枠内側に永久磁石が分布して配置されている. ここで, あまり長尺の台車枠を連結すると, 曲線通過で不利となるため, 短尺の台車枠を列

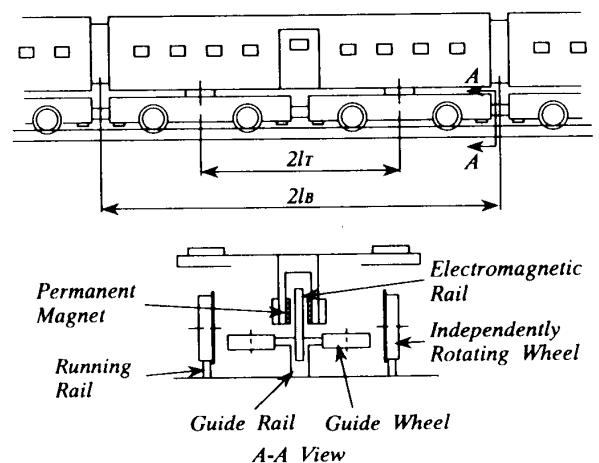


Fig.1 Outline of FFLM vehicle

\* 1994年12月6日 鉄道技術連合シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 1995年10月4日.

\*<sup>1</sup> 正員, 新潟大学工学部 (〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050).

\*<sup>2</sup> 学生員, 新潟大学大学院.

車状に連結する方式が採用されている。このように台車間を連結する方式が、ここでは“連節台車方式”と呼ばれる。車体は連結された二つの台車にまたがって枕ばねを介して支持されている。台車の連結は、従来の鉄道車両にはない試みであり、その連結に起因する振動特性については検討されたものはない。

本報では、営業運転を想定した時速 200 km で走行する FFLM 車両について、台車および車体の左右方向の振動特性に及ぼす上記台車間連結の影響を数値計算により解析し、車両設計上の基礎資料を得ることを目的としている。

## 記号

本報で用いるおもな記号は以下のとおりである。

$y_B, y_{Tn}, y_{wm}$ : 左右動変位(添字  $B$  は車体,  $T$  は台車,  $n$  は台車番号 1・2,  $W$  は車輪軸,  $m$  は軸配置番号 1~4, 以下も同じ)

$\psi_B, \psi_{Tn}, \psi_{wm}$ : ヨー角変位

$\phi_B, \phi_{Tn}$ : ロール角変位

$\omega_{dm}$ : 左右車輪の回転速度変動差

$m_B, m_{Tn}$ : 車体, 台車枠の質量

$m_w, m_{wD}$ : 車輪軸(支持車輪の質量を含む), 支持車輪のみの質量

$i_{Bz}, i_{Tz}, i_{wz}$ : 車体, 台車枠, 車輪軸のヨー慣性半径

$i_{Bx}, i_{Tx}$ : 車体, 台車枠のロール慣性半径

$i_{wD}$ : 支持車輪回転軸まわりの慣性半径

$J_{Bz}$ : 車体のヨー慣性モーメント ( $= m_B i_{Bz}^2$ )

$J_{Bx}$ : 車体のロール慣性モーメント ( $= m_B i_{Bx}^2$ )

$J_{Tz}$ : 台車枠のヨー慣性モーメント ( $= m_{Tn} i_{Tz}^2$ )

$J_{Tx}$ : 台車枠のロール慣性モーメント ( $= m_{Tn} i_{Tx}^2$ )

$J_{wz}$ : 車輪軸のヨー慣性モーメント ( $= m_w i_{wz}^2$ )

$J_{wD}$ : 車輪回転方向の慣性モーメント ( $= m_{wD} i_{wD}^2$ )

$k_L, k_V$ : 枕ばねの左右および上下剛性(台車片側あたり)

$k_1, 2k_{wx}, 2k_{wy}$ : 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

$k_{CF}, k_{CR}$ : 前側および後側案内ばね剛性

$k_{ex}, k_{ey}$ : 台車間連結部の前後および左右剛性

$c_L, c_V$ : 枕ばねの左右および上下ダンパの減衰係数(台車片側あたり)

$c_1$ : 1 輪軸あたりの軸ばねダンパの減衰係数

$2l_c, 2a$ : 前後案内輪間隔, 支持車輪軸間隔

$2l_b, 2l_r$ : 車体中心間距離, 台車中心間距離

$2b$ : 車輪・レール接触点距離

$2b_1, 2b_2, 2b_c$ : 軸ばね, 枕ばねおよび連節器の左右間隔

$h_G$ : 案内輪から台車枠重心までの高さ

$h_T$ : 車輪軸中心から台車枠重心までの高さ

$h_P$ : 台車枠重心から台車間連結部までの高さ

$h_A$ : 台車枠重心から枕ばね中心までの高さ

$h_{AB}$ : 枕ばね中心高さから車体重心までの高さ

$h_{BC}$ : 車体重心から車体間連結部左右ダンパまでの高さ

$h_{BK}$ : 車体重心から車体間連結部中心までの高さ

$r$ : 支持車輪の回転半径

$f_1, f_2$ : 縦および横のクリープ係数

$V, v$ : 走行速度(時速, 秒速)

## 2. 解析モデルと運動方程式

**2.1 解析モデル** FFLM システム車両の解析モデルを図 2 および 3 に示す。図 2 は文献(6)で用いた案内式独立車輪台車を連結したモデルを示しており、案内レール不整により案内輪を介して加振される左右振動モデルである。台車間の連結は、連節器(連節ゴムの前後剛性  $k_{ex}$ , 左右剛性  $k_{ey1}$ , 損失係数  $\beta$ )と連結器(左右剛性  $k_{ev2}$ , 損失係数  $\beta$ )により接続される<sup>(2)(3)</sup>。ここで、連節器とは台車枠間の前後相対運動を弾性的に拘束するものであり、 $2b_c$  の間隔で平行な二つのゴムブロックが台車枠間に挟み込むように取付けられる。

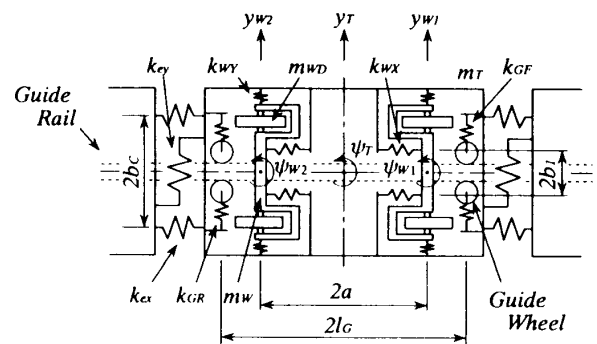


Fig. 2 Modeling of coupled trucks

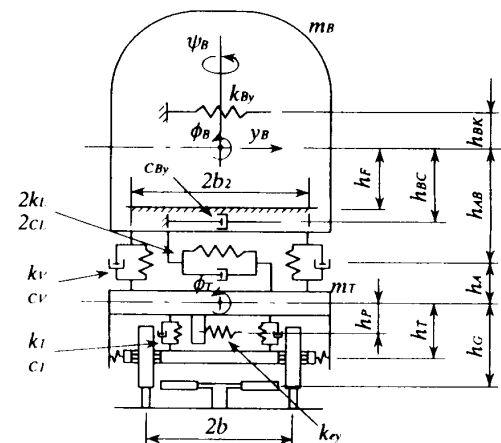


Fig. 3 Analytical model of FFLM vehicle

左右方向の剛性は連節器と連結器をまとめて  $k_{ey}(=2k_{ey1}+k_{ey2})$  とする。また、単純化のため連結器と連節器ゴムの中心高さは等しいものとして  $h_F$  で表す。図3は、車両正面図を表している。車体間の連結部は車体間連結ほろを想定する左右剛性  $k_{By}$  と、左右ダンパの減衰  $C_{By}$  が作用する。

1 車両の運動自由度は、前後2台の台車枠について左右動、ヨー、ロールの6自由度、4本の車輪軸について左右動、ヨー、各軸左右車輪の回転速度変動差の12自由度、車体について左右動、ヨー、ロールの3自由度で計21自由度となる。

**2.2 等価1両モデル** 連結車両の運動の計算方法として、宮本・藤本による『等価1両モデル』の方法<sup>7)</sup>を適用する。この方法は、無限に連結された編成中間で隣接する車両が、調和加振に対してそれぞれ一定の時間差で同じ振動を繰返すことを利用したものである。これにより、1車両分の運動方程式のみを用いて編成中間に連結された車両の振動特性を解析することができる。

まず、一般に編成  $i$  番めの車両の運動方程式は、次の形で表される。

$$\begin{aligned} M\ddot{X}_i + C\dot{X}_i + KX_i \\ + C_F\dot{X}_{i-1} + K_F X_{i-1} + C_R\dot{X}_{i+1} + K_R X_{i+1} \\ = F_i \end{aligned} \quad (1)$$

ここに、 $X$  は状態ベクトル、 $M$ 、 $C$ 、 $K$  は質量、減衰および剛性のマトリックス、 $F$  は外力ベクトルである。

添字の  $F$  は前位車両、 $R$  は後位車両を表す。ここで、 $\sim$  で示す項は前位 ( $i-1$  番めの) 車両からの拘束、 $\sim$  で示す項は後位 ( $i+1$  番めの) 車両からの拘束を表す。速度  $v$  で走行する場合、隣接する車両間 (車両中心間隔  $2l_B$ ) には時間差  $\tau_B=2l_B/v$  をもって同一の定常振動が生ずることから、振動数  $\omega$  の調和加振に対し、

$$\left. \begin{aligned} X_{i-1} &= X_i \exp(j\omega\tau_B) \\ X_{i+1} &= X_i \exp(-j\omega\tau_B) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

が成立する。したがって、式(1)は  $i$  番めの車両の変数  $X_i$  のみで表される運動方程式に変換される。

$$M_E \ddot{X}_i + C_E \dot{X}_i + K_E X_i = F_i \quad (3)$$

ここに、添字  $E$  は等価1両系を表す。この方法は、車両だけでなく連結した台車間にも適用される。台車間は、各車両の前位台車同士、後位台車同士がそれぞれ一定の時間差をもって同一の振動をすると考える。つまり、台車は一つおきに同一の振動を繰返すので、その時間差も  $\tau_T=\tau_B$  となる。

**2.3 運動方程式** 図2, 3の解析モデルから編成中間  $i$  番めの車両に関し、次の運動方程式が導出される。ただし、これらの式は2.2節の式(1)に相当するもので前後車両の状態変数 (前位車両に添字  $i-1$  および後位車両に  $i+1$  を付加) をそのまま表示している。ここに、 $D=d/dt$ 、 $D^2=d^2/dt^2$  である。

車体の左右動、ヨーおよびロールに関する計三つの式

$$\begin{aligned} m_B D^2 y_B + 2(k_L + C_L D)[2y_B + 2h_{AB}\phi_B - y_{T1} - y_{T2} + h_A(\phi_{T1} + \phi_{T2})] \\ + (k_{By} + C_{By} D)[2y_B - y_{B,i-1} - y_{B,i+1} + l_B(\psi_{B,i-1} - \psi_{B,i+1})] \\ + (k_{By} h_{BK} + C_{By} h_{BC} D)(2\phi_B - \phi_{B,i-1} - \phi_{B,i+1}) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} J_{BZ} D^2 \phi_B + 2l_T(k_L + C_L D)[2l_T\psi_B - y_{T1} + y_{T2} + h_A(\phi_{T1} - \phi_{T2})] + l_B(k_{By} + C_{By} D)[y_{B,i+1} - y_{B,i-1} \\ + l_B(2\psi_B + \psi_{B,i+1} + \psi_{B,i-1})] + l_B(k_{By} h_{BK} + C_{By} h_{BC} D)(\phi_{B,i+1} - \phi_{B,i-1}) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} J_{BX} D^2 \phi_B + 2h_{AB}(k_L + C_L D)[2y_B + 2h_{AB}\phi_B - y_{T1} - y_{T2} + h_A(\phi_{T1} + \phi_{T2})] + 2b_z^2(k_V + C_V D)(2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) \\ + (k_{By} h_{BK} + C_{By} h_{BC} D)[2y_B - y_{B,i-1} - y_{B,i+1} + l_B(\psi_{B,i-1} - \psi_{B,i+1})] \\ + (k_{By} h_{BK}^2 + C_{By} h_{BC}^2 D)(2\phi_B - \phi_{B,i-1} - \phi_{B,i+1}) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

二つの台車枠の左右動、ヨーおよびロールに関する計六つの式

$$\begin{aligned} m_T D^2 y_{Tn} - 2(k_L + C_L D)[y_B \pm (-l_T\psi_B) + h_{AB}\phi_B - y_{Tn} + h_A\phi_{Tn}] + 2k_{GF}(y_{Tn} + l_C\psi_{Tn} + h_C\phi_{Tn} - y_{Rk}) \\ + 2k_{GR}(y_{Tn} - l_G\psi_{Tn} + h_C\phi_{Tn} - y_{R(k+1)}) + 2k_{WY}(2y_{Tn} + 2h_T\phi_{Tn} - y_{Wm} - y_{W(m+1)}) \\ + k_{ey}[(2y_{Tn} - y_{Tn'} - y_{Tn',i\pm 1}) \pm l_T(\psi_{Tn'} - \psi_{Tn',i\pm 1}) + h_P(2\phi_{Tn} - \phi_{Tn'} - \phi_{Tn',i\pm 1})] = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} J_{TZ} D^2 \phi_{Tn} + 2k_{GF}l_C(y_{Tn} + l_G\psi_{Tn} + h_C\phi_{Tn} - y_{Rk}) - 2k_{GR}l_G(y_{Tn} - l_G\psi_{Tn} + h_C\phi_{Tn} - y_{R(k+1)}) \\ + 2k_{WX}b_z^2(2\phi_{Tn} - \psi_{Wm} - \psi_{W(m+1)}) + 2k_{WY}a(2a\phi_{Tn} - y_{Wm} + y_{W(m+1)}) + k_{ey}l_T[\pm(y_{Tn',i\pm 1} - y_{Tn'}) \\ + l_T(2\phi_{Tn} + \psi_{Tn'} + \psi_{Tn',i\pm 1}) \pm h_P(\phi_{Tn',i\pm 1} - \phi_{Tn'})] + 2k_{ex}b_z^2(2\phi_{Tn} - \psi_{Tn'} - \psi_{Tn',i\pm 1}) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} J_{TX} D^2 \phi_{Tn} + 2h_A(k_L + C_L D)[y_B \pm (-l_T\psi_B) + h_{AB}\phi_B - y_{Tn} + h_A\phi_{Tn}] - 2b_z^2(k_V + C_V D)(\phi_B - \phi_{Tn}) \\ + 2k_{GF}h_G(y_{Tn} + l_C\psi_{Tn} + h_C\phi_{Tn} - y_{Rk}) + 2k_{GR}h_G(y_{Tn} - l_G\psi_{Tn} + h_C\phi_{Tn} - y_{R(k+1)}) \\ + 2k_{WY}h_T(2y_{Tn} + 2h_T\phi_{Tn} - y_{Wm} - y_{W(m+1)}) + 2b_z^2(k_1 + C_1 D)(\phi_{Tn} - \phi_{Rm} - \phi_{R(m+1)}) \\ + k_{ey}h_P[(2y_{Tn} - y_{Tn'} - y_{Tn',i\pm 1}) \pm l_T(\psi_{Tn'} - \psi_{Tn',i\pm 1}) + h_P(2\phi_{Tn} - \phi_{Tn'} - \phi_{Tn',i\pm 1})] = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

ここで、前位台車には、 $n=1, n'=2, m=k=1, \pm$  の下号を、後位台車には、 $n=2, n'=1, m=k=3, \pm$  の上号を用いる。なお、 $n'$  は台車番号、 $k$  は案内輪番号を表す。

4本の車輪軸の左右動、ヨーに関する八つの式

$$m_w D^2 y_{wm} - 2k_{wy}(y_{rn} \pm a\phi_{rn} + h_r \phi_{rn} - y_{wm}) + 2f_2(Dy_{wm} - v\psi_{wm})/v = 0 \dots\dots\dots (10)$$

$$J_{wz} D^2 \psi_{wm} - 2k_{wx} b_i^2 (\phi_{rn} - \psi_{wm}) + 2f_1 b (r\omega_{dm} + bD\psi_{wm})/v = 0 \dots\dots\dots (11)$$

左右の車輪の回転速度変動差に関する四つの式

$$J_{wD} D\omega_{dm} + f_1 r (r\omega_{dm} + bD\psi_{wm})/v = 0 \dots\dots\dots (12)$$

ここで、1位、2位車輪軸 ( $m=1, 2$ ) では  $n=1$  を、3位、4位車輪軸 ( $m=3, 4$ ) では  $n=2$  を、また  $m=1, 3$  で  $\pm$  の上号を、 $m=2, 4$  で  $\pm$  の下号を用いる。次に、前後の車両の状態変数を式(2)の  $\tau_B$  に相当する位相差で当該中間車両の状態変数に置換し、式(3)の形の運動方程式が得られる。この運動方程式のラプラス変換から得られる複素連立一次方程式を用い、周波数応答解析を行う。

### 3. 数値計算

**3.1 加振条件** 案内レールの左右方向正弦波状不整に対する周波数応答を走行条件加振によって求める。 $k$  位案内輪位置の不整量は、1位案内輪位置のそれを  $y_{R1} = a_R \exp(j \cdot \omega t)$  とすれば、 $\tau_k$  の時間差をもって入力される。

$$y_{Rk} = y_{R1} \exp(-j \cdot \omega \tau_k) \dots\dots\dots (13)$$

ここに、時間差  $\tau_k$  は走行速度  $v$  に依存し、 $k=2$  で  $2l_c/v$ 、 $k=3$  で  $2l_T/v$ 、 $k=4$  で  $2(l_T + l_c)/v$  となる。加振周波数  $\omega$  と不整の波長  $\lambda$  の間には、 $\omega = 2\pi(v/\lambda)$  の関係が成立する。また、狂い波高  $a_R$  については、次式の波長特性を与える。

$$\left. \begin{aligned} a_R &= 0.2 \times 10^{-3} \lambda \text{ m} : \lambda \leq 200 \text{ m} \\ a_R &= 40 \times 10^{-3} \text{ m} : \lambda > 200 \text{ m} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

次に、支持レール不整の影響についても検討する。ここでは、支持レールの水準狂いのみに着目し、1位車輪軸位置のそれを角度で表して  $\phi_{R1} = \Phi_R \exp(j \cdot \omega t)$  とする。狂いの振幅は次式で与えるものとする。

$$\Phi_R = a_R / 2b \dots\dots\dots (15)$$

これより、 $m$  位車輪軸の不整量は、式(13)と同様に  $\tau_m$  の時間差をもって与えられる。

$$\phi_{Rm} = \phi_{R1} \exp(-j \cdot \omega \tau_m) \dots\dots\dots (16)$$

ここに、時間差  $\tau_m$  は  $m=2$  で  $2a/v$ 、 $m=3$  で  $2l_T/v$ 、 $m=4$  で  $2(a + l_T)/v$  となる。

計算の出力パラメータは、前位台車枠前後の案内ばねのたわみ量  $y_{FF}$ 、 $y_{FR}$ 、前位台車枠中心位置左右加速度  $a_{FT}$ 、前台車中心位置上の車体床面における左右加速度  $a_{BF}(= \ddot{y}_B + l_1 \ddot{\phi}_B + h_F \ddot{\phi}_B)$  とする。ここに、 $h_F$  は車体床面から車体重心までの高さである。

**3.2 計算に用いた諸数値** 計算に使用する車両諸元の数値を以下に列記する。

- $m_B = 9.20 \text{ t}, m_T = 2.15 \text{ t}, m_w = 0.24 \text{ t},$
- $m_{wD} = 0.10 \text{ t}, i_{BZ} = 2.34 \text{ m}, i_{BX} = 0.85 \text{ m},$
- $i_{TZ} = 1.22 \text{ m}, i_{TX} = 0.15 \text{ m}, i_{wz} = 0.32 \text{ m},$
- $i_{wD} = 0.16 \text{ m}, k_L = 200 \text{ kN/m},$
- $k_V = 300 \text{ kN/m}, k_I = 700 \text{ kN/m},$
- $k_{wX} = 6.42 \text{ MN/m}, k_{wY} = 1.61 \text{ MN/m},$
- $k_{cF} = k_{cR} = 1000 \text{ kN/m},$
- $c_L = 15 \text{ kNs/m}, c_V = 15 \text{ kNs/m},$
- $c_I = 20 \text{ kNs/m},$
- $l_C = 1.465 \text{ m}, a = 0.90 \text{ m}, l_B = 4.0 \text{ m},$
- $l_T = 2.0 \text{ m}, b = 0.55 \text{ m}, b_1 = 0.40 \text{ m},$
- $b_2 = 0.75 \text{ m}, b_c = 0.30 \text{ m}, h_C = 0.35 \text{ m},$
- $h_T = 0.20 \text{ m}, h_A = 0.21 \text{ m}, h_{AB} = 0.60 \text{ m},$
- $h_F = 0.40 \text{ m}, r = 0.23 \text{ m},$
- $f_1 = 3.65 \text{ MN}, f_2 = 3.27 \text{ MN}$

なお、連節器ゴムに想定される形状寸法から  $k_{ex}$ 、 $k_{ey1}$  はそれぞれ  $700 \text{ kN/m}$ 、 $300 \text{ kN/m}$  が基本値として与えられる。

**3.3 車体間の連結条件** 台車間連結の影響を解析する前に、車体間連結部のパラメータを決定する。車体間の連結部には、車体間ほろに起因する左右剛性  $k_{By} = 40 \text{ kN/m}$  が車体重心高さ ( $h_{BC} = 0$ ) に作用している。これに、減衰係数  $c_{By}$  の車体間左右ダンパを実際に設置可能なほろ下面より下(高さ  $h_{BC}$ ) に取付ける。試行錯誤的な検討により、車体間連結部の基本値として  $h_{BC} = -0.5 \text{ m}$ 、 $c_{By} = 100 \text{ kNs/m}$  を選択した。そ

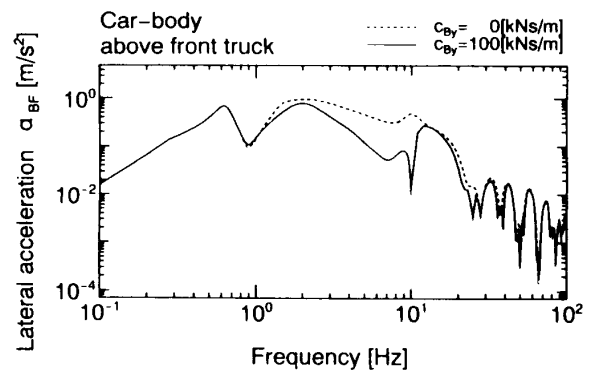


Fig. 4 Lateral vibration of car body under restraint from coupled bodies (without coupling of trucks)

の効果をも前位車体左右加速度  $\alpha_{BF}$  により示したのが図4である。左右ダンパを取付けることにより、1 Hz以上の周波数帯での制振効果が示される。そこで、車体間連結部における上記の剛性と減衰の存在を前提に、以下の検討を進める。なお、ここでは台車間の連結は行っていない。

#### 4. 計算結果

**4.1 案内ばね剛性の影響** 案内ばね剛性  $k_G$  の影響については、図5に例示するように  $k_G$  の値ごとに求めた周波数応答から案内ばねのたわみ量  $y_{FF}$ ,  $y_{FR}$  の最大値 ( $y_{FFM}$ ,  $y_{FRM}$ ) と、前位台車枠中心位置左右加速度  $\alpha_{TF}$  の最大値 ( $\alpha_{TFM}$ ) を読み取ってまとめる。なお、この検討では車体間の連結状態を考慮するが、台車間是非連結の状態とする。

図6の上図は案内ばね剛性  $k_G$  に対する台車枠左右加速度の最大値  $\alpha_{TFM}$ 、下図は案内ばねたわみの最大値  $y_{FFM}$ ,  $y_{FRM}$  を示す。 $k_G$  の増加に伴い、 $\alpha_{TFM}$  は増加し、 $y_{FFM}$  と  $y_{FRM}$  は減少する。これは、文献(6)による車体を考慮しない単独台車の場合と同様の傾向を示している。次に、本システムの基本設計<sup>(4)</sup>で20 mmとされる電磁レールと永久磁石との間の界磁遊間に対して、案内ばねたわみ量が十分な余裕をもつように  $k_G$  の値を設定する。これにより、基本値として  $k_G=1\,000$  kN/m を選び、以下の計算を進める。ここでは、台車枠左右加速度が約  $10$  m/s<sup>2</sup> 以下であり、台車枠に対して特に問題となる値ではない。

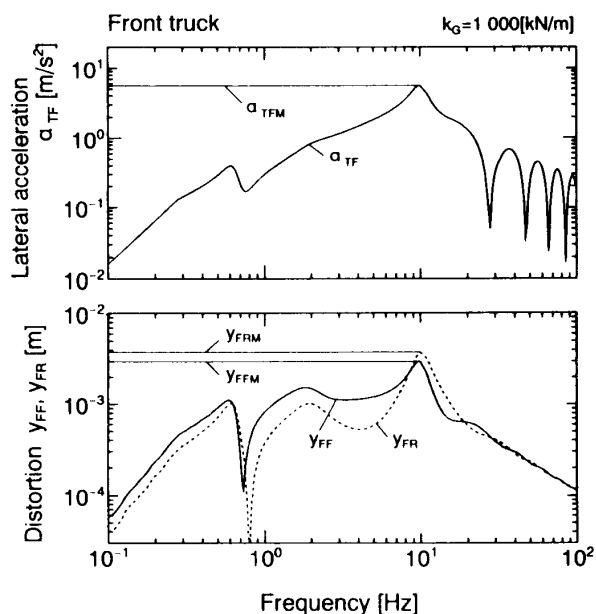


Fig. 5 An example of frequency responses about lateral acceleration of truck frame and guide spring distortion

**4.2 台車間連結部左右剛性の影響** 台車間の連結部について、まず左右剛性  $k_{ey}$  の影響を検討する。図7は、 $k_{ey}$  の変化に対する前後の案内ばねたわみ量の最大値  $y_{FFM}$ ,  $y_{FRM}$ 、前位台車枠左右加速度の最大値  $\alpha_{TFM}$  をまとめた結果である。このとき、台車間連結部前後剛性  $k_{ex}$  は基本値の700 kN/mとしている。点線は連節装置を台車枠重心高さで ( $h_p=0$  m)、実線は台車枠重心より下側で空間的に取付け可能と考えられる

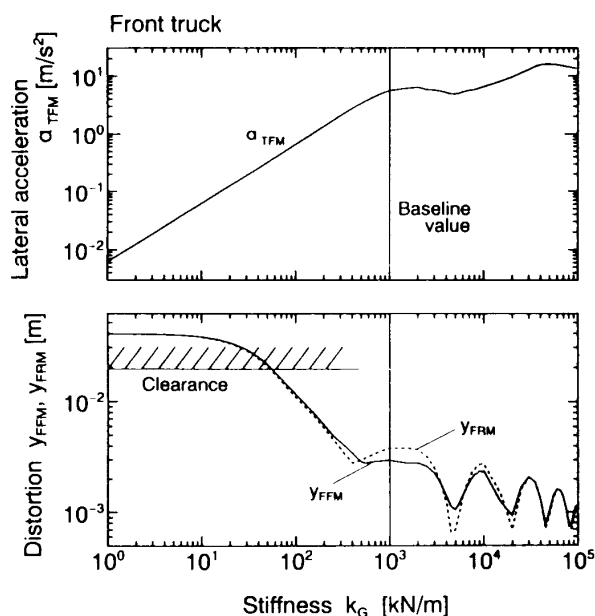


Fig. 6 Effect of guide spring stiffness,  $k_G$ , on lateral acceleration of truck frame and guide spring distortion

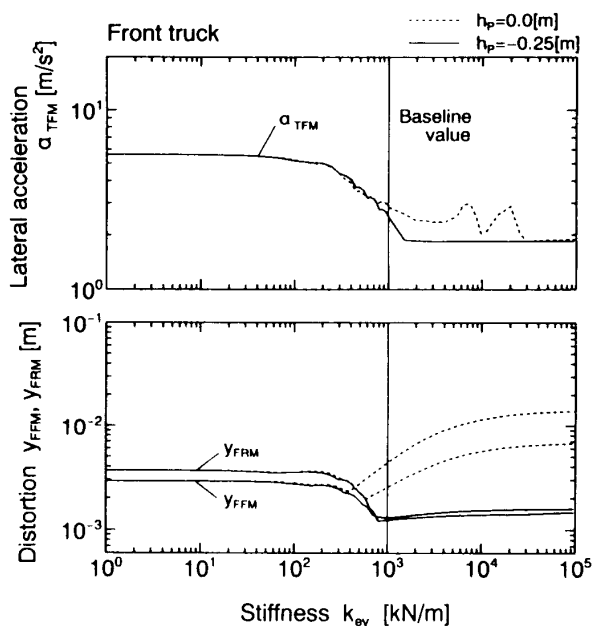


Fig. 7 Effect of lateral stiffness between trucks,  $k_{ey}$ , on lateral acceleration of truck frame and guide spring distortion

$h_p = -0.25$  mの高さで連結した場合の結果を示している。台車枠重心高さに取付けた場合、 $k_{ey}$ の増加とともに、台車枠左右加速度は減少するが、剛性が400~500 kN/m以上になると案内ばねたわみ量が増加する。しかし、連結高さ $h_p$ を0.25 mだけ下げることにより、1000 kN/m付近までは台車枠左右加速度、案内ばねたわみ量ともに減少し、それ以上ではほぼ一定になる。これより、台車間の連結装置は $h_p = -0.25$  mの高さに取付け、 $k_{ey}$ として1000 kN/mを選択する。

上述の条件で台車間を連結した場合の車体左右加速度の周波数応答を図8に示す。台車間の連結を台車枠重心高さとした場合、10 Hz付近の周波数帯では非連

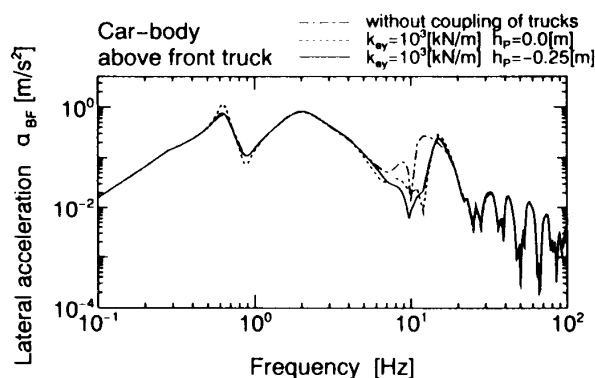


Fig. 8 Lateral acceleration of car-body with coupled trucks

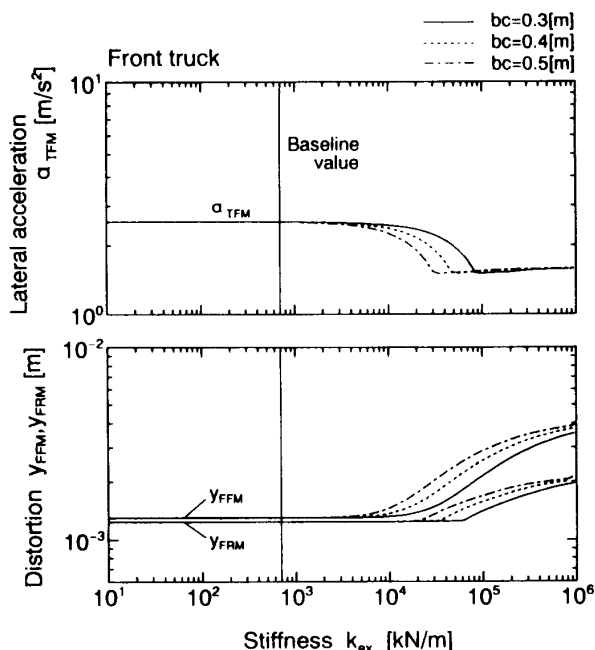


Fig. 9 Effect of longitudinal stiffness between trucks,  $k_{ex}$ , on lateral acceleration of truck frame and guide spring distortion

結条件よりも制振効果が認められるが、下心ロールモードの固有振動数付近(0.6~0.7 Hz)で左右加速度が増加する。しかし、連結高さを $h_p = -0.25$  mに下げることにより下心ロールモードの左右加速度の増加を抑えることができ、かつ10 Hz付近の制振効果も保たれる。これらから、台車間の連結高さは、空間的に取付け可能な範囲で台車枠重心より下方とすることが望ましいと考える。

**4.3 台車間連結部前後剛性の影響** 次に台車間連結部に作用する連節器前後剛性 $k_{ex}$ の影響について検討する。図9は台車枠左右加速度の最大値 $a_{TFM}$ と、案内ばねたわみ量の最大値 $y_{FFM}$ ,  $y_{FRM}$ に及ぼす $k_{ex}$ の影響を示している。およそ10000 kN/mまでの $k_{ex}$ の増加に対しては、台車枠左右加速度、案内たわみ量ともにほぼ一定であり、それを越えると左右加速度は減少するが案内ばねたわみ量は増加する。この傾向は、連節器の間隔 $b_c$ を広くすることにより大きくなる。したがって、案内ばねたわみが界磁遊間に対して十分余裕を保つ範囲内で $k_{ex}$ および $b_c$ を大きくすることが、台車左右加速度の減少に寄与する。一方、連節器の間隔を広げたり、台車間前後剛性の値を大きくすることは曲線通過に対しては不利であると考えられる。以上のことから、曲線通過性能との兼ね合いによっては基本値700 kN/m程度の前後剛性の連節器であれば、これ

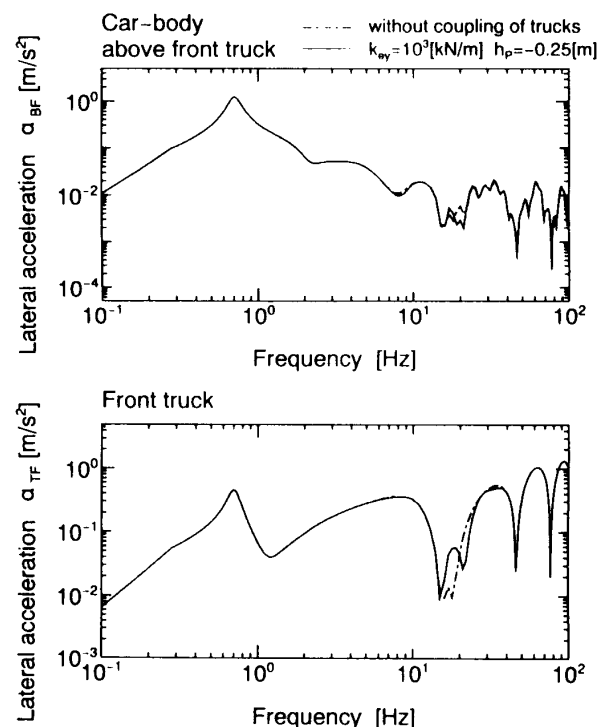


Fig. 10 Lateral accelerations exited by for cross-level irregularities of running rail (effect of coupling trucks)

を省略して連結器のみとすることも考えられる。ただし、以下ではこの基本値の  $k_{ex}$  を用いたままで検討を続ける。

**4・4 支持レールの水準狂いによる振動** 左右方向の車両運動に影響を与える外乱としては、案内レールの不整以外に支持レールの水準狂いが考えられる。図10は式(16)の狂い量を与えて、車体と台車の左右加速度周波数応答により台車間連結の影響を表したものである。この場合、案内レールの不整は考慮していない。また、台車間の連結は4・3節までに決定した値を用いる。支持レールの水準狂いに対する応答においては、台車間の連結が車体および台車に与える影響はほとんどないことが示される。すなわち、案内レール不整に起因する振動特性を主体に検討することにより、台車間連結部のパラメータ値を決定することが可能である。

## 5. ま と め

FFLMシステムで使われる連節台車方式の車両編成について、編成中間車両の台車および車体の左右方向の振動に及ぼす台車間連結の影響を数値解析によって検討した。営業運転を想定した時速200kmの走行条件の下で得られた主な検討結果をまとめると、以下のとおりである。

(1) 台車連結位置を台車枠重心高さよりも下げた場合、連結部左右剛性の増加に対し、ある程度の剛性値までは台車枠重心の左右加速度と案内ばねたわみ量がともに減少する。この減少効果に基づいて連結部左右剛性の適値を選択することができる。

(2) 台車枠重心高さで連結した場合、高振動数域で車体振動を抑制する反面、低振動数域の車体下心口

ールモードを増大させる可能性がある。これに対しては、台車連結高さを重心位置より下げることにより、高振動数域の制振効果を保ちつつ、下心ロールモードの増大を抑制することができる。

(3) 台車連結部前後剛性の増大は、ある程度以上の剛性値で台車枠重心の左右加速度を減少させるが、反対に案内ばねたわみを増大させる。一方、曲線通過性能に配慮した、連節器ゴムブロックから想定される程度の剛性では、台車左右振動にはほとんど影響がない。

(4) 支持レール水準狂いに対する左右の応答に対して、台車間連結の影響は小さい。したがって、台車連結部のパラメータ選択にあたっては、案内レール不整の影響に基づいて適値を検討することができる。

終わりにあたり、本研究に対し有益なご助言とご助言をたまわった(社)日本鉄道電気技術協会・FFLMシステムの基礎的検討会委員および同検討会車両分科会委員の各位に厚く謝意を表す。また、貴重な資料をご提供いただいた磁石輸送システム開発(株)社長・松井一三博士に感謝する。

## 文 献

- (1) FFLMシステムの速度域毎の基礎的研究報告書(第1年度), (1991), 1-147, 日本鉄道電気技術協会.
- (2) FFLMシステムの基礎的検討会報告書(第2年度), (1992), 1-155, 日本鉄道電気技術協会.
- (3) FFLMシステムの基礎的検討報告書(第3年度), (1993), 1-70, 日本鉄道電気技術協会.
- (4) FFLMシステムの基礎的検討会報告書(第4年度), (1994), 1-120, 日本鉄道電気技術協会.
- (5) FFLMシステムの基礎的検討報告書(第5年度), (1995), 1-44, 日本鉄道電気技術協会.
- (6) 谷藤克也・渡辺晋輔, 機論, 59-568, C (1993), 3630-3635.
- (7) 宮本昌幸・藤本裕, 機論, 52-475, C (1986), 1011-1020.