

構内重量積載車両用強制操舵台車の運動特性* (リンク式軸箱支持機構を有する台車の場合)

谷藤克也*¹, 松嶋 亨*², 斎間 亨*³

Dynamic Behavior of a Heavy Haul Railway Vehicle with Forced Steering Trucks Used in a Factory Yard (In Case of Trucks with a Link-Type Mechanism for Axle Supporting)

Katsuya TANIFUJI, Toru MATSUSHITA and Toru SAIMA

For a heavy haul railway vehicle negotiating tight curves in a factory yard, it is beneficial to employ forced steering trucks to reduce the lateral force between the wheel and rail. The forced steering truck has a wheelset supporting mechanism composed of hanging links and compressing ones for easy steering. The truck should also have a short wheelbase to meet special requirements in the yard. This paper deals with numerical analysis of dynamic behavior of the forced steering truck, in which running stability and the lateral force are examined, considering the wheelbase, the running speed, the longitudinal stiffness caused by the link mechanism, steering link stiffness and the leverage ratio. Results show that it is disadvantageous for both the running stability and the curving behavior to use a short wheelbase, and that the decrease of the steering link stiffness and the increase of the running speed also have disadvantageous effects on the curving performance. It is important for trade-off between the running stability and the curving behavior to select proper values for the longitudinal stiffness of the link mechanism and the leverage ratio.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Stability, Eigenvalue Analysis, Numerical Simulation, Forced Steering Truck, Curve Negotiation, Wheel/Rail Lateral Force

1. 緒 言

一般に鉄道車両の曲線通過時には、横圧およびレール・車輪フランジの摩耗が問題となる。この問題を解決する方法として、強制操舵台車の適用が報告されている⁽¹⁾⁽²⁾。一方、工場等の構内急曲線を走行する重量積載の産業用車両においても、このような傾向が著しく現れる場合があり、そこでも対策として強制操舵台車の応用が考えられている。しかし、このような構内専用の重量積載車両の中には、構内運行での特殊用途により輪軸間距離(以下では軸距という)が短く構成されているため、軸ばねを取付けるための軸箱支持スペースがとれない車両が存在する。このような車両は軸箱が台車枠に直接取付けられた構造となっており、操舵を行うことが困難である。そこで、この問題を解決するため、わずかなスペースで軸箱を支持することのできるリンク式軸箱支持機構をもつ強制操舵台車が提案された⁽³⁾。この台車は、釣りリンクおよび押しリンク

と呼ばれるリンク機構により台車前後の軸箱が支持されており、その軸箱を操舵リンクで連結することにより操舵を可能としている。しかし、このような特殊な軸箱支持機構をもつ台車はこれまでになく、このような台車の運動特性については把握されていない。

そこで本研究では、上記のリンク式軸箱支持機構を採用した重量積載車両用強制操舵台車について、特殊用途による制限の有無によって想定される二つの軸距に着目し、各車両パラメータが走行安定性と曲線通過性能の二つの運動特性に及ぼす影響について、固有値解析および数値シミュレーションにより検討を行う。

2. 強制操舵台車を有する 重量積載車両のモデル化

2.1 記号の説明 本報で用いるおも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, W は輪軸を表し, n は台車番号 $1 \sim 2$, i は輪軸番号 $1 \sim 4$, 以下も同じ)

$\phi_B, \phi_{Tn}, \phi_{wi}$: ヨー角変位

ϕ_B, ϕ_{Tn} : ロール角変位

θ_{Ln} : 操舵リンクの回転角

m_B, m_H : 車体, 積載物の質量

* 1994年9月21日 東北支部石巻地方講演会および1994年12月7日 鉄道技術連合シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 1994年11月18日。

*¹ 正員, 新潟大学工学部(〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050)。

*² 学生員, 新潟大学大学院。

*³ 正員, (株)東芝(〒183 府中市東芝町1番地)。

- m_{BH} : 車体と積載物の総合質量 ($=m_B+m_H$)
- m_T, m_w, m_L : 台車枠, 輪軸, 操舵リンクの質量
- k_{2x}, k_{2y}, k_{2z} : 枕ばねの前後, 左右, 上下剛性
- c_{2y}, c_{2z} : 枕ばねの左右, 上下減衰係数
- k_1, k_{wx}, k_{wy} : 1輪軸当たりの軸ばね上下剛性, 軸箱前後および左右支持剛性
- c_1 : 1輪軸当たりの軸ばねダンパの減衰係数
- k_{LU}, k_{LL} : 上部および下部操舵リンクばねの剛性
- 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
- i_L : 操舵リンクの慣性半径
- $2b, 2b_1, 2b_2, 2b_3$: 車輪-レール間接触点, 軸ばね, 枕ばね, 操舵リンクの左右間隔
- b_s : 心皿回転摩擦力の等価的左右間隔の半分
- b_f : 輪軸中心からフランジ接触点の左右間隔
- l_{LU}, l_{LL} : 操舵機構垂直レバーの台車取付位置から上部および下部操舵リンクまでの距離
- $2l_T, 2a$: 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 : 台車枠重心から枕ばね中心までの高さ
- h_{AB} : 枕ばね中心から車体重心までの高さ
- r, γ : 車輪の転動半径, 踏面のこう配
- δ : フランジ遊間
- $\mu_s, 2W$: 心皿の摩擦係数, 荷重 ($W=m_{BH}g/4$, g は重力加速度)
- k_R : レールの有効横剛性
- f_{ji} : 飽和を考慮した非線形クリープ係数 ($j=1$: 縦, 2 : 横)
- P : 輪重 [$=(m_{BH}+2m_T+2m_L+4m_w)g/8$]
- 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)
- $F_{CFB}, F_{CFTn}, F_{CFwi}$: 車体, 台車枠, 輪軸に作用する遠心力
- F_{Ri}, F_{Fi} : レール反力, フランジ摩擦力
- R_i, S_i : 各輪軸位置における曲線半径, スラック

2・2 重量積載車両用強制操舵台車

図1にリンク式の軸箱支持機構をもつ強制操舵台車を示す。この台車は、軸箱の支持に釣りリンクと押しリンクの組合せからなるリンク式軸箱支持機構を採用することにより、わずかなスペースで軸箱を支持することを可能としている。これにより、軸箱支持スペースの制限を受ける重量積載車両に対しても操舵機構の付加が可能となる。この軸箱支持機構は、その構造上、釣りリンク側には軸箱を中心位置に戻そうとする復元力が作用し、また、押しリンク側には軸箱の変位をさらに大きくする不安定力が作用する。それぞれ単独では操舵の妨げとなる力であるが、両者を操舵リンクで連結することにより、互いの力が相殺され、操舵を容易なものとしている。この台車の操舵方式は、一般的な強制操舵台車と同様であり、台車が回転することで操舵リンクが台車枠上の支点を中心に回転し、その回転角に応じた操舵角が操舵リンクを介して輪軸に伝えられるポギー角連動式と呼ばれるものである。

2・3 モデル化

釣りリンク側のリンク式軸箱支持機構の概略を図2に示す。軸箱が x_{HL} だけ変位したときの支持リンクのなす角度を $\theta \approx x_{HL}/l_{HL}$ とし、ここに上下方向の荷重 P_v が作用したとすると、軸箱には図2中のベクトル図に示す復元力 $P_v \tan \theta$ が作用する。この復元力から軸箱の変位 x_{HL} に対する軸箱の前後支持剛性 k_{HL} が次式で与えられる。

$$k_{HL} = P_v \tan(x_{HL}/l_{HL})/x_{HL} \approx P_v/l_{HL} \dots \dots \dots (1)$$

また、押しリンク側の不安定力もこれと同様な考えで負の軸箱前後支持剛性 k_{CL} として表すことができる。

$$k_{CL} \approx -P_v/l_{CL} \dots \dots \dots (2)$$

これら二つの前後支持剛性を用いることにより次式で表される等価的な軸箱前後支持剛性 k_{wx} が前・後両軸

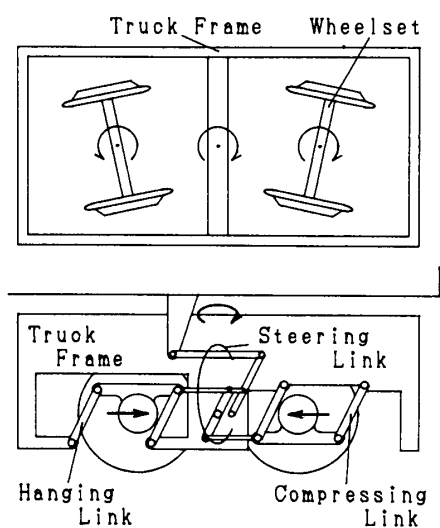


図1 重量積載車両用強制操舵台車

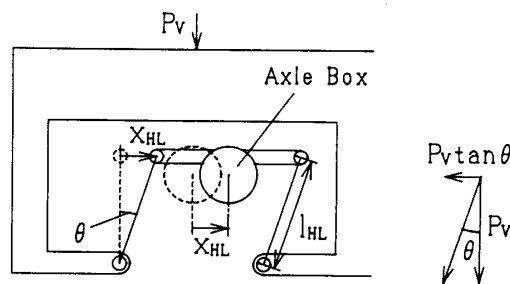


図2 リンク式軸箱支持機構(釣りリンク側)

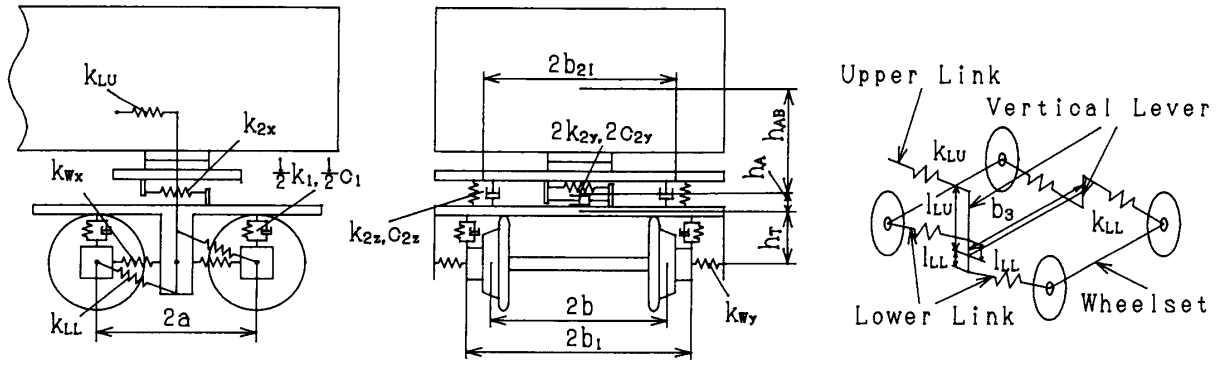


図3 強制操舵台車を備えた重量積載車両

に等しく作用すると考えることができる。

$$k_{wx} = (k_{HL} + k_{CL})/2 \dots\dots\dots (3)$$

したがって、てこ長さ l_{HL} と l_{CL} が等しい場合は $k_{wx} = 0$ となる。ここでは、 $k_{wx} = 0$ を検討の基本値とする。

リンク式軸箱支持機構を備えた強制操舵台車のモデル化を図3に示す。リンク式の軸箱支持機構は式(3)の k_{wx} を用いることにより一般的な一次ばね系としてモデル化できる。モデルの運動自由度は、車体と前後の台車でそれぞれ左右動、ヨー、ロール、4本の輪軸で左右動とヨー、そして前・後台車における操舵レバーの回転角の計19自由度である。また、実際の走行条件である積載状態を考慮して、車体と積載物の総合質量 m_{BH} を用いて検討を行う。

2.4 曲線走行の影響 曲線走行シミュレーション

では座標系を軌道中心に沿ってとるため、車体-台車間および台車-輪軸間の静的相対ヨー角を考慮する必要がある。また、軌道中心位置に対する内・外軌側の速度差のため、内軌側で $-b/R_i$ 、外軌側で b/R_i の縦滑り率が考慮される。

緩和曲線中での各輪軸位置における曲率 $1/R_i$ およびスラック S_i の変化は次式で表される。

$$1/R_i = [\sin(x_i/X_{rc} - 1/2)\pi + 1]/2R_0 \dots\dots\dots (4)$$

$$S_i = S_0[\sin(x_i/X_{rc} - 1/2)\pi + 1]/2 \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 R_0 、 S_0 は定常円曲線内での曲線半径およびスラック、 x_i は各輪軸の緩和曲線入口からの x 軸方向の距離、 X_{rc} は緩和曲線長を表す。台車枠重心位置における曲線半径は前・後輪軸における値の平均値 R_{Tn} とし、車体重心位置における値は、全軸の平均値 R_B とする。これにより各質量に対する遠心力は次式で表される。

$$F_{CFB} = m_{BH}v^2/R_B, \quad F_{CFTn} = m_{TV}v^2/R_{Tn}, \\ F_{CFwi} = m_w v^2/R_i \dots\dots\dots (6)$$

2.5 非線形要素 曲線走行の数値シミュレーション

を行う際には以下の非線形要素⁽⁴⁾⁽⁵⁾が考慮され

る。

(1) 台車旋回抵抗モーメント 本台車は大径心皿方式であり、台車の旋回に対しては、心皿部の摩擦モーメント $M_s (= 2b_s \mu_s W)$ と枕ばねの前後剛性 k_{2x} によるモーメントが直列に抵抗モーメント M_{Tn} として作用する。

(a) 心皿の滑りがない場合

$$M_{Tn} = 2k_{2x}b_{2x}^2 \Delta\phi_{bn} \dots\dots\dots (7)$$

$$\Delta\phi_{bn} = [\phi_{Tn} - 2l_T/(R_i + R_{(i+1)})] - \phi_B - \phi_{Sn}$$

ここで、 $\Delta\phi_{bn}$ は枕ばねのヨーたわみ角、 ϕ_{Sn} は心皿の滑り角である。このとき $|M_{Tn}| \leq M_s$ の関係がある。また、 $n=1$ では $i=1$ 、 $n=2$ では $i=3$ を用いる。

(b) 心皿の滑りがある場合

$$M_{Tn} = \pm M_s \dots\dots\dots (8)$$

このとき、枕ばねのヨーたわみ角は式(9)に示す最大値となる。

$$\Delta\phi_{bmax} = M_s/2k_{2x}b_{2x}^2 \dots\dots\dots (9)$$

(2) 車輪・レール間のクリープ力 クリープ力飽和特性として指数1.5のLévi-Chartetの式⁽⁶⁾を使用する。これにより、クリープによる横方向の力 T_{wyi} とヨー方向のモーメント M_{wzi} は次式となる。

$$T_{wyi} = -2f_{2i}(\dot{y}_{wi}/v - \phi_{wi}) \dots\dots\dots (10)$$

$$M_{wzi} = -2f_{1i}[(\gamma b/r)y_{wi} + (b^2/v)\dot{\phi}_{wi} - b^2/R_i] \dots\dots\dots (11)$$

(3) フランジ反力 輪軸の左右変位がフランジ遊間 δ とスラック S_i (内軌側に付加) からなる可動範囲を超えると、車輪フランジがレール側面と接触し、レール反力 F_{Ri} とフランジ摩擦力 F_{Fi} ⁽⁷⁾ が発生する。レール反力は次式で与えられる。

(a) 右回り曲線

$$\left. \begin{aligned} F_{Ri} &= k_R(y_{wi} - \delta) && : y_{wi} > \delta \\ F_{Ri} &= k_R(y_{wi} + \delta + S_i) && : y_{wi} < -\delta - S_i \\ F_{Ri} &= 0 && : -\delta - S_i \leq y_{wi} \leq \delta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

(b) 左回り曲線

$$\left. \begin{aligned} F_{Ri} &= k_R(y_{wi} - \delta - S_i) & : y_{wi} < \delta + S_i \\ F_{Ri} &= k_R(y_{wi} + \delta) & : y_{wi} > -\delta \\ F_{Ri} &= 0 & : -\delta \leq y_{wi} \leq \delta + S_i \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

また、フランジ摩擦力はフランジ角度 α の場合、次式で与えられる。

$$F_{Fi} = \mu |F_{Ri}| \sin \alpha \dots\dots\dots (14)$$

2・6 運動方程式 図3に示した車両の解析モデルから次の運動方程式が導出される。ここで、

$$D = d/dt, \quad D^2 = d^2/dt^2, \quad J_{Bz} = m_{BH} i_{Bz}^2, \quad J_{Bx} = m_{BH} i_{Bx}^2, \\ J_{Tz} = m_T i_{Tz}^2, \quad J_{Tx} = m_T i_{Tx}^2, \quad J_{Wz} = m_W i_{Wz}^2, \quad J_L = m_L i_L^2$$

である。

車体の左右動, ヨー, ロールに関する三つの式

$$m_{BH} D^2 y_B + 2(k_{2y} + c_{2y} D)[2y_B + 2h_{AB} \phi_B - y_{T1} - y_{T2} + h_A(\phi_{T1} + \phi_{T2})] = F_{CFB} \dots\dots\dots (15)$$

$$J_{Bz} D^2 \phi_B + 2l_T(k_{2y} + c_{2y} D)[2l_T \phi_B - y_{T1} + y_{T2} + h_A(\phi_{T1} - \phi_{T2})] \\ + k_{LU} b_3^2 \{2\phi_B + l_{LU} \theta_{L1}/b_3 + l_{LU} \theta_{L2}/b_3 - [\phi_{T1} - 2l_T/(R_1 + R_2)] - [\phi_{T2} + 2l_T/(R_3 + R_4)]\} = M_{T1} + M_{T2} \\ \dots\dots\dots (16)$$

$$J_{Bx} D^2 \phi_B + 2h_{AB}(k_{2y} + c_{2y} D)[2y_B + 2h_{AB} \phi_B - y_{T1} - y_{T2} + h_A(\phi_{T1} + \phi_{T2})] \\ + 2b_2^2(k_{2z} + c_{2z} D)(2\phi_B - \phi_{T1} - \phi_{T2}) = 0 \dots\dots\dots (17)$$

2台車の左右動, ヨー, ロールに関する六つの式,

$$m_T D^2 y_{Tn} - 2(k_{2y} + c_{2y} D)(y_B \pm l_T \phi_B + h_{AB} \phi_B - y_{Tn} + h_A \phi_{Tn}) \\ + 2k_{Wy}(2y_{Tn} + 2h_T \phi_{Tn} - y_{wi} - y_{w(i+1)}) = F_{CFn} \dots\dots\dots (18)$$

$$J_{Tz} D^2 \psi_{Tn} + 2k_{Wx} b_1^2 [2\psi_{Tn} - (\psi_{wi} - a/R_i) - (\psi_{w(i+1)} - a/R_{(i+1)})] \\ + 2k_{Wz} a(2a\psi_{Tn} - y_{wi} + y_{w(i+1)}) + 2k_{LL} b_3^2 [2\psi_{Tn} - (\psi_{wi} - a/R_i) - (\psi_{w(i+1)} - a/R_{(i+1)})] \\ - k_{LU} b_3^2 \{\phi_B + l_{LU} \theta_{Ln}/b_3 - [\psi_{Tn} \mp 2l_T/(R_i + R_{(i+1)})]\} = -M_{Tn} \dots\dots\dots (19)$$

$$J_{Tx} D^2 \phi_{Tn} + 2h_A(k_{2y} + c_{2y} D)(y_B \pm l_T \phi_B + h_{AB} \phi_B - y_{Tn} + h_A \phi_{Tn}) \\ - 2b_2^2(k_{2z} + c_{2z} D)(\phi_B - \phi_{Tn}) + 2k_{Wy} h_T(2y_{Tn} + 2h_T \phi_{Tn} - y_{wi} - y_{w(i+1)}) + 2b_1^2(k_1 + c_1 D)\phi_{Tn} = 0 \\ \dots\dots\dots (20)$$

ここで、1位台車には $n=1, i=1, \pm$ および \mp の上号を、2位台車には $n=2, i=3, \pm$ および \mp の下号を用いる。

4輪軸の左右動, ヨーに関する八つの式

$$m_W D^2 y_{wi} - 2k_{Wy}(y_{Tn} + h_A \phi_{Tn} \pm a\psi_{Tn} - y_{wi}) = T_{Wyi} - F_{Ri} + F_{CFn} \dots\dots\dots (21)$$

$$J_{Wz} D^2 \psi_{wi} - 2k_{Wx} b_1^2 [\psi_{Tn} - (\psi_{wi} \mp a/R_i)] - 2k_{LL} b_3^2 [\psi_{Tn} \pm l_{LL} \theta_{Ln}/b_3 - (\psi_{wi} \mp a/R_i)] = M_{Wzi} \pm b_F F_{Fi} \\ \dots\dots\dots (22)$$

ここで1位、2位輪軸($i=1, 2$)では $n=1$ 、3位、4位輪軸($i=3, 4$)では $n=2$ となる。式(21)の \pm 、式(22)左辺の \mp については、 $i=1, 3$ で上号、 $i=2, 4$ で下号であり、式(22)左辺第3項の \pm のみ $i=1, 4$ で上号、 $i=2, 3$ で下号を用いる。また、式(22)右辺の \pm 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ときに上号、左側車輪のときに下号を用いる。

操舵リンクの回転角に関する式

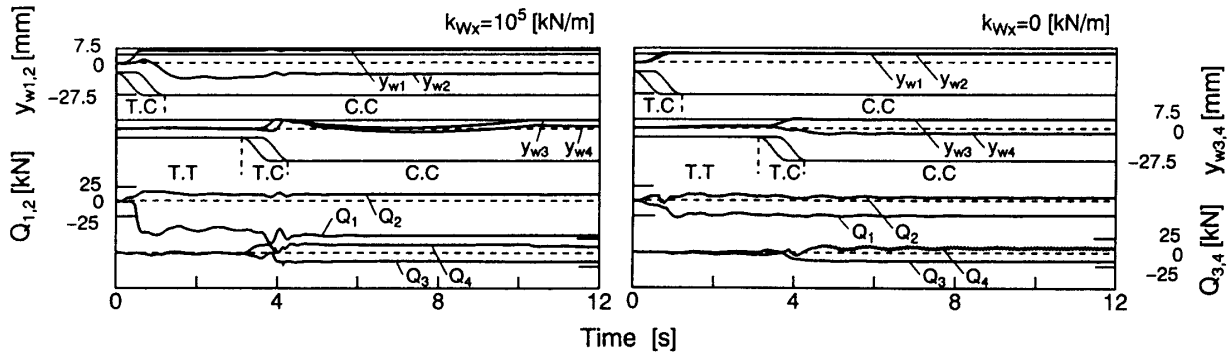
$$J_L D^2 \theta_{Ln} + k_{LU} l_{LU} b_3 \{\phi_B + l_{LU} \theta_{Ln}/b_3 - [\psi_{Tn} \mp 2l_T/(R_i + R_{(i+1)})]\} \\ + 2k_{LL} l_{LL} b_3 [2l_{LL} \theta_{Ln}/b_3 \mp (\psi_{wi} - a/R_i) \pm (\psi_{w(i+1)} + a/R_{(i+1)})] = 0 \dots\dots\dots (23)$$

ここで1位台車には $n=1, i=1, \pm$ および \mp の上号を、2位台車には $n=2, i=3, \pm$ および \mp の下号を用いる。

計算で使用した車両諸元の基本値は以下の値である。

$$m_B = 80.4 \text{ t}, \quad m_H = 50 \text{ t}, \quad m_T = 4.72 \text{ t}, \quad m_W = 3.57 \text{ t}, \quad m_L = 1.00 \text{ t}, \quad i_{Bz} = 4.67 \text{ m}, \\ i_{Bx} = 1.06 \text{ m}, \quad i_{Tz} = 0.98 \text{ m}, \quad i_{Tx} = 0.84 \text{ m}, \quad i_{Wz} = 0.69 \text{ m}, \quad k_1 = 22.8 \text{ MN/m}, \\ k_{Wy} = 3.92 \text{ MN/m}, \quad k_{Wx} = 0.0 \text{ MN/m}, \quad k_{2z} = 17.9 \text{ MN/m}, \quad k_{2y} = 17.9 \text{ MN/m}, \quad k_{2z} = 20.0 \text{ MN/m}, \\ k_{LU} = 2\,675 \text{ MN/m}, \quad k_{LL} = 321 \text{ MN/m}, \quad c_1 = 140.8 \text{ kN}\cdot\text{s/m}, \quad c_{2y} = 120 \text{ kN}\cdot\text{s/m}, \quad c_{2z} = 126.6 \text{ kN}\cdot\text{s/m}, \\ b = 0.766 \text{ m}, \quad b_1 = 1.04 \text{ m}, \quad b_2 = 0.58 \text{ m}, \quad b_3 = 1.24 \text{ m}, \quad b_s = 0.115 \text{ m}, \quad b_F = 0.75 \text{ m},$$

V=15 [km/h] $\delta=7.5$ [mm] R=140 [m] Slack=20 [mm]



(a) 操舵なし

(b) 操舵あり

図4 シミュレーション結果の例

$l_{LU}=0.56$ m, $l_{LL}=0.174$ m, $l_T=6.5$ m,
 $a=0.72$ m, $h_T=0.083$ m, $h_A=0.067$ m,
 $h_{AB}=1.52$ m, $r=0.43$ m, $\gamma=0.1$, $\mu=0.2$,
 $\mu_s=0.06$, $k_R=19.6$ kN/m, $P=19.3$ t

線形のクリーブ係数 f_j は文献(8)のCarterおよびCainの式

$$f_{j[\text{kgt}]} = 465 \sqrt{r_{[\text{mm}]} P_{[\text{kgt}]}} \dots \dots \dots (24)$$

を用いて, $f_1=f_2=13.2$ MN を使用する。

3. 数値解析

3.1 走行安定性 走行安定性は固有値解析により検討する。ただし、固有値解析は線形計算であるため2.3節で述べた曲線の影響と2.4節の非線形要素は考慮しない。走行安定性の評価は、モデルの運動自由度に対応する各振動モードの固有値 $\lambda_m = \alpha_m + j\omega_m$ から算出される減衰比 ζ_m によって行われる。

$$\zeta_m = -\alpha_m / \sqrt{\alpha_m^2 + \omega_m^2} \quad (m=1 \sim 19) \dots \dots \dots (25)$$

この ζ_m が負の値をとる場合、そのモードは不安定であることを示す。検討の対象としては、低速から不安定化の可能性がある車体の上心ロール ϕ_{BU} 、下心ロール ϕ_{BL} 、ヨー ϕ_B の三つの振動モードを取扱う。

3.2 曲線通過性能 曲線通過性能は曲線走行の数値シミュレーションにより検討する。図4(a)、(b)に曲線通過シミュレーションの一例を示す。図4(a)は従来形の操舵がない場合のものであり、図4(b)は強制操舵機構が付加された場合である。速度は構内での標準とされる15 km/h、軌道条件は、曲線半径140 m、フランジ遊間7.5 mm、スラック20 mmである。図4(a)、(b)はそれぞれ第1輪軸から第4輪軸までの各輪軸の左右変位と横圧の関係を示したものである。 y_{w1} から y_{w4} は各輪軸の左右変位であり、 Q_1 から

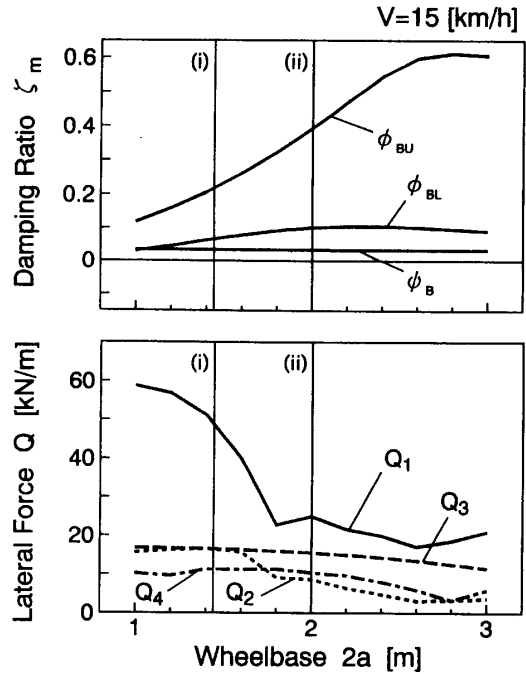


図5 軸距が減衰比と横圧に及ぼす影響

Q_4 は同様に各輪軸の横圧 ($Q_i = F_{Ri} - T_{Wvi}/2$) を示す。各輪軸は直線軌道(T.T)、緩和曲線(T.C)、定常円曲線(C.C)の三つの区間を通過する。図4(a)と(b)を比較すると、強制操舵による横圧の低減は第1輪軸において顕著であり、操舵なしの場合の第1輪軸の横圧 Q_1 に対し、操舵ありの場合は大幅に減少している。また、他の輪軸でもわずかではあるが、横圧の低減が見られ、横圧の低減によって強制操舵が有効であることが示される。

4. 計算結果

4.1 軸距2aの影響 図5の上図は車体の各振動モードの減衰比 ζ_m に対する軸距2aの影響を示し

たものである。3 m までの軸距の増加に対し ζ_m は増加し、約 2.6 m で一定の値になる。特に上心ロール ϕ_{BU} のモードでその増加傾向は強くなっている。図 5 下図は軸距を変化させてシミュレーションを行ったときの定常円曲線内での各輪軸の最大横圧の絶対値をまとめたものである。軸距の影響は第 1 輪軸において顕著であり、軸距の増加に伴い軸距の短い範囲では、横圧の急激な減少が見られ、その後は緩やかに減少する。しかし、軸距が約 2.6 m を超えて大きくなると逆に横圧は増加する傾向が見られる。

以下の計算では、本研究で対象としている軸距が短い場合の (i) $2a=1.44$ m と、軸距の支持にリンク式ではなく軸ばね式の軸箱支持機構を採用することのできる (ii) $2a=2.00$ m の強制操舵台車について検討する。

4.2 軸箱前後支持剛性 k_{wx} の影響 図 6 上図は、車体の各振動モードの減衰比 ζ_m に対する軸箱前後剛性 k_{wx} の影響を示したものである。リンク式軸箱支持機構で基本値とみなされる $k_{wx}=0$ の場合には不安定化するモードは存在しない。さらに、 k_{wx} が負の値になってもある程度までは安定性が保たれる。これは、軸箱が k_{wx} のみでなく操舵リンクばねとの総合剛性によって支持されていることに起因する。図 6 下図は、横圧が最も大きい第 1 輪軸 Q_1 に対する k_{wx} の影響をまとめたものである。リンク式の軸箱支持機構で基本とみなせる $k_{wx}=0$ の値において、軸距 $2a$ の短い場合、第 1 輪軸の横圧低減は小さいものとなってい

る。しかし、 k_{wx} の値がわずかに負の値になると、軸距の短い場合でも横圧が大きく減少し操舵効果が現れる。

4.3 操舵リンク剛性 k_{LU} の影響 図 7 は車体の各振動モードの減衰比 ζ_m および第 1 輪軸の横圧 Q_1 に対する操舵リンク剛性 k_{LU} の影響を示したものである。一般にある程度までの k_{LU} の増加は操舵効果を向上させる。走行安定性については、 k_{LU} が小さい場合は上心ロール ϕ_{BU} および下心ロール ϕ_{BL} のモードが不安定になるが、 k_{LU} が 100 から 10 000 kN/m まで増加するとかなりの減衰比の上昇が見られる。さらに、 k_{LU} がそれ以上の値になると、どちらもほぼ一定になる。また、ヨー ϕ_B のモードに対しては k_{LU} の影響は小さい。横圧に対する k_{LU} の影響としては、軸距 $2a$ が長い場合では k_{LU} が 100 から 1 000 kN/m の範囲で横圧は減少し、それ以上の範囲ではほぼ一定値を示すが、軸距の短い場合には、 k_{LU} の影響は小さく k_{LU} が増加してもあまり横圧の減少は見られない。これは、軸距が長い場合には、前軸に作用するレール反力によるモーメントが大きくなり、台車の旋回、さらに、輪軸の操舵が容易になるものと考えられる。なお、軸距の大小によらず k_{LU} をある程度 (10^5 kN/m) 以上大きくとれば ζ_m および Q_1 がほぼ一定となることが示される。

4.4 てこ比 l_{LL}/l_{LU} の影響 車体の各振動モードの減衰比 ζ_m および第 1 輪軸の横圧 Q_1 に対する操舵リンクのてこ比 l_{LL}/l_{LU} の影響を図 8 に示す。てこ比が大きくなるほど操舵角が大きくなり、操舵効果が向

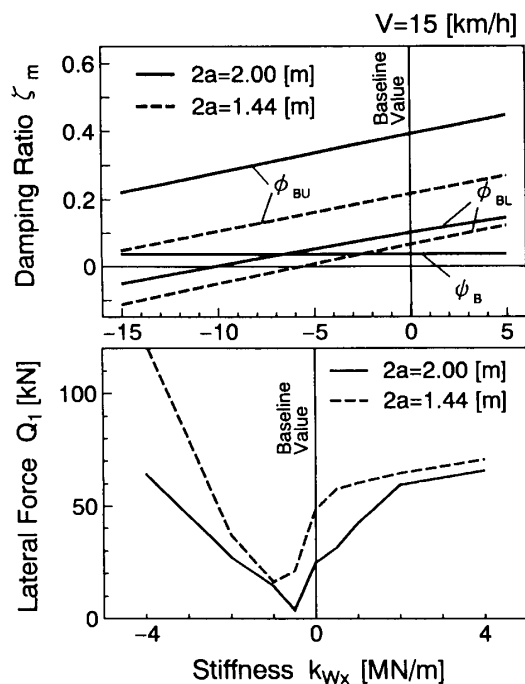


図 6 軸箱前後剛性が減衰比と横圧に及ぼす影響

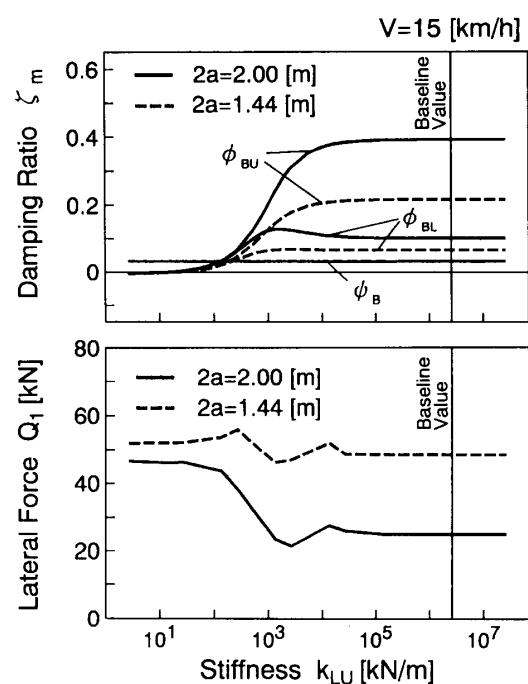


図 7 操舵リンク剛性が減衰比と横圧に及ぼす影響

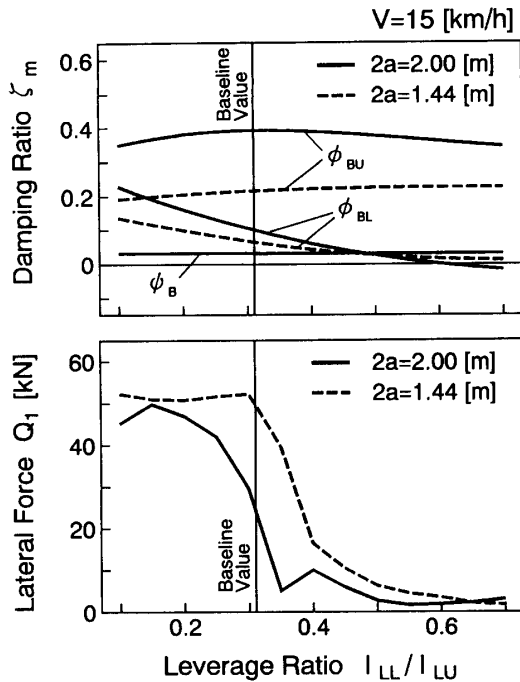


図 8 リンク比が減衰比と横圧に及ぼす影響

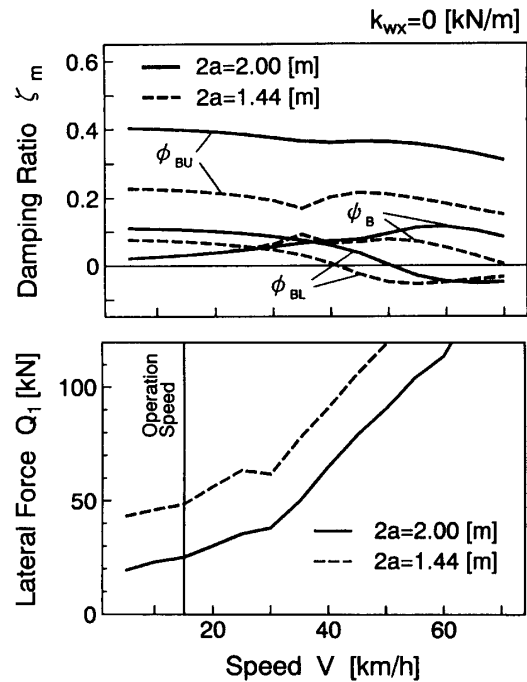


図 9 走行速度が減衰比と横圧に及ぼす影響

上する。走行安定性に対するこの影響としては、 l_{LL}/l_{LU} の上昇に伴い、特に下心ロール ϕ_{BL} のモードで不安定化の傾向が示される。また、曲線通過性能に対しては、 l_{LL}/l_{LU} の値が0.3~0.4の範囲で横圧の急激な減少が示される。なお、さらにリンク比を上げると他の輪軸のほうで横圧が大きい状態になる。

以上により、 l_{LL}/l_{LU} は走行安定性と曲線通過性能に相反する影響を与えるものであり、 l_{LL}/l_{LU} の選択が走行安定性と曲線通過性能のトレードオフにとって非常に重要であることが示される。また、検討で用いた基本値の場合、特に軸距の短い場合に横圧がかなり大きいままであるため、安定性が保たれる範囲で l_{LL}/l_{LU} を増加させることが望ましい。

4.5 速度 V の影響 車体の各振動モードの減衰比 ζ_i に対する速度 V の影響を図9上図に示す。速度の増加に対し上心ロール ϕ_{BU} と下心ロール ϕ_{BL} のモードの減衰比は減少傾向を示し、特に ϕ_{BL} のモードは軸距 $2a$ の短い台車で40 km/h、長い台車で50 km/hの速度で不安定化する。つまり、ここでも軸距の短い台車の安定性は低いことが示される。また、横圧に対する速度の影響を図9下図に示す。構内での標準運行速度15 km/hを超えて30 km/h程度までは操舵効果により、横圧の増加傾向は緩やかであるが、それ以上の速度になると遠心力の影響により操舵効果が打消され横圧の増加傾向が強くなるが示される。

5. 結 言

リンク式軸箱支持機構を採用した強制操舵台車の運動特性について検討を行い、以下の結果を得た。

(1) 検討の範囲内において輪軸間距離の長い場合、操舵機構の付加は、走行安定性の向上および横圧低減に効果が認められるが、輪軸間距離が短くなると走行安定性が低下し、横圧も増大する傾向がある。

(2) 操舵リンクばねの剛性があるため、軸箱支持の等価剛性 k_{wx} が負の値、つまり軸箱支持の押しリンクによる不安定力がある程度まで大きな状態になっても走行は不安定化しない。また、 $k_{wx}=0$ の場合、軸間距離の短い強制操舵台車は横圧の低減効果があまり見られないが、 k_{wx} がわずかに負の値になることで操舵効果が現れる。

(3) 上部操舵リンク剛性 k_{LU} の増加に伴い減衰比は上昇し、横圧は低下するが、 k_{LU} の値をある程度以上に大きくしても、さらに特性の改善にはならない。

(4) l_{LL}/l_{LU} は走行安定性と曲線通過性能に相反する影響を与えるものであり、 l_{LL}/l_{LU} の選択は走行安定性と曲線通過性能のトレードオフにとって重要である。

(5) 走行速度の向上に伴い下心ロール ϕ_{BL} が不安定化する傾向があり、横圧も増大する。

文 献

- (1) 米田・広沢, 機論, 59-564, C(1993), 230.
 - (2) 松尾・佐藤・石黒, 機構論, No. 930-42(1993), 500.
 - (3) 斎間, 特許公報, B 61 F 5/00, 7 PA 912012, (1991-76266).
 - (4) 谷藤, 機論, 55-512, C(1989), 940.
 - (5) 弘津・ほか3名, 機論, 49-446, C(1983), 1845.
 - (6) 松井, P-SC 64 分科会報告, No. 335(1984-10), 32.
 - (7) 松井, 東急車両技報, 37(1984), 2.
 - (8) 谷口編, 振動工学ハンドブック, (1976), 1160, 養賢堂.
-