

# C-1 台車の高速走行性の検討

## Studies on Lateral Stability of C-1 Truck

寺田 勝之\* 佐川 健\* 箕島 康雄\*  
 Katsuyuki Terada Ken Sagawa Yasuo Minoshima

### 要 旨

貨車の高速化に対処するために、昭和26年以来 National Casting Division of Midland-Ross Corporation と技術提携して、おもに輸出用として製作を行ってきたC-1台車の高速走行時の振動特性や蛇(だ)行安定性について理論計算を行ない、走行試験結果と対比し検討を加えた。

討を行なったので結果について述べる。

### 1. 緒 言

貨車用台車には積荷の種類や所要速度に応じて多種多様なものが存在するがその代表例を表1に示す。最近の客電車<sup>(1)</sup>はもちろんのこと貨車においても内外でその高速化が急ピッチで進められており、高速での走行安定性の良否が特に重要な問題になってきている。しかしC-1台車のように構造が簡単な、したがって安価で保守容易な台車はすき間や摩擦部分が存在して、その走行安定性が特には握しにくいものである。また貨車の台車として、車種の違いによる積-空差、重心高さ、心皿間距離、車体のねじり剛性などの多様性に即応できること、価格の面からできるだけ単純な台車構造をもつことなども強く要請されている。

これら台車および車体の諸要素をとり入れて、C-1台車の振動特性や走行安定性に関して計算と試験とによる検

### 2. C-1 台車の構造

図1はその例であるが、前後の輪軸には平軸受を介してそれぞれ独立の側わくが支持され、側わくにはコイルバネを介して揺れまわらすが、揺れまわらには心皿を介して車体が支持されている。揺れま

表1 貨車用台車の代表例

	形式	まくらバネ	減 衰	軸 受 部	中梁 (はり)	ボルスタ アソカ	車 種 例	備 考
日立台車	C-1	コイルバネ	スナッパ摩擦	平軸受または テーパローラ軸受	無	無	35t石炭車	アメリカM.R.C 社と技術提携
住友台車	A-3	コイルバネ	スナッパ摩擦	平軸受または テーパローラ軸受	無	無		アメリカA.S.F 社と技術提携
国鉄台車	TR41C	重ね板バネ	板間摩擦	平 軸 受	無	無	35tカ性ソー ダ液タンク車	
	TR209	重ね板バネ	板間摩擦	テーパローラ軸受	無	無		
	TR213	重ね板バネ	板間摩擦	テーパローラ軸受	無	無		
国鉄台車	TR216	コイルバネ	オイルダンパ	テーパローラ軸受	有	有	レサ 5000型式	
国鉄台車	TR203	空気バネ (トーション バーも有り)	オイルダンパ	テーパローラ軸受 およびゴム	有	有	コキ 10000型式 レサ 10000型式	

注：M. R. C : Midland-Ross Corporation  
 A. S. F : American Steel Foundry

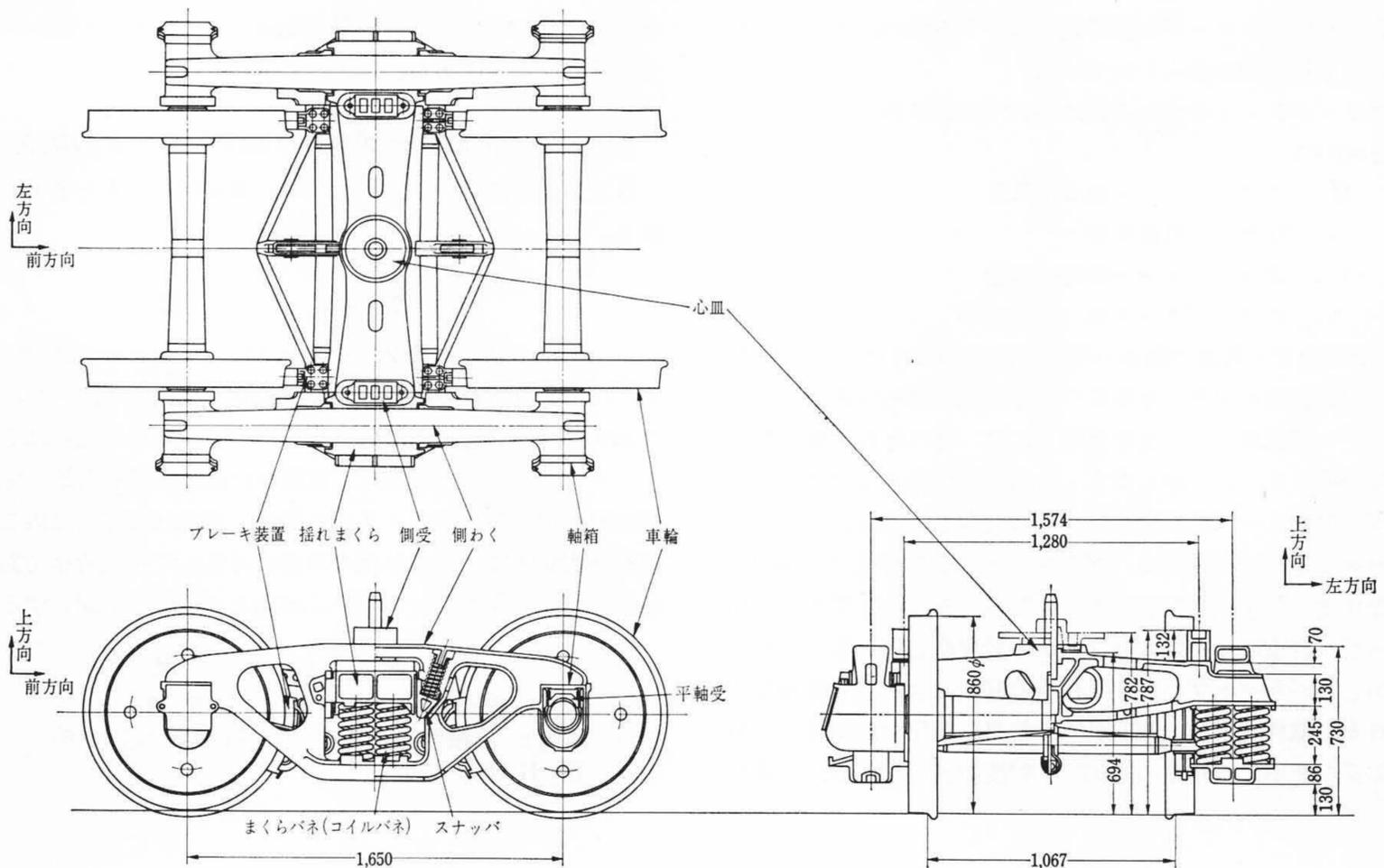


図1 C-1 台車の構造

\* 日立製作所笠戸工場

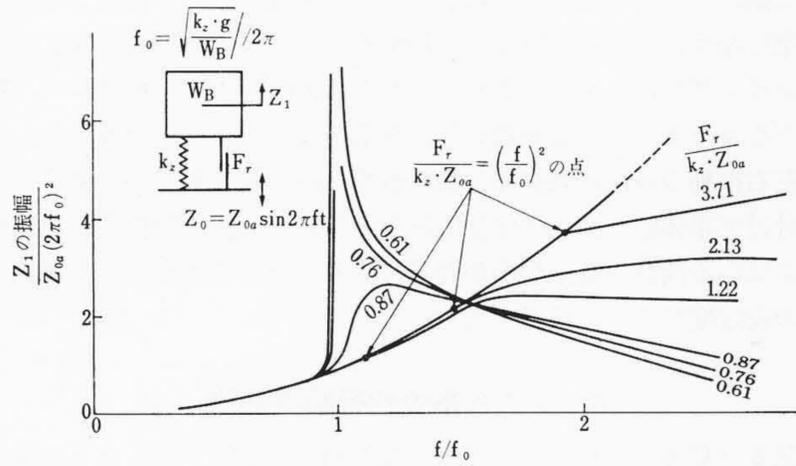
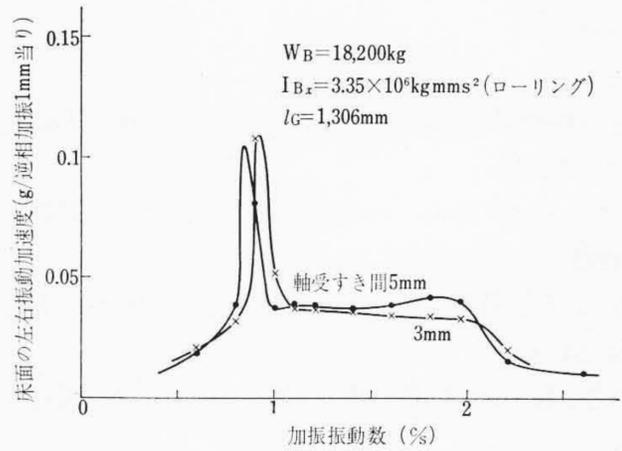
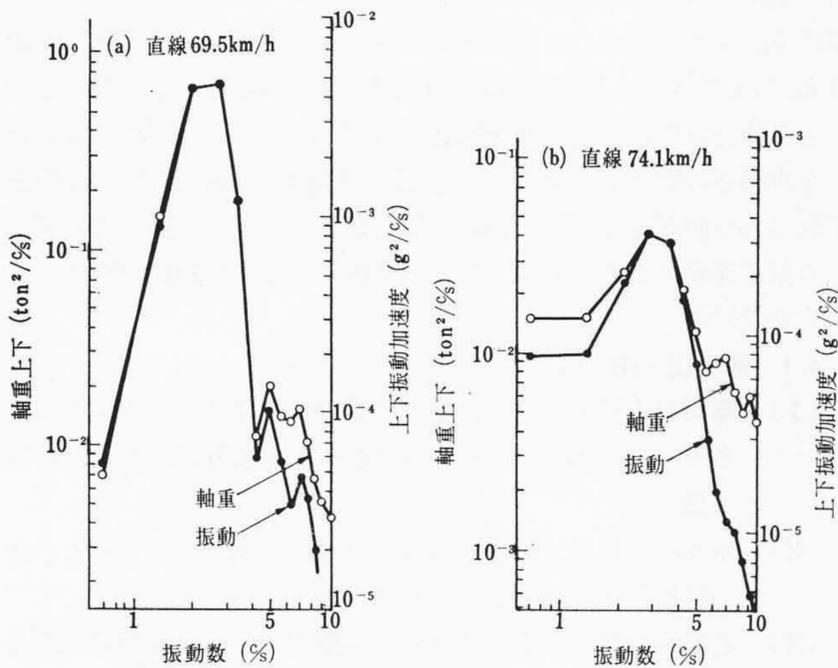


図2 上下振動周波数特性



(逆相加振 3mm)

図4 左右振動周波数特性の例



(軸重=輪重の和)

図3 上下加速度と軸重のパワースペクトル

くらはその前後を側わくに内蔵されたスナッパで抱かれて、減衰が与えられている。同時にスナッパは両側わくの変形に対して揺れまくらを通じて抵抗を与え、揺れまくらに両側わくに対する継ぎ中はりの役目をもたせている。スナッパと揺れまくらと接触面における摩擦力は左右、上下の方向および前後軸回り回転の成分をもち、平軸受は車軸フランジとの間で軸方向に約±3mmのすき間を有し、かつ軸受金押え上面の円弧により側わくに振子運動を行なわせている。

### 3. C-1 台車の振動特性

#### 3.1 上下振動特性

上下振動系として図2に示すように、車体  $W_B$ 、まくらバネ  $k_z$ 、スナッパ摩擦力  $F_r$  からなるモデルを考える。レールから強制変位をうける場合、車体の振動方程式は揺れまくらとスナッパがすべっているか固着しているかによって次のように表わせる。

$$\begin{aligned} \text{すべり状態 } \dot{Z}_1 - \dot{Z}_0 \neq 0, W_B/g \cdot \ddot{Z}_1 + k_z Z_1 + \text{sign}(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_0) \cdot F_r \\ = k_z Z_0 \dots \dots \dots (1) \end{aligned}$$

$$\text{固着状態 } \dot{Z}_1 - \dot{Z}_0 = 0, |W_B/g \cdot \ddot{Z}_1 + k_z(Z_1 - Z_0)| < F_r \dots (2)$$

これらの式において  $\alpha = F_r / (k_z \cdot Z_{0a})$  を変えて逐次計算により周波数応答を求めた結果が図2である。振動の経過は、すべり状態で  $\dot{Z}_1 - \dot{Z}_0$  がゼロになった瞬間に(2)式の不等式が成立すれば固着にはいるが、(2)式の不等式が不成立の場合(1)式で摩擦力が逆向きのすべりを続けることになる。前者がすべりと固着が交互に発生する停滞運動であり、後者がすべり運動である。

図2において、横軸に加振振動数  $f$  と固有振動数  $f_0$  の比、縦軸に車体の加速度(無次元化してある)をとると、加速度は  $\alpha$  によって変化し、 $\alpha$  が大きいほど減衰固有振動数は高くなっている。また同じ  $f/f_0$  においては  $\alpha$  が大きいほど固着状態が発生しやすくなる。

たとえばC-1台車を有する35t積石炭車(後述の表2の諸元をもつ)の上下加速度実測波形(長距離試験から2箇所を抽出した)からパワースペクトル<sup>(2)</sup>を求めてみると図3のように、減衰固有振動数は直線路で69.5km/hの速度では2.8, 5, 7c/s, 74.1km/hの速度では2.8, 7c/sにある。7c/sは車輪の偏心によって起振される上下動であるが、2.8c/sは加振振幅  $Z_{0a}$  の大きい場合の上下を表わし、5c/sは加振振幅の小さいしたがって  $\alpha$  の大きい場合の上下動と考えることができる。低速においてはこの5c/s付近の振動が現われやすく、70km/h以上ではスナッパは完全にすべり運動のみを行なっている。また軸重と上下加速度がかなりよく対応していることもわかる。

#### 3.2 左右振動特性

後述の図6に示す蛇(だ)行動の系においてクリープ力が作用せず、静止状態でレールから角変位をうける場合の左右強制振動を考える。記号および数値は図6に従うが、一部  $W_B = 18,200 \text{ kg}$ ,  $I_{Bx} = 3.35 \times 10^6 \text{ kg mm}^2$  (ローリングに対して),  $l_G = 1,306 \text{ mm}$  とする。

軸受すき間の影響をみるため床面上の左右加速度を計算したものが図4である。この例では一次は0.85c/s付近にあって下心ローリングを表わし、二次は1.95c/s付近にあって上心ローリングを表わしている。この場合スナッパはすべり摩擦で扱われているが、3.1でいう  $\alpha$  が大きい場合には停滞運動が発生し減衰固有振動数は上がってくると考えられる。

図4はすき間  $\epsilon_y$  の大きいほど振動数の下がることを示すが、この例のようにまくらバネの左右剛性が比較的軟かい場合  $\epsilon_y$  による振動数低下は大きくないが、左右剛性の大きいバネを使用する場合  $\epsilon_y$  の影響は大きくなる。一方すき間  $\epsilon_y$  が一定の場合加振振幅の小さいほど減衰固有振動数が下がる傾向にある。

固有振動数の推定にはすき間  $\epsilon_y$  がゼロの場合を考えることにすると、側わくの慣性力を無視して

$$\begin{aligned} \text{下心, 上心ローリング} \\ \nu_{1,2}^2 = \left\{ \nu_{y1}^2 + \nu_{\theta 1}^2 \right. \\ \left. \mp \sqrt{(\nu_{y1}^2 - \nu_{\theta 1}^2)^2 + 4k_y \theta^2 / (W_B/g \cdot I_{Bx})} \right\} / 2 \\ \text{下心, 上心ヨーイング} \\ \nu_{3,4}^2 = \left\{ \nu_{y2}^2 + \nu_{\theta 2}^2 \right. \\ \left. \mp \sqrt{(\nu_{y2}^2 - \nu_{\theta 2}^2)^2 + 4k_y \theta^2 / (W_B/g \cdot I_{Bx})} \right\} / 2 \end{aligned} \dots (3)$$

ここに、  
 $k_y = 1 / [1/2k_4 + 1 / \{W_B(C_u + C_L + r_B) + 2W_3(C_u + r_B)\} / (C_u + C_L)^2]$

$$k_{\theta 1} = 2(k_5 a_1^2 + k_B) + k_y \cdot l_C^2$$

$$k_{\theta 2} = k_{\theta 1} + k$$

とおくと

$$\nu_{y1}^2 = k_y \cdot g / W_B, \nu_{\theta 1}^2 = k_{\theta 1} / I_{Bx}, \nu_{y2}^2 = k_y \cdot l_B^2 / I_{Bz},$$

$$\nu_{\theta 2}^2 = k_{\theta 2} / I_{Bx}$$

ただしヨーイングの  $I_{Bx}$  には心皿位置における等価のねじり慣性能率を用いる。

(3)式によると図4の例で下心ローリング0.9 c/s, 上心ローリング2.29 c/sとなる。

後述の蛇行動で示す35t積石炭車の例で左右の固有振動数を計算すると,

$$k_y = 1 / \left( \frac{1}{225} + \frac{1}{683} \right) = 169 \text{ kg/mm},$$

$$k_{\theta 1} = 6.14 \times 10^8 \text{ kgmm/rad}, \quad k_{\theta 2} = 1.27 \times 10^9 \text{ kgmm/rad},$$

$$k_{y\theta} = 2.36 \times 10^5 \text{ kg}$$

から 下心ローリング 0.81 c/s, 上心ローリング 3.3 c/s

下心ヨーイング 1.3 c/s, 上心ヨーイング 6.3 c/s

( $k = \infty$  のとき ヨーイング 1.6 c/s)

一方, 加速度実測波形(3.1と同じ長距離試験より)からパワースペクトルを求めると図5のように, 0.7~1.1 c/s, 1.4 c/s 付近, 2.5~3.0 c/s, 3.5~4 c/s, 6.5~7 c/s に減衰固有振動数がある。上記計算より0.7 c/sは下心ローリングで3.1に述べた加振振幅の大きい場合に相当し, 1.1 c/sは比較的加振振幅の小さいときの下心ローリングである。曲線における74.1 km/hで0.7 c/sの下心ローリングが顕著である。直線69.5 km/hでは1.1 c/sの高めの下心ローリングが出やすい。1.4 c/s付近のものはヨーイング(下心)で, 直線74.1 km/hに大きく現われている。2.5~3, 3.5~4 c/sは上心ローリングであるが前者のほうが小さい。このように二つピークが存在するのは軸受すき間やスナッパ摩擦の影響と考えられる。6.5~7 c/sはヨーイング(上心)である。また, 上下と同様左右加速度と輪軸横圧との対応が明らかである。

上下, 左右の振動に対してスナッパ摩擦力は固有振動数より高い振動数を存在させるが, 70 km/h 付近以上では影響のないこと, 左

右振動においては側わくの振子としての剛性や車体のねじり剛性を考慮しなければならないことがわかる。また側受すき間が大きくてダンピングがほとんど存在しないか車体振幅の大きい場合には, 特に下心ローリングの振動数低下が顕著となるので注意を要する。

左右振動の各減衰固有振動数と台車の蛇行動波長とが一致する速度付近で車体蛇行動の安定度が極小となるが, その際振動が発散状態にはいる減衰固有振動数が問題である。以下C-1台車の車体蛇行動の安定度について検討する。

#### 4. C-1 台車の蛇行動の理論

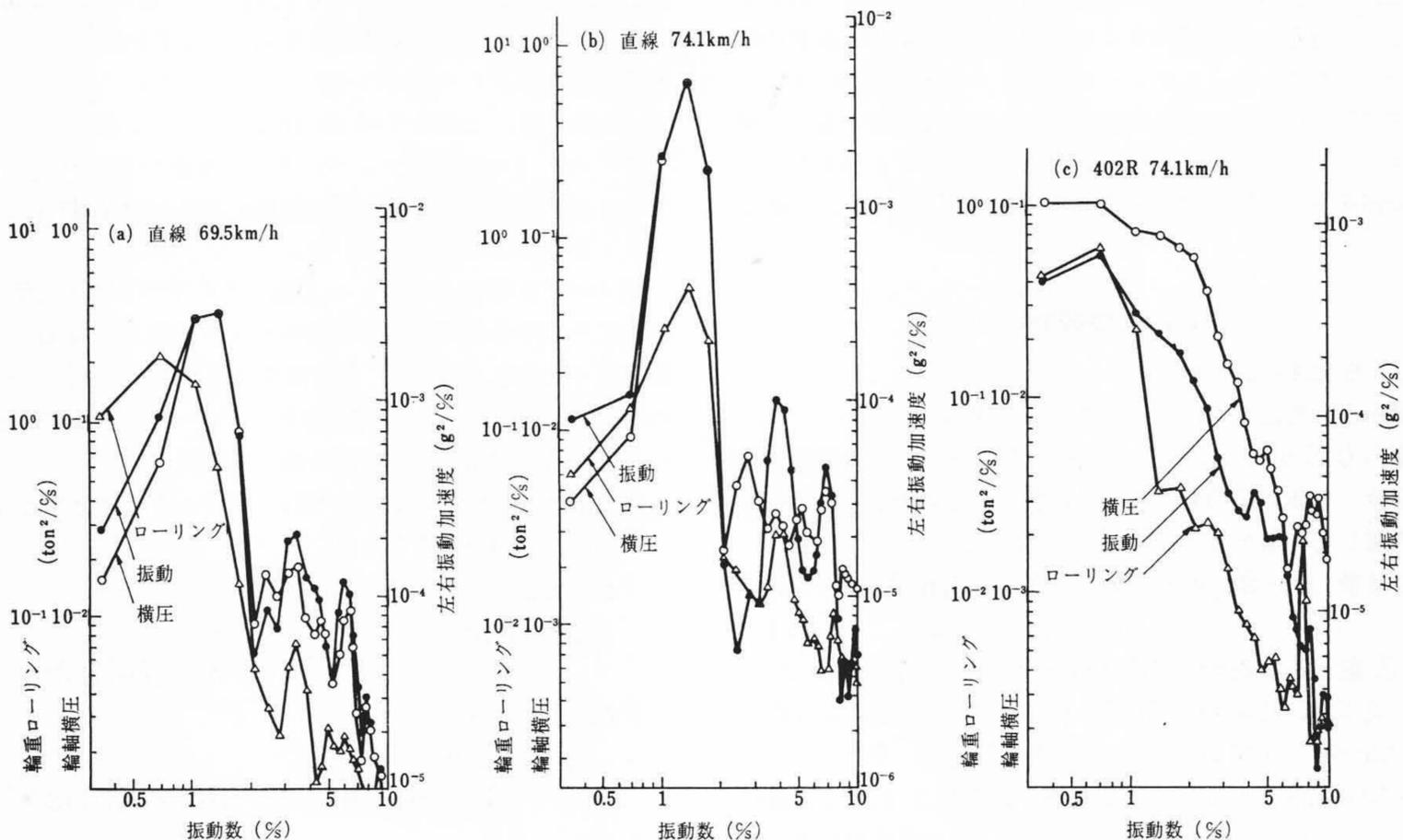
図6はC-1台車を有する貨車の蛇行動の振動系を示したものであるが, 前後の輪軸, 左右の側わく, 揺れまくらおよび車体の五部分がそれぞれ左右動, ローリング, ヨーイングの自由度をもっている。揺れまくらと側わくとの間にはまくらバネの上下弾性  $k_5$ , 左右弾性  $k_4$ , まくらバネのねじりとスナッパ押付力による等価回転弾性  $k_m$  およびスナッパ摩擦成分  $F_Y, F_Z, F_M$  が存在する。揺れまくらと車体との間には心皿回転抵抗  $M_R$ , 車体にはねじり弾性  $K$ , 側わくと車軸との間には左右方向の軸受すき間  $\epsilon_y$  や前後方向および上下軸まわり回転等価弾性  $k_1, k_{m1}$ , 軸受金押え上面の円弧上での側わくの振子運動による左右弾性などが存在し, また車輪踏面はクリープ力を受ける。

##### 4.1 前提条件

- (1) 車両の走行中の左右振動モードを, 車体のヨーイングねじりモードと車体のローリングモードとに分け, 半車体を取り扱う。
- (2) 車輪がフランジ衝突を起こす以前の状態について考え, かつ線形クリープ理論が成り立つとする。
- (3) 心皿回転抵抗およびスナッパ摩擦力はすべり摩擦の状態とする。
- (4) 軸受すき間の取り扱いを容易にするため, 左右の側わくは左右変位, ローリング角, ヨーイング角とも等しいとする。

##### 4.2 運動方程式

図6に示す振動系で定速走行時の蛇行動の運動方程式をたてる。



(輪軸横圧=車輪横圧の差, 輪重ローリング=輪重の差)

図5 左右加速度と輪軸横圧, 輪重ローリングのパワースペクトル

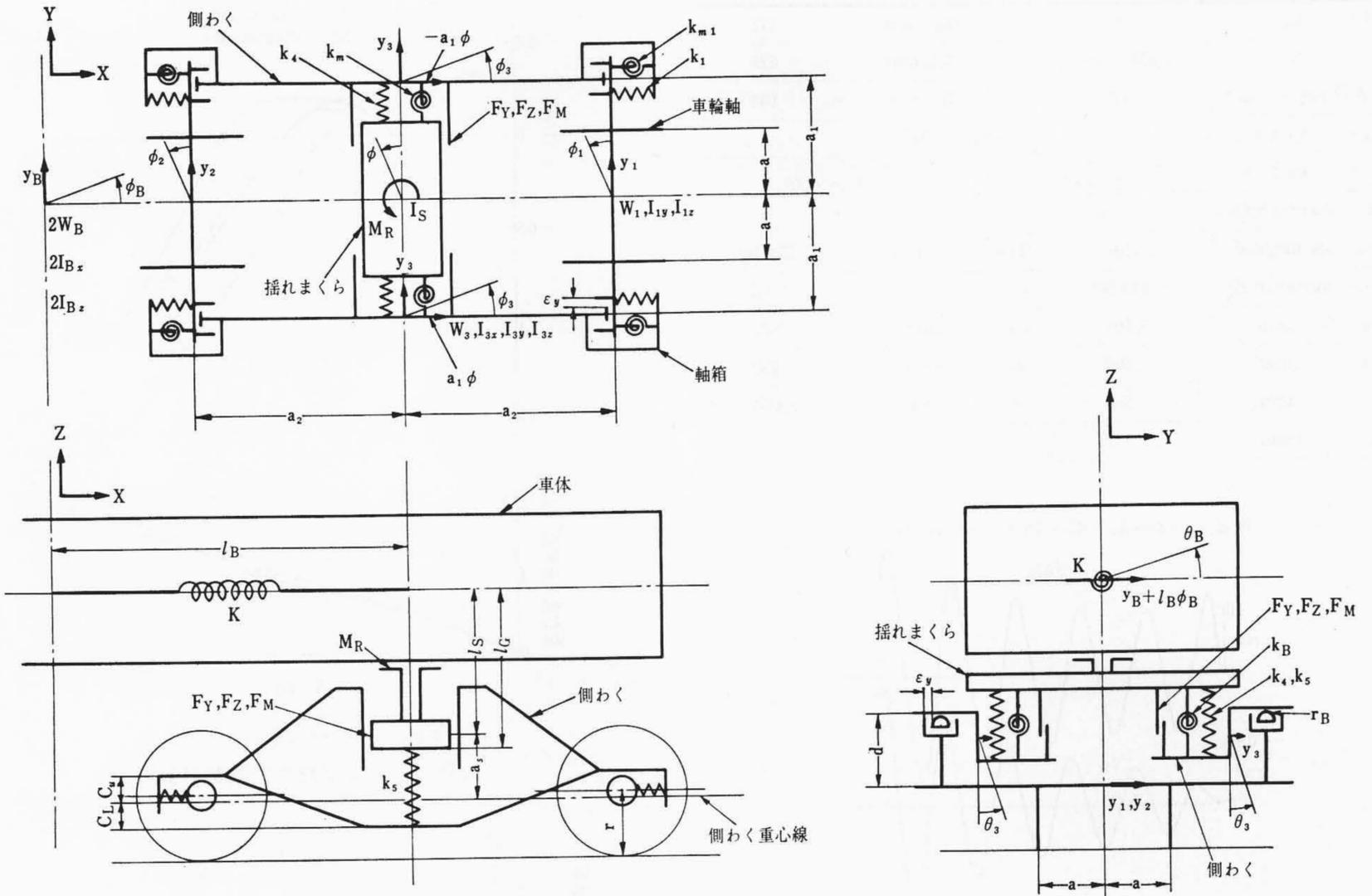


図6 C-1台車をもつ貨車の蛇行動の系

記号は図6に従うがその他 \$r\_B\$ を軸受金押え上面の円弧半径, \$d\$ を車軸半径+(軸受メタル+軸受金+軸受金押え)厚さ, \$\lambda\$ を踏面こう配, \$f\_1\$ を1軸当たりクリーブ係数, \$F\_1, F\_2\$ を前, 後軸フランジと軸受側面との間に作用する横押し力, \$V\$ を走行速度とすると, 車体のヨーイングねじりモードに対して(4)式のような10個の運動方程式が成立する。

$$\begin{aligned}
 & I_{Bz} \ddot{\phi}_B + 2k_4 l_B^2 \phi_B + 2k_4 l_B (l_C \theta_B - y_3) - 2k_4 C_L l_B \theta_3 \\
 & \quad - 2l_B F_Y - N_\phi = 0 \\
 & I_{Bx} \ddot{\theta}_B + \{K + 2(k_4 l_C^2 + k_5 a_1^2 + k_B)\} \theta_B \\
 & \quad + 2k_4 l_C (l_B \phi_B - y_3) - k_5 a_1 q (y_1 + y_2) \\
 & \quad - 2(k_4 C_L l_C + k_B) \theta_3 - 2l_S F_Y - 2a_1 F_Z - 2F_M = 0 \\
 & (I_S + 2W_3/g \cdot a_1^2) \ddot{\phi} + 2(2k_1 a_1^2 + k_m) \dot{\phi} - 2k_m \phi_3 \\
 & \quad + 4k_1 a_1 C_u q/2a_2 \cdot (y_1 - y_2) - 2k_1 a_1^2 (\phi_1 - \phi_2) + N_\phi = 0 \\
 & 2I_{3z} \ddot{\phi}_3 + 2(2k_{m1} + k_m) \dot{\phi}_3 - 2k_m \phi - 2k_{m1} (\phi_1 + \phi_2) \\
 & \quad - (F_1 - F_2) a_2 = 0 \\
 & 2W_3/g \cdot \ddot{y}_3 + 2k_4 y_3 - 2k_4 (l_B \phi_B + l_C \theta_B) + 2k_4 C_L \theta_3 \\
 & \quad + 2F_Y - (F_1 + F_2) = 0 \\
 & 2I_{3x} \ddot{\theta}_3 + 2\{k_4 C_L^2 + W_B/2 \cdot (C_u + C_L + r_B) \\
 & \quad + W_3(C_u + r_B) + k_B\} \theta_3 - 2k_4 C_L l_B \phi_B \\
 & \quad - 2(k_4 C_L l_C + k_B) \theta_B - (W_B/2 + W_3) r_B \lambda / a\gamma \cdot (y_1 + y_2) \\
 & \quad + 2k_4 C_L y_3 - 2a_S F_Y + 2F_M + (F_1 + F_2) C_u = 0 \\
 & A_1 \ddot{y}_1 + A_2 \ddot{y}_2 + A_3 y_1 + f_1 / V\gamma \cdot \dot{y}_1 - k_5 a_1 q \theta_B \\
 & \quad + 4k_1 C_u a_1 q/2a_2 \cdot \phi + A_4 y_2 - (W_B/2 + W_3) r_B \lambda / a\gamma \cdot \theta_3 \\
 & \quad - (f_1 + 2k_1 C_u a_1 q/2a_2) \phi_1 - I_{1y} V/r \cdot \lambda / a\gamma \cdot \dot{\phi}_1 \\
 & \quad - 2k_1 C_u a_1 q/2a_2 \cdot \phi_2 + F_1 = 0 \\
 & A_1 \ddot{y}_2 + A_2 \ddot{y}_1 + A_3 y_2 + f_1 / V\gamma \cdot \dot{y}_2 - k_5 a_1 q \theta_B \\
 & \quad - 4k_1 C_u a_1 q/2a_2 \cdot \phi + A_4 y_1 - (W_B/2 + W_3) r_B \lambda / a\gamma \cdot \theta_3 \\
 & \quad - (f_1 - 2k_1 C_u a_1 q/2a_2) \phi_2 - I_{1y} V/r \cdot \lambda / a\gamma \cdot \dot{\phi}_2 \\
 & \quad + 2k_1 C_u a_1 q/2a_2 \cdot \phi_1 + F_2 = 0
 \end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned}
 & I_{1z} \ddot{\phi}_1 + 2(k_1 a_1^2 + k_{m1}) \dot{\phi}_1 + f_1 a^2 / V \cdot \dot{\phi}_1 - k_1 a_1^2 \phi - 2k_{m1} \phi_3 \\
 & \quad + (f_1 a \lambda / r\gamma - 2k_1 a_1 C_u q/2a_2) y_1 + I_{1y} V/r \cdot \lambda / a\gamma \cdot \dot{y}_1 \\
 & \quad + 2k_1 a_1 C_u q/2a_2 \cdot y_2 = 0 \\
 & I_{1z} \ddot{\phi}_2 + 2(k_1 a_1^2 + k_{m1}) \dot{\phi}_2 + f_1 a^2 / V \cdot \dot{\phi}_2 - k_1 a_1^2 \phi - 2k_{m1} \phi_3 \\
 & \quad + (f_1 a \lambda / r\gamma + 2k_1 a_1 C_u q/2a_2) y_2 + I_{1y} V/r \cdot \lambda / a\gamma \cdot \dot{y}_2 \\
 & \quad - 2k_1 a_1 C_u q/2a_2 \cdot y_1 = 0
 \end{aligned}$$

ここに,

$$\begin{aligned}
 & N_\phi = -(\dot{\phi}_B - \dot{\phi}) / |\dot{\phi}_B - \dot{\phi}| \cdot M_R, \quad \gamma = 1 - r/a \cdot \lambda, \\
 & q = a_1 \lambda / a\gamma, \quad A_1 = W_1/g + I_{1z} (\lambda/a\gamma)^2 \\
 & \quad + 2W_3/g (q/2)^2 + 2I_{3y} (q/2a_2)^2, \\
 & A_2 = 2W_3/g (q/2)^2 - 2I_{3y} (q/2a_2)^2, \quad A_3 = 2k_5 (q/2)^2 \\
 & \quad + 2(k_B + 2k_1 C_u^2) (q/2a_2)^2 + (W_B/2 + W_3) r_B (\lambda/a\gamma)^2, \\
 & A_4 = 2k_5 (q/2)^2 - 2(k_B + 2k_1 C_u^2) (q/2a_2)^2, \quad I_{Bx} \text{ は車体} \\
 & \quad \text{がヨーイングねじりモードの場合心皿位置に換算} \\
 & \quad \text{した値とする。}
 \end{aligned}$$

前後の軸はそれぞれ軸受すき間を有しているので, 車軸フランジと軸受とが左右方向で当たっているか否かによって(5)式のような4個の運動状態が考えられ, これらの条件式によって(4)式が区別される。前, 後軸の軸受左右相対変位を,

$$\Delta_f = y_3 - C_u \theta_3 + a_2 \phi_3 - \nu y_1 \quad \Delta_r = y_3 - C_u \theta_3 - a_2 \phi_3 - \nu y_2$$

ここに, \$\nu = 1 - d\lambda/a\gamma\$ とおくと,

- (i) 4軸受すべてが当たっていない自由な状態:  
\$|\Delta\_f| < \epsilon\_y, F\_1 = 0\$ および \$|\Delta\_r| < \epsilon\_y, F\_2 = 0\$
- (ii) 後車軸の軸受のみ当たっている状態:  
\$|\Delta\_f| < \epsilon\_y, F\_1 = 0\$ および \$\Delta\_r = \pm \epsilon\_y, F\_2 \le 0\$
- (iii) 前車軸の軸受のみ当たっている状態:  
\$\Delta\_f = \pm \epsilon\_y, F\_1 \le 0\$ および \$|\Delta\_r| < \epsilon\_y, F\_2 = 0\$
- (iv) 4軸受すべてが当たっている状態:  
\$\Delta\_f = \pm \epsilon\_y, F\_1 \le 0\$ および \$\Delta\_r = \pm \epsilon\_y, F\_2 \le 0\$

表2 35t石炭車(積車時)の数値

$W_B$ (kg)	23,000	$k_4$ (kg/mm)	113
$f_1$ (kg)	$1,014 \times 10^3$	$k_5$ (kg/mm)	229
$\sqrt{F_Y^2 + F_Z^2}$ (kg)	420	$k_1$ (kg/mm)	596
$I_{BZ}$ (kgmms <sup>2</sup> )	$1.63 \times 10^7$		
$I_{BX}$ (kgmms <sup>2</sup> )	ヨーイングねじりモード $8.63 \times 10^5$	ローリングモード $1.58 \times 10^6$	
$K$ (kgmm/rad)	$0.7 \times 10^9$		$\infty$
$k_m$ (kgmm/rad)	$5 \times 10^6$	$M_R$ (kgmm)	$2.15 \times 10^5$
$k_{m1}$ (kgmm/rad)	$1.04 \times 10^6$	$\lambda$	0.05
$l_B$ (mm)	3,100	$a_2$ (mm)	825
$l_G$ (mm)	1,400	$r$ (mm)	430
$a$ (mm)	550	$r_B$ (mm)	2,000
$\epsilon_y$ (mm)	~3		

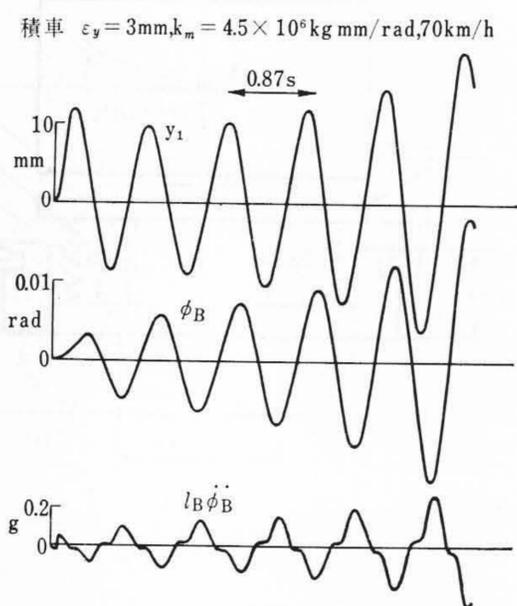


図7 計算波形例

たとえば状態(iii)は、前軸フランジと軸受との相対変位  $\Delta_f$  が軸受すき間  $\epsilon_y$  に等しくなって両者間に横押力  $F_1$  が発生し、後軸はそのとき相対変位  $\Delta_r$  が  $\epsilon_y$  より小さいために横押力は発生しないと考える。また(5)式における状態(iii)の不等式が成立しなくなったときそれ以外の新しい状態に移行する。その際軸受が車軸フランジと当たり始める最初の瞬間は運動量保存則を適用して衝突後の速度を求め、これを新しい運動状態の初速度とする。

一方車体がローリングモードのときは(4)式で、 $I_{Bz} \rightarrow W_B/g$ ,  $\phi_B \rightarrow y_B$ ,  $l_B \rightarrow 1$ ,  $K \rightarrow 0$ , 第1式の  $N_\phi \rightarrow 0$  と置き換えることにより、(4)式がそのまま成立する。

4.3 計算方法とおもなる数値

計算方法は前輪軸に外乱として  $\phi_1 = 0.01$  rad を与えて、(4)式の振動系の過渡振動を HITAC 5020 を使って逐次計算によって求め、系が発散するかどうかを調べた。安定判別は前輪軸の左右変位  $y_1$  の振動波形から振幅を次々に読みとって、その対数減衰率と周期  $T$  とから安定度  $\sigma$  を次式で求める。

$$\sigma = -2/T \cdot \log y_{1(k)}/y_{1(k+1)} \dots \dots \dots (6)$$

$\sigma$  が負のとき系は安定となる。また振幅比  $y_{1(k)}/y_{1(k+1)}$  が同じでも振動数の高くなる高速では  $\sigma$  の絶対値は低速時よりも大きく表わされることになる点に注意を要する。

表2のような諸元を有する35t積み石炭車の積車時为例として計算結果を述べる。図7は計算による振動波形例であるが、車体のヨーイング  $\phi_B$  と台車の左右動とが同位相で、かつ車体が大きくふれる車体蛇行動の状態にあることがわかる。

4.4 C-1 台車の計算と実測との結果

計算結果として、車体がヨーイングねじりモードのとき、積車に

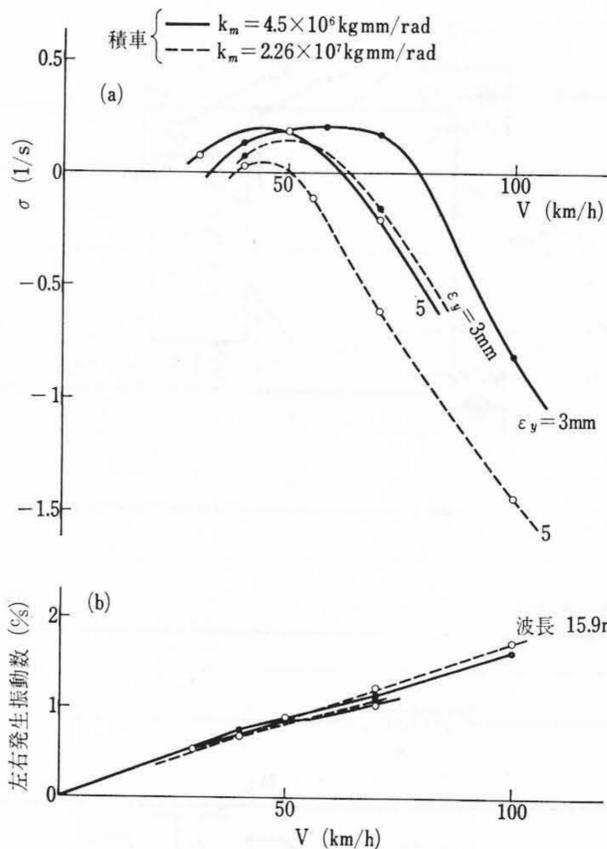


図8  $\sigma$  および発生振動数計算結果

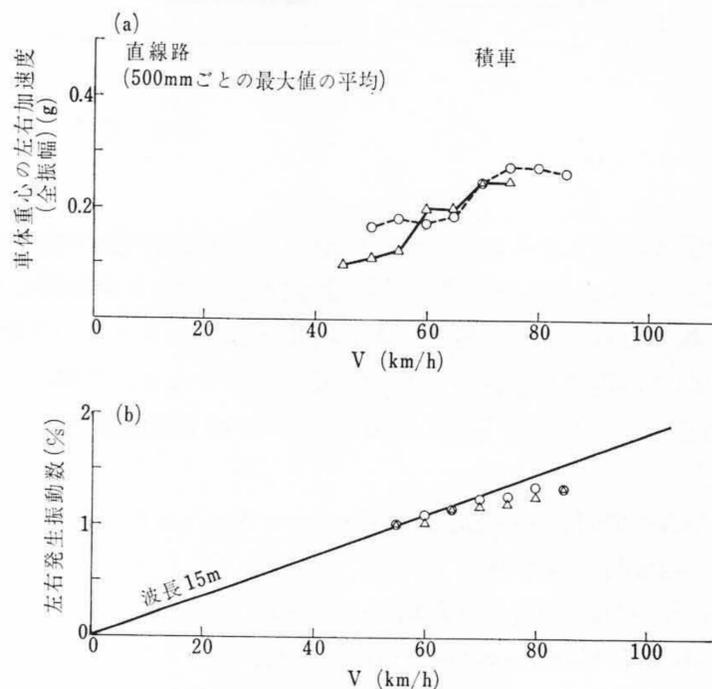
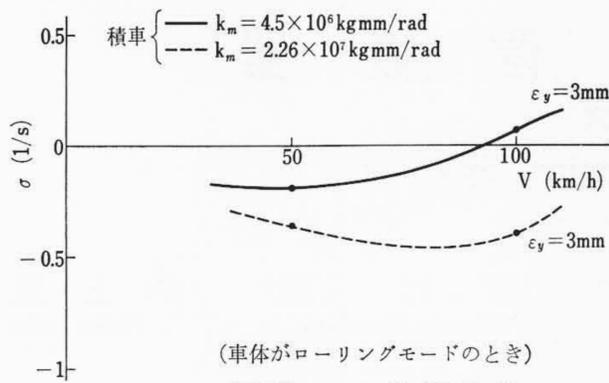


図9 車体左右加速度および発生振動数の実測結果

ついて安定度を示したものが図8(a)で、速度変化に対して  $\sigma$  が極大値を有している。軸受すき間  $\epsilon_y$  が減少すると  $\sigma$  の極大値は高速側に移動し、また側わくの回転弾性  $k_m$  が小さいほど安定度が悪くなる傾向にある。蛇行波長は図8(b)のように15.9m付近にあって、一輪軸の蛇行波長13.7mに近くなっている。以上のことから  $\epsilon_y = 3$  mm,  $k_m = 5 \times 10^6$  kgmm/rad において、 $\sigma$  の極大値は車体がヨーイングねじりを起こすことによって65 km/h付近にあり、これより高速(<100 km/h)ではむしろ安定性は良くなる傾向にある。65 km/hにおける左右振動数は1.2 cpsである。

走行試験結果によれば、積車の15mレール直線路走行時に、図9(a)のように車体の左右加速度は60 km/h付近から急に増して70~75 km/hで最大となり、85 km/hではむしろ減少傾向にある。これは図9(b)でヨーイング振動数1.3 cpsとレール長15mとが70 km/hで一致するためである。25mレールでは蛇行波長として15.9mを記録している。また走行安定上重要な横圧輪重比は75 km/hにおいて最大値0.5で、75 km/h以上ではむしろ減少している。

図10  $\sigma$  の計算結果

上記より計算と実測とを比較すると安定度 $\sigma$ と振動の極大となる速度、蛇行波長、ヨーイング振動数、高速での安定性などの点で傾向的に一致している。安定度の低下する極大速度に差のあるのは、実走行においては左右の強制振動のため車体の左右変位が計算よりも大きくなって、車体の左右変位に対する軸受すき間の割合が小さくなり、見掛け左右弾性が上がるためと思われる。ただ実測で安全に走っている場合でも計算上やや不安定側に出るので、新しく $\sigma \approx 0.2$ を不安定となる限界と考えることにする。

空車の安定度は、車体がヨーイングねじりモードのとき、積車と同じ傾向を示す。 $\sigma$ の極大値はより高速側にあるが、安定性は積車よりも悪くなる。

車体がローリングモードのときは、図10に示すように100 km/h以下では不安定とならないが、110~120 km/h以上で不安定になってくる。

C-1 台車に対して車体がヨーイングねじりモードのときとローリングモードのときを合わせ考えると、走行安定上からは走行限界は85 km/h以上にあると言えるが、実際の走行限界は安走行定性、加速度、横圧輪重比のほか、輪重抜け(脱線転覆に影響)や横圧値(軌道破壊に影響)によっても制限されてくる。

#### 4.5 C-1 台車における諸因子の影響の計算

##### (1) 軸受すき間 $\epsilon_y$ の影響

図8(a)から $\epsilon_y$ が減少すると $\sigma$ の極大値はやや高速側に移る。これは車体のヨーイング振動数が高くなるためである。継ぎ中はりのない台車で横剛性の非常に大きいまくらバネを使用する場合 $\epsilon_y$ の影響は大きくなる。蛇行波長は15~16 mと短く、このため $\sigma$ が極大となる速度が100 km/h以下にある。したがって軸受すき間を小さくして(たとえばローラタイプ軸受)高速側に逃げるかその逆とするのがよい。しかし軸受すき間を大きくするほうは、車体の左右加速度波形を先鋭化する欠点がある。

##### (2) 側わくの回転弾性 $k_m$ の影響

図8(a)のように $k_m$ が小さいと安定性は悪くなる。蛇行の波長は、軸受すき間のある場合 $k_m$ の影響を大きく受けないが、それでも $k_m$ が無大に近くなると長くなる傾向にある。これに対し軸箱が弾性支持してある貨車台車においては、継ぎ中はりの前後剛性は蛇行波長を長くするのに効果が大きい。

##### (3) スナッチ摩擦の影響

軸受すき間が小さくなると見掛けの左右弾性が上がるため、摩擦力の最適値も大きくなる。また空車は積車よりも小さい摩擦力でよい。このことは図2の振動加速度に対しても言えることである。

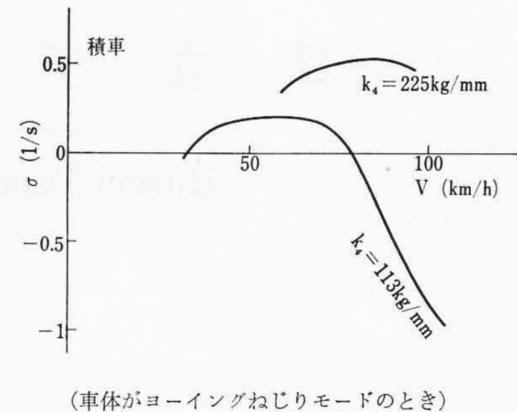


図11 まくらバネの横剛性の影響

#### (4) 側わくと揺れまくらとの左右すき間の影響

すき間により見掛け上まくらバネの左右弾性 $k_4$ が増減すると考えると、すき間を小さくした場合固有振動数は上がるが、安定性は悪くなる傾向にある。計算例を図11に示す。

#### (5) 心皿回転抵抗の影響

心皿回転抵抗を極端に増すと、車体のローリングモードは安定度を増すが、車体のヨーイングねじりモードは安定度合が悪くなる。これはローリングモードでは台車の回転に対する抵抗となり、ヨーイングねじりモードでは車輪がレール不整を受けたとき台車の回転力が強く車体に加わるための影響による。

## 5. 結 言

C-1 台車の100 km/h以下の高速走行性についてまとめると次のことが言える。

- (1) 台車の蛇行動波長は約16mであって、一軸蛇行波長13.7mよりやや大きい。
- (2) 側わくの振子としての左右弾性、車体のねじり弾性を考慮することにより、車体のローリングおよびヨーイングの固有振動数を推定することができる。軸受すき間およびスナッチ摩擦力によって固有振動数は変化するが、70 km/h付近以上では摩擦力の影響はない。
- (3) 蛇行波長と一致する固有振動数のうちで、ヨーイングとねじりの連成によるヨーイング(下心)が安定性を支配している。
- (4) 軸受すき間の固有振動数に対する影響はまくらバネの横剛性の大きいほど大きい。
- (5) 揺れまくらと側わくとの間の左右すき間は比較的大きいほうが高速安定性がよい。
- (6) 左右側わくの水平面内での菱形変形の剛性が高いと蛇行波長が長くなる。その効果は、軸受すき間の大きい場合小さいが、軸を弾性支持した場合大きい。
- (7) 摩擦力や心皿回転抵抗を適当に選ぶ必要が認められる。広く貨車および客電車に対して走行安定度の計算をより実際に近づけるためには、さらに一車体についての検討が必要で、その際心皿回転抵抗を車体と台車間の等価回転弾性に組み込むか、スティックスリップでそのまま表現するなどして過渡振動を検討するのがより有効と考える。

## 参 考 文 献

- (1) 鉄道技術研究所：高速鉄道に関する研究(昭42-3)
- (2) 赤池：不規則振動の統計的処理(日本機械学会第198回講習会教材)