

強制操舵方式による機関車用三軸台車の曲線通過*

谷 藤 克 也^{*1}, 鈴 木 剛 史^{*2}, 斎 間 亨^{*3}Curving Behavior of a Locomotive
with Forced Steering Three-Axle Trucks

Katsuya TANIFUJI, Takefumi SUZUKI and Toru SAIMA

The speed-up on railway tends to require higher powered and heavier locomotives, thus two three-axle trucks or three two-axle ones are needed for the heavy locomotive to meet the limitation to axle load. Here, it is beneficial for heavy locomotives to employ forced steering trucks to reduce the lateral force between the wheel and rail during curve negotiation. This paper deals with numerical analysis about curving behavior and running stability of the forced steering three-axle trucks. In the analysis, wheel lateral forces and the critical speed for stable running are examined parametrically varying leverage ratio and stiffness in the steering link, wheel tread conicity and wheelset supporting stiffness. In addition, the possibility for improving the critical speed is investigated. The results show that the proper value for the leverage ratio changes with curve radius, and that higher leverage ratio can make the running stability worse under large steering link stiffness. It is also shown that the proper tuning of the wheelset supporting stiffness increases the critical speed keeping the lower lateral force brought by the forced steering mechanism.

Key Words: Railway, Stability, Critical Speed, Numerical Simulation, Eigenvalue Analysis, Curve Negotiation, Wheel/Rail Lateral Force, Forced Steering, Locomotive, Three-Axle Truck

1. はじめに

近年の鉄道における貨物輸送の高速化は機関車の高出力を必要とし、その大形化と重量化につながっている。この場合、車輪軸荷重の制限から1車両で6軸を有する形式が採用されている。この際、二軸台車を3台使用する方法(B-B-B形式)と三軸台車を2台使用する方法(C-C形式)を考えられるが、これまで車輪・レール間の横圧低減の目的からB-B-B形式が採用される傾向にある。すなわち、C-C形式機関車の曲線通過時においては三軸台車の長い軸間距離に起因する横圧の発生およびレールと車輪フランジの摩耗が問題となり、不利な状況にある。一方、B-B-Bによる3台車形式では、電気機器の搭載スペースを床下に確保することができない。トランクなどの重い電気機器は、車体重心高さの面からも床下に配置することが望ましい。もし、横圧が二軸台車と同等か、またはより少ない三軸台車ができるのであれば、床下スペースを有効に利用でき、特に交流または交直流型のようにト

ランクを必要とする機関車では重心高さでも有利になることが考えられる。

曲線通過時における横圧低減方策の一つに、強制操舵台車の適用がある^{(1)~(4)}。三軸台車でも操舵機構の付加によって二軸台車と同等以下に横圧の低減が可能となれば、2台車形式の採用により床下スペースを活用することができる。すでに、このような強制操舵式三軸台車について特定の曲線半径($R=300\text{ m}$)を対象に横圧の低減効果と走行安定性を検討し、その可能性を示した⁽⁵⁾。本報では、実際の営業線上にある多様な半径の曲線区間を想定し、強制操舵台車の横圧低減効果を広範な曲線半径にわたって比較、検討する。併せて、だ行動限界速度の向上と横圧低減効果の関係を把握し、三軸強制操舵台車設計の基礎資料を得ることを目的とする。

記号の説明

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_{Wi} : 左右動変位(添字 B は車体, T は台車,

W は車軸を表し, n は台車番号で前位より 1~
2, i は輪軸番号で前位より 1~6 を表す。以
下も同様である)

$\phi_B, \phi_{Tn}, \phi_{Wi}$: ヨー角変位

* 原稿受付 1997年3月7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、東芝トランスポートエンジニアリング(株)(☎ 183 府
中市晴見町 2-24-1).

m_B, m_T, m_W : 車体, 台車枠, 輪軸の質量
 k_{wx}, k_{wy} : 両端軸の一軸箱当たりの前後および左右支持剛性
 k_{wxm}, k_{wym} : 中間軸の一軸箱当たりの前後および左右支持剛性
 k_{LU} : 操舵リンク上部ばね剛性
 l_{LU}, l_{LL} : 操舵リンク上部および下部てこ長さ
 $2l_T$: 台車中心間距離
 $2a$: 台車両端の軸間距離
 $2b$: 車輪・レール間接触点の左右間隔
 r, γ : 車輪の転動半径, 踏面こう配
 δ, α : フランジ遊間, フランジ角度
 μ : 車輪・レール間の摩擦係数
 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
 $(j=1: 縦, j=2: 横)$
 T_{wyi}, M_{wzi} : クリープによる横方向の作用力, ヨー一方向のモーメント
 F_{Ri}, F_{Fi} : レール反力, フランジ摩擦力
 Q_i : 各輪軸におけるフランジ接触側車輪の横圧
 $F_{CFB}, F_{CFTn}, F_{CFWi}$: 車体, 台車枠, 輪軸に作用する遠心力
 F_{CB}, F_{CTn}, F_{CWI} : 車体, 台車枠, 輪軸に作用するカントによる重力の横方向成分
 R_{wi}, S_{wi}, C_{wi} : 各輪軸位置における曲線半径, スラック, カント
 v, V : 行走速度(秒速および時速)
 g : 重力加速度

2. 三軸台車の操舵機構

図1にボギー角運動式による三軸台車用操舵機構⁽⁶⁾の一例を示す。この操舵方式は、曲線通過の際に生ずる車体・台車間の相対回転角(ボギー角)を利用し、輪

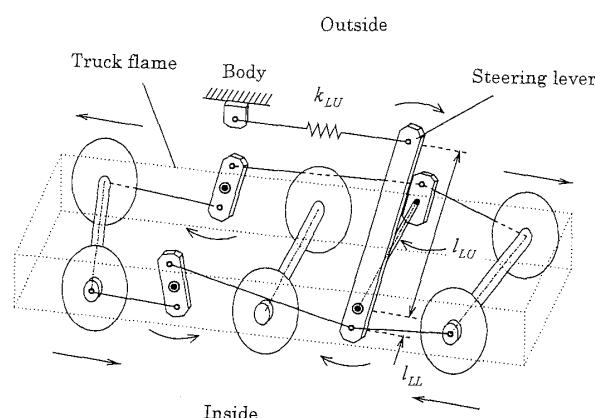


Fig. 1 Steering mechanism for three-axle truck

軸が曲線の半径方向を向く、いわゆるラジアル姿勢をとるようリンク機構を介して台車内先頭と後尾の両端軸を操舵するものである。すなわち、前後の台車両端軸では外軌側車輪の間隔が拡大し、内軌側車輪のそれは縮小する。本報では、図1のように台車内の前後両端軸のみを操舵機構で操舵し、中間軸については左右および前後方向の軸箱支持剛性の調整だけを前提として検討を進める。ここでは、主電動機の装架に釣掛け式を採用し、台車枠側ノーズ受け部に可とう性の継手装置を用いることにより、電動機軸と車軸の平行性を保つことができる。なお、台車の回転中心は前後および左右方向でそれぞれ台車に作用する力のモーメントが釣合う点であり、ほぼ台車中心位置に相当する。ここで、車体側中心ピンと中間軸の干渉を避けるため、台車中心から前後方向にずらし輪軸間位置に心血が配置される。駆動力を伝達する心血は、リンクにより前後に拘束されながら左右方向には移動可能な機構を構成している。

ボギー角に連動して輪軸を操舵するリンクのてこ比 l_{rat} は次式で定義される。

$$l_{rat} = l_{LL}/l_{LU} \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

このてこ比 l_{rat} とリンク上部ばね剛性 k_{LU} が操舵性能に大きな影響を及ぼすと考えられる機構上の主要パラメータであり、以下において検討の対象とする。

3. 解析モデル

3・1 車両モデル 解析に用いた強制操舵機構を有する車両モデルを図2に示す。運動の自由度は、車体と前・後台車それぞれで左右動、ヨー、ロールの9自由度、6本の輪軸で左右動とヨーの12自由度、前・後台車それぞれの操舵レバー回転角2自由度とヨーダンパのピストン変位2自由度の合計25自由度である。なお、本モデル化においては、台車の回転中心に対する操舵リンクばねの影響は小さいと見なし、台車中心回りに旋回するものとする。

このモデルの運動方程式は付録に示すエネルギー方程式から、ラグランジュの運動方程式を用いて誘導される。なお、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 l_T/R_{Tn} , a/R_{Wi} を別途考慮しなければならない⁽⁴⁾。ここで、 R_{Tn} は台車枠重心位置における曲線半径であり、各台車中間軸での値とする。

3・2 作用力のモデル化 曲線走行の数値シミュレーションでは以下の作用力が考慮される。

(1) 車輪・レール間のクリープ力 クリープに

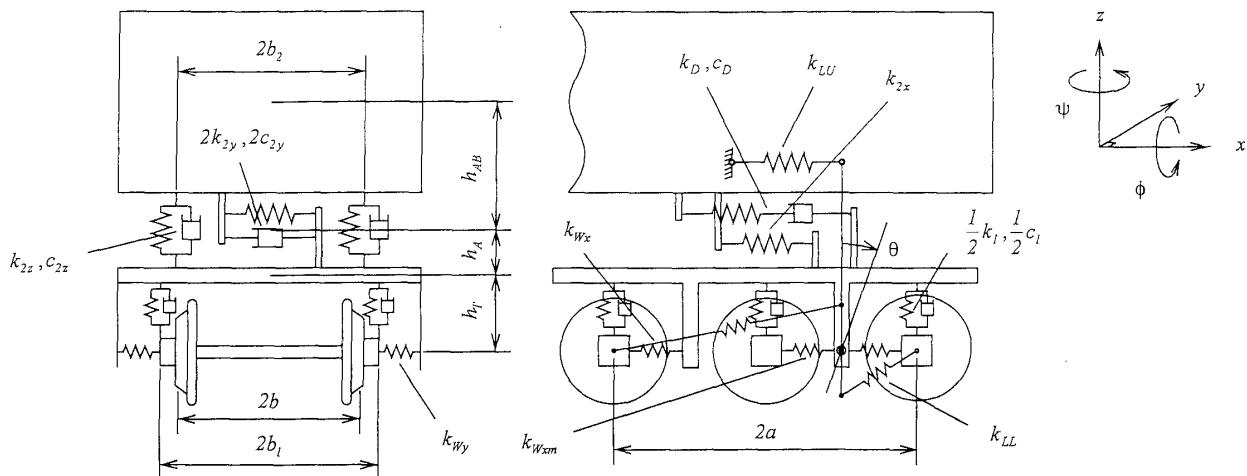


Fig. 2 Analytical vehicle model

よる横方向の作用力 T_{wyi} とモーメント M_{wzi} は次式で与えられる。

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

$$M_{wzi} = -2f_{1i}[(\gamma b/r)y_{wi} + (b^2/v)\dot{\phi}_{wi} - b^2/R_{wi}] \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

ここで、 i 輪軸における縦および横のクリープ係数 f_{ji} は、指指数 1.5 を用いた Lévi-Chartet の式⁽⁷⁾により飽和特性を考慮している。また、軌道中心位置に対する内・外軌側の速度差により、内軌側で $-b/R_{wi}$ 、外軌側で b/R_{wi} の縦滑り率が考慮される。

(2) 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_{wi} (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} が生ずる。

(a) 右回り曲線

$$\begin{aligned} F_{ri} &= -k_R(y_{wi} - \delta) & : y_{wi} > \delta \\ F_{ri} &= -k_R(y_{wi} + \delta + S_{wi}) & : y_{wi} < -\delta - S_{wi} \\ F_{ri} &= 0 & : -\delta - S_{wi} \leq y_{wi} \leq \delta \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

(b) 左回り曲線

$$\begin{aligned} F_{ri} &= -k_R(y_{wi} - \delta - S_{wi}) & : y_{wi} > \delta + S_{wi} \\ F_{ri} &= -k_R(y_{wi} + \delta) & : y_{wi} < -\delta \\ F_{ri} &= 0 & : -\delta \leq y_{wi} \leq \delta + S_{wi} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

また、レール反力の発生に伴うフランジ摩擦力 F_{Fi} ⁽⁸⁾ は、フランジ角度 α の場合、次式となる。

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

(3) 遠心力 車体、台車および輪軸の各質量には次式の遠心力が作用する。

$$F_{CFB} = m_B v^2 / R_B$$

$$F_{CTn} = m_T v^2 / R_{Tn}$$

$$F_{CFWi} = m_w v^2 / R_{wi} \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

ここで、 R_B は車体重心位置における曲線半径であり、全軸での平均値によって表す。なお、各質量には曲線中に設けられたレールカントによって重力の横方向成分が作用する。

$$\begin{aligned} F_{CB} &= m_B g \sin \{\tan^{-1}[C_B/(2b + S_B)]\} \\ F_{CTn} &= m_T g \sin \{\tan^{-1}[C_{Tn}/(2b + S_{Tn})]\} \\ F_{CWi} &= m_w g \sin \{\tan^{-1}[C_{wi}/(2b + S_{wi})]\} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

ここで、 C_B 、 C_{Tn} は車体重心位置および台車軸重心位置におけるカント、 S_B 、 S_{Tn} は同じくスラックであり、それぞれ上述の曲線半径と同様にして与える。

3・3 曲線条件 曲線轨道では、その半径に応じてカントとスラックが設けられる。これらの量は定常円曲線中では一定であるが、直線との境界にある緩和曲線中では、その曲線半径とともに変化する。緩和曲線中の各輪軸位置における曲率 $1/R_{wi}$ 、スラック S_{wi} およびカント C_{wi} を次式で与える。

$$1/R_{wi} = [\sin(x_{wi}/X_{rc} - 1/2)\pi + 1]/2R_0 \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

$$S_{wi} = S_0[\sin(x_{wi}/X_{rc} - 1/2)\pi + 1]/2 \quad \dots \dots \dots \quad (10)$$

$$C_{wi} = C_0[\sin(x_{wi}/X_{rc} - 1/2)\pi + 1]/2 \quad \dots \dots \dots \quad (11)$$

ここで、 R_0 、 S_0 、 C_0 は定常円曲線内の曲線半径、スラックおよびカントの値であり、 x_{wi} は各輪軸の緩和曲線入り口からの進行方向距離、 X_{rc} は緩和曲線長を表す。

4. 数 値 解 析

4・1 曲線通過性能 曲線通過性能は、3章で述べた曲線走行の諸条件を考慮した運動方程式を用い、数値シミュレーションによって検討を行う。検討に用いた曲線条件を図3に示す。カント C_0 、スラック S_0 、

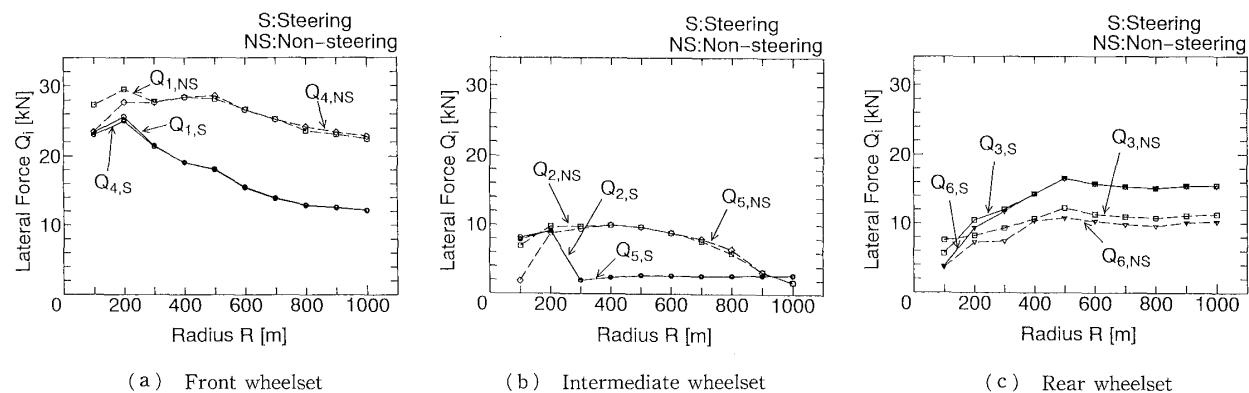


Fig. 5 Effect of steering on lateral wheel force

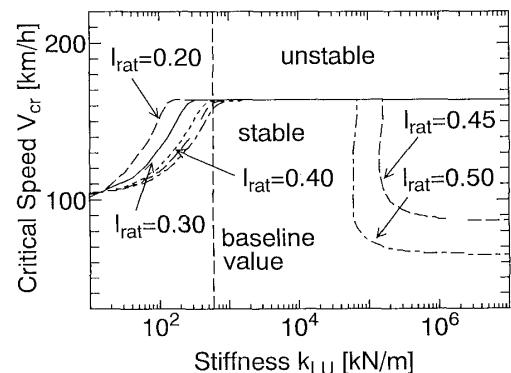
[図4(c)]を代表に選び、最も車輪横圧 Q_i を低減させる l_{rat} と γ の組合せを試行錯誤的に繰返し計算で求めたものである。図示されるように横圧値は各台車両端軸($i=1, 3, 4, 6$)で中間軸($i=2, 5$)のものより大きい。ここでは、両端4輪軸の横圧低減を目標に、それらを同程度の大きさにするような値を l_{rat} と γ の適値とする。

曲線半径 R が大きくなるにつれて l_{rat} の適値は小さくなる傾向が見られる。また、 γ の適値は曲線半径にはよらず、 $\gamma=0.17$ の近傍にあることが示される。以下の計算では、曲線半径の検討範囲からほぼ中間の $R=600\text{ m}$ における適値 $l_{rat}=0.30$ と $\gamma=0.17$ を検討の基本値とする。

図5は、上で選んだ l_{rat} と γ の基本値を用い、半径 $R=100\sim1000\text{ m}$ の曲線で操舵したときの横圧を操舵なしの台車と比べたものである。ここで、操舵なしの台車は走行安定性を考慮し、従来線車両の基本踏面である $\gamma=0.05$ を用いている。一般に横圧が最も大きい台車前軸[1, 4位輪軸:図5(a)]では、 R が大きくなると横圧は減少傾向を示す。この中で、 $R=200\text{ m}$ までの急曲線の範囲では操舵不足のため横圧に大きな改善は見られないが、 $R=300\text{ m}$ 以上の曲線では操舵による顕著な横圧低減効果が示されている。

一方、台車後軸[3, 6位輪軸:図5(c)]では R の増加とともに横圧はわずかな増大を示し、その傾向は操舵台車のほうが大きい。これは操舵することによって後軸外軌側車輪のアタック角が増加するためである。しかし、操舵なしの場合に最も横圧が大きい台車前軸における横圧低減効果を考慮すれば、許容される増加量と考える。なお、 $R=700\text{ m}$ 以上で前軸より後軸の横圧が大きくなるのは、 $R=600\text{ m}$ の条件でてこ比 l_{rat} の適値を選択したためであり、それより大きい曲線半径では操舵が過剰となっている。

また、中間軸[2, 5位輪軸:図5(b)]では $R=$

Fig. 6 Effect of steering link stiffness k_{LU} and leverage ratio l_{rat} on running stability

100~200 m の曲線を除いて、横圧はよく低減されている。 $R=100\sim200\text{ m}$ の範囲は台車枠として操舵不足の状態であり、中間軸は正のアタック角を有したままである。曲線半径が $R=300\text{ m}$ になると台車枠の操舵不足状態が改善され、中間軸のアタック角が正から負に転じる。これにより $R=300\text{ m}$ 以上での中間軸横圧は大きく低減する。

5・2 操舵リンク上部ばね剛性の影響

操舵リンクの上部ばね剛性 k_{LU} は走行安定性に影響を与える因子である⁽⁵⁾。剛性 k_{LU} が安定限界速度 V_{cr} に及ぼす影響をてこ比 l_{rat} をパラメータとしてまとめ、図6に示す。 l_{rat} ごとに示された限界速度 V_{cr} の線より上(高速)の範囲が不安定域である。 k_{LU} の小さい範囲では、 $l_{rat}=0.2\sim0.5$ の範囲にわたり、 k_{LU} の増加とともに V_{cr} は上昇する。ここでは、車体のモード(ヨー:0.91 Hz)が不安定化している。 V_{cr} は約165 km/hで飽和し、それ以上は k_{LU} の増加では改善されない。ここで不安定化するモードは、台車左右動(5.3 Hz)である。さらに k_{LU} が大きくなると、てこ比が適値に選んだ0.30より大きい場合($l_{rat}=0.45, 0.50$)、 V_{cr} の急激な低下が見られ、過剰な操舵が不安定の要因となり得

ることが示される。ここでは、再び車体のヨーモードが不安定化している。なお、 k_{LU} の基本値は V_{cr} がちょうど飽和する程度の大きさに相当する。

図7はてこ比 $l_{rat}=0.30$ を用いて、 k_{LU} が曲線通過性能(ここでは1位輪軸の横圧 Q_i)に及ぼす影響を表したものである。 k_{LU} が 5×10^4 kN/mまで増加しても基本値の596.4 kN/mの場合と比べてほとんど横圧の変化は見られない。すなわち、曲線通過性能の観点では k_{LU} の値はこの範囲では影響が小さいことが示される。したがって、 k_{LU} については、過剰操舵の状態になっても不安定化の可能性がない基本値付近の値を選択することが望ましい。以上の理由により、以下では k_{LU} として基本値596.4 kN/mを用いて検討を続ける。

5・3 限界速度の向上 5・2節では操舵リンク上部ばね剛性 k_{LU} の調整によって、速度約165 km/hまでの走行安定性が得られることを示した。この速度は在来線の営業速度として余裕のある値ではあるが、将来的に要求される高速化に対して十分な余裕とは考えられない。そこで、さらに安定限界速度を向上させるために、走行安定性に大きな影響を及ぼすと考えられる軸箱支持剛性をパラメータに選び、その限界速度向上効果と適値選択について検討する。

5・3・1 両端軸の軸箱支持剛性の影響 本報で検討対象とする台車モデルでは、両端軸の前後・左右および中間軸の前後・左右の計4種類の軸箱支持剛性 k_{wx} , k_{wy} , k_{wym} , k_{wxm} を考慮している。これらの基本値には、急曲線通過時の横圧低減を期待して、両端軸では前後に柔支持で左右に剛支持、中間軸では前後に剛支持で左右に柔支持となる値を用いている。検討を単純にするため、まず k_{wx} と k_{wym} , k_{wy} と k_{wxm} をそれぞれ同じ値として検討を進める。

図8は、てこ比の適値 $l_{rat}=0.30$ について、 $k_{wx}(=$

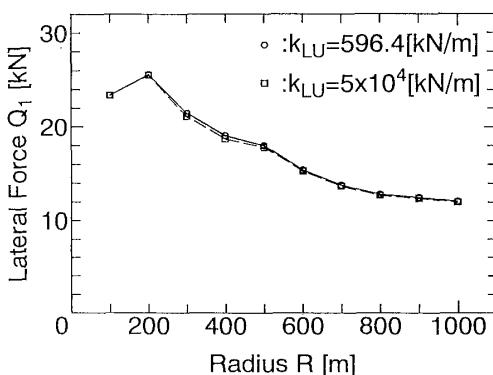


Fig. 7 Effect of steering link stiffness k_{LU} on curving behavior

k_{wym})

 が増大したときの限界速度 V_{cr} の変化を示している。ここで、 $k_{wy}(=k_{wym})$ は基本値に固定している。 $k_{wx}(=k_{wym})$ の増加とともにリンク上部ばね剛性 k_{LU} の値の範囲全域にわたり限界速度が向上する。これによる曲線通過性能への影響を、 V_{cr} が220 km/hになる $k_{wx}=k_{wym}=2000$ kN/mの例で図9にまとめた。図5で示した $k_{wx}(=k_{wym})$ が基本値の場合(柔支持)に比較し、両端軸での横圧が低減する代わりに、中間軸の横圧が増加している。これは両端軸の前後支持剛性の増大に合せて中間軸の左右支持も剛になることから、中間軸での超過遠心力負担が増大したためと考えられる。

以上の検討により、三軸強制操舵台車の場合、軸箱支持剛性の選択によっては走行安定性と曲線通過性能をともに改善できる場合があり、その選択が重要となることが示された。

5・3・2 中間軸の軸箱支持剛性の調整 5・2節の検討では、両端軸の前後と中間軸の左右支持剛性を

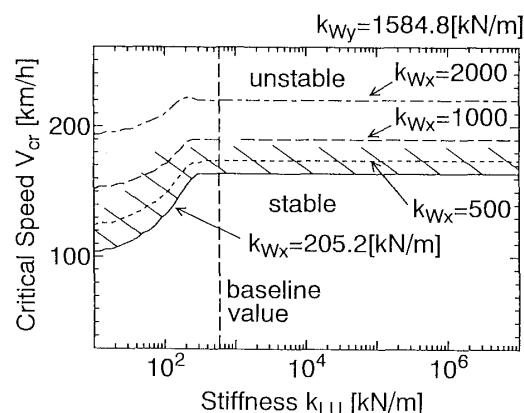


Fig. 8 Effect of wheelset supporting stiffness k_{wx} on running stability

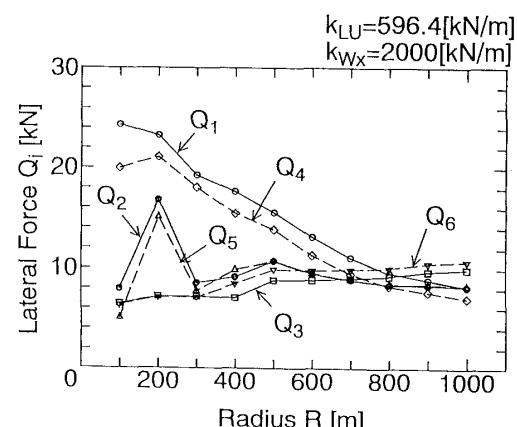


Fig. 9 Curving behavior due to the increase of stiffness k_{wx}

$k_{wx} (= k_{wy}) = 2000 \text{ kN/m}$ まで増加することにより、限界速度 V_{cr} を向上させ、両端軸の横圧を低減することができた。しかし、合せて増加させた中間軸の左右支持剛性が中間軸の横圧増大を招いている。そこで、走行安定性を損なわない範囲で中間軸の横圧増大を抑制するような k_{wxm} , k_{wy} の調整の可能性を検討する。ここでは、望ましい安定限界速度を $V_{cr} = 220 \text{ km/h}$ とし、両端軸の支持剛性 k_{wx} と k_{wy} については 5・2 節で検討した値に固定する。図 10 は、 $V_{cr} = 220 \text{ km/h}$ を可能にする k_{wxm} と k_{wy} の組合せの範囲を示す。この安定限界曲線に沿って代表的な(i), (ii), (iii) の 3 点を選び、各輪軸の横圧を比較したものが図 11 である。両端軸(a, c)と中間軸(b)の横圧変化はトレードオフの関係であり、中間軸の横圧低減は両端軸での増大につながることがわかる。したがって、前軸に生ずる最も大きい横圧を軽減する観点からは、中間軸の横圧増加をある程度許容することが必要である。その許容の範囲内で(iii)点から(i)点の方向へ中間軸の支持剛性を選択するのが良策と考えられる。なお、このような中間軸支持剛性と曲線内で両端軸横圧との関係に対し、機関車用三軸台車で想定される範囲での輪

軸間距離 $2a$ が及ぼす影響は小さい。

6. まとめ

大形機関車用三軸台車への強制操舵機構の付加について、曲線通過性能改善の可能性と限界速度向上の検討を行い、以下の結果を得た。

(1) 通過する曲線の半径によって操舵リンクてこ比 l_{rat} の適値が変化するため、多様な曲線が存在する実線路ではてこ比の選択が重要となる。その際、車輪踏面こう配 γ の適値はほぼ一定の値となり、曲線半径には依存しない。

(2) 操舵リンクの上部ばね剛性 k_{LU} の増加に伴い安定限界速度 V_{cr} が向上するものの、 k_{LU} がある程度以上になるとその効果は飽和する。さらに k_{LU} が増加すると、操舵リンクてこ比 l_{rat} が大きい場合、 V_{cr} が急激に低下する可能性がある。

(3) 両端軸の前後剛性 k_{wx} の増加により限界速度の向上が可能である。この場合、中間軸の左右支持剛性を合わせて増加させることにより、前軸の横圧増加も抑制することができる。

(4) 限界速度一定の条件で軸箱支持剛性を調整する場合、両端軸と中間軸の横圧変化はトレードオフの関係となるので、この傾向を考慮して中間軸の軸箱支持剛性を選択することが望ましい。

付 錄

本報に用いた三軸台車を有する車両モデルから導かれるエネルギー方程式を以下に示す。ここで、本文で使用されていない記号は次のものである。

ϕ_B, ϕ_m, ϕ_w ：ロール角変位

θ_{Ln} ：操舵リンクの回転角変位

x_{Dn} ：ヨーダンパのピストン変位

m_L ：操舵リンクの質量

k_{2x}, k_{2y}, k_{2z} ：台車片側当たりの枕ばね前後、左右、上下剛性

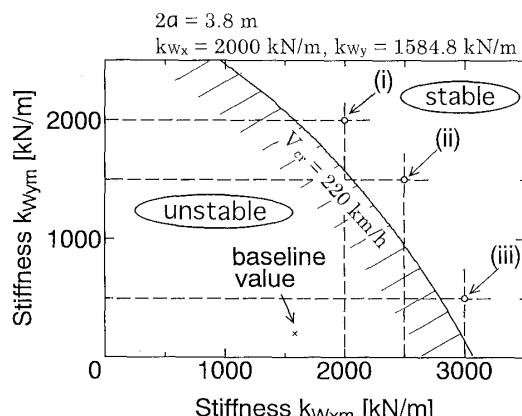
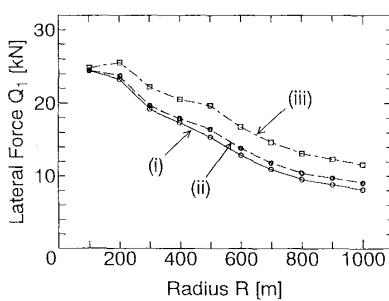
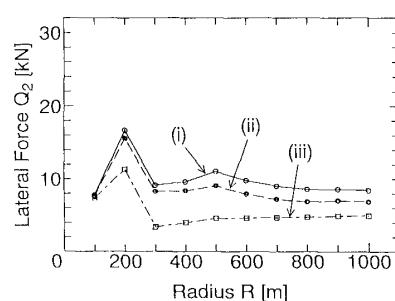


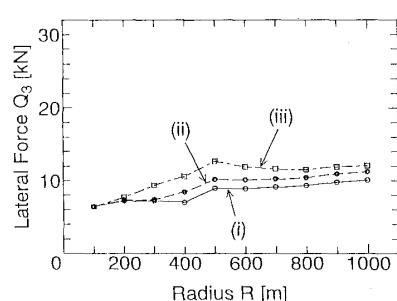
Fig. 10 Combination of wheelset supporting stiffnesses satisfied with 220 km/h



(a) 1st wheelset



(b) 2nd wheelset



(c) 3rd wheelset

Fig. 11 Effect of wheelset supporting stiffnesses on curving behavior

c_{2y}, c_{2z} : 台車片側当たりの枕ばね左右, 上下減衰係数

k_1 : 1 輪軸当たりの軸ばね上下剛性

c_1 : 1 輪軸当たりの軸ばねダンパの減衰係数

k_{LL} : 操舵リンクの下部ばね剛性

k_D : ヨーダンパ取付部の剛性

C_D : ヨーダンパの減衰係数

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

i_L : 操舵リンクの慣性半径

$2b_1, 2b_2, 2b_3$: 軸ばね、枕ばね、操舵リンクの左右間隔

$2b_D$: ヨーダンパ取付位置の左右間隔

b_F ：輪軸中心からフランジ接触点までの間隔

h_T ：台車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

(1) 運動エネルギー T

$$2T = m_B \dot{y}_B^2 + J_{Bz} \dot{\phi}_B^2 + J_{Bx} \dot{\phi}_B^2 \\ + \sum_{n=1}^2 (m_T \dot{y}_{Tn}^2 + J_{Tz} \dot{\phi}_{Tn}^2 + J_{Tx} \dot{\phi}_{Tn}^2) \\ + \sum_{i=1}^6 (m_w \dot{y}_{wi}^2 + J_{wz} \dot{\phi}_{wi}^2) \\ + \sum_{n=1}^2 (J_L \dot{\phi}_{Ln}^2) \dots \dots \dots \quad (14)$$

ここに、

$$J_{Bz} = m_B i_{Bz}^2, J_{Bx} = m_B i_{Bx}^2, J_{Tz} = m_T i_{Tz}$$

$$J_{tx} = m_{tx} i_{tx}^2, J_{wz} = m_{wz} i_{wz}^2, J_L = m_L i_L^2$$

$$i_L = (l_{LU} + l_{LL})/2$$

(2) 位置エネルギー U

$$\begin{aligned}
2U = & 3k_1[(b_1\phi_{T1})^2 + (b_1\phi_{T2})^2] \\
& + 2k_{2x}\{[b_2\phi_B - b_2(\phi_{T1} - l_T/R_{T1})]^2 \\
& + [b_2\phi_B - b_2(\phi_{T2} + l_T/R_{T2})]^2\} \\
& + 2k_{2y}\{(y_B - y_{T1} + l_T\phi_B + h_{AB}\phi_B + h_A\phi_{T1})^2 \\
& + (y_B - y_{T2} - l_T\phi_B + h_{AB}\phi_B + h_A\phi_{T2})^2\} \\
& + 2k_{2z}\{[(b_2\phi_B - b_2\phi_{T1})^2 + (b_2\phi_B - b_2\phi_{T2})^2] \\
& + 2k_{Wx}\{[b_1\phi_{T1} - b_1(\phi_{W1} - a/R_{W1})]^2 \\
& + [b_1\phi_{T1} - b_1(\phi_{W3} + a/R_{W3})]^2
\end{aligned}$$

(3) 散逸関数 D

文 献

- (1) 松尾雅樹, 車両と電気, 42-11 (1991), 18-23.
 - (2) 米田源司郎・廣沢賢, 機論, 59-564, C(1993), 2494-2500.
 - (3) 藤本裕・佐藤栄作・石黒康豊, 鉄道総研報告, 8-3 (1994), 23-28.
 - (4) 谷藤克也・松嶋亨・斎間亨, 機論, 61-587, C(1995), 2846-2853.
 - (5) 鈴木剛史・谷藤克也, J-RAIL '96 講演論文集, (1996-7), 265-268.
 - (6) 斎間亨・山城義治, 特開平 9-11899, (1997-1).
 - (7) 松井信夫, P-SC64 分科報告, No. 335 (1984-10), 12-35.
 - (8) 松井信夫, 東急車両技報, 37 (1984), 2-9.