

操舵性と走行安定性を両立させる輪軸支持機構のパラメータ決定*

谷藤克也*¹, 森山 淳*²

Parameterization of Axle Supporting System Satisfying Steering Ability together with Running Stability

Katsuya TANIFUJI*³ and Atsushi MORIYAMA³ Department of Mechanical Engineering, Niigata University,
8050 Ikarashi 2-no cho, Niigata-shi, Niigata, 950-2181 Japan

An axle supporting system which satisfy both steering and stability was proposed previously by one of the authors. To utilize the benefit of the proposed system fully, it is needed to decide the suitable parameter values under theoretical ground. This paper describes a parameter design method for the axle supporting system step by step, considering the maximum operation speed, the maximum curve radius, and so on. Here, the parameter values are restricted to be within the possible range for present railway vehicles. To show the effect of the parametrized axle supporting system, numerical simulation is performed for two cases, one is for high-speed inter-city train and the other is for low-speed mass transit one. Calculation results show that the curving performance, such as attack angle, lateral force and wear index, is improved with the parametrized system, maintaining the adequate stability, in both examined cases.

Key Words: Railway, Vibration of Mechanism, Stability, Curve Negotiation, Axle Supporting System, Parameterization, Simulation

1. はじめに

鉄道車両では、輪軸前後支持剛性を低くすることで、輪軸が曲線に沿って曲がりやすくなる一方、走行安定性向上のためにはこの剛性が高いことが望ましい。すなわち、曲線通過性(操舵性)と走行安定性は通常トレードオフの関係にある。これについて、従来の台車設計においては走行安定性が重視されてきたため、一般に輪軸前後支持剛性は高くなり、曲線通過性能はある程度犠牲にされてきた。一方、輪軸支持にばねとダンパを組み合わせることにより、走行安定性と曲線通過性能を両立させる、図1に示すような輪軸支持機構が著者らの一人によって提案されている⁽¹⁾。これは、ばね定数 k_{main} の主ばね、 k_{sub} の補助ばね、減衰係数 c_{sub} のダンパから構成される。この機構は、軌道不整のような高周波の入力に対しては、ダンパが硬くなることで前後支持剛性 $k_{wx} = k_{main} + k_{sub}$ の高剛性として作用し、直線から緩和曲線を経て定常曲線に至るような軌

道形状による低周波の入力に対しては、ダンパが柔らかくなることで $k_{wx} = k_{main}$ の低剛性として作用するものである。

この機構の持つ有用性を実際の台車で発揮できるようにするためには、理論的な裏付けに基づいて機構のパラメータを決定し、それを台車設計に反映させる必要がある。そこで本研究では、この機構を鉄道車両用として製作可能な範囲で構成することを念頭に置きつつ、車両の営業最高速度に代表される使用条件に基づいてパラメータ値を決定する方法を示す。そして、決定したパラメータで構成される輪軸支持機構の有用性を、数値シミュレーションによってアタック角、横圧、摩耗指標などの観点から考察する。

記号

y_B, y_{Tn}, y_{W_i} : 左右動変位(添字 B は車体, T は台車枠, n は台車番号 1・2, W は輪軸, i は輪軸番号 1~4, 以下同じ)

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

$2a$: 軸間距離

$2b$: 車輪-レール接触点間隔

k_{main} : 提案する機構の主ばねの剛性

k_{sub} : 提案する機構の補助ばねの剛性

* 原稿受付 2001年1月18日。

¹ 正員, 新潟大学工学部(☎950-2181 新潟市五十嵐二の町8050)。² 正員, 東日本旅客鉄道(株)総合技術開発推進部(☎151-8578 東京都渋谷区代々木2-2-2)。

E mail: tanifuji@eng.niigata.u.ac.jp

- c_{sub} : 提案する機構の補助ダンパの減衰係数
- k_{wx} : 輪軸前後支持剛性
- k_{wy} : 輪軸左右支持剛性
- k_b : 輪軸支持の等価曲げ剛性
- k_s : 輪軸支持の等価せん断剛性
- r : 車輪の転動半径
- Γ : 踏面有効こう配
- δ : フランジ遊間
- f : クリーブ係数
- V, v : 走行速度(時速, 秒速)
- Q_{wi} : 各輪軸に作用する横圧
- F_C : 台車に作用する左右方向外力
- X_{TC} : 緩和曲線長
- ω_v : 輪軸の蛇行動周波数
- ω_m : 緩和曲線通過に伴う軌道の曲率変化周波数
($=\pi v/X_{TC}$)
- T_{wxi}, T_{wyi} : クリーブによる縦, 横方向の力
- γ_{xi}, γ_{yi} : 縦, 横クリーブ率
- R_B, R_{Tn}, R_{wi} : 車体, 台車, 輪軸位置における曲線半径
- C_B, C_{Tn}, C_{wi} : 車体, 台車, 輪軸位置におけるカント量

2. パラメータの決定

2.1 決定の手順

ここでは, 図1中の $k_{main}, k_{sub}, c_{sub}$ の三つのパラメータ決定は, 次の手順に従う。

① 直線区間の走行において安定性が確保されるよ

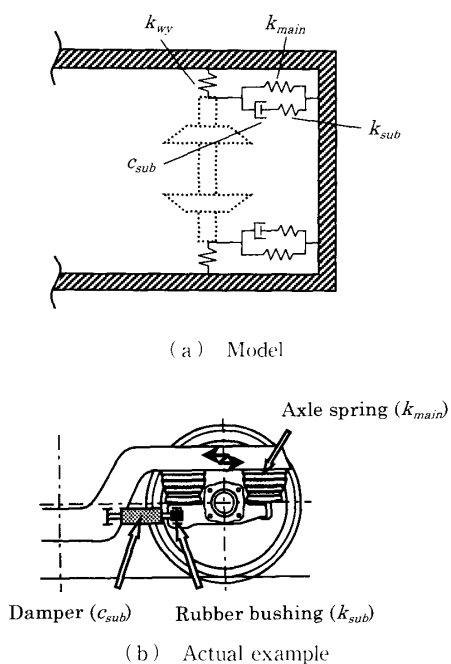


Fig. 1 Mechanism of proposed axle supporting system

うに, 剛性 $k_{main} + k_{sub}$ の値を決定する。

② 曲線通過時の自己操舵性が確保されるように, 剛性 k_{main} の値を決定する。

③ 支持機構への変位を入力, 作用力を出力とする伝達関数を考え, そのボード線図上からゲイン(機構全体としての剛性の周波数特性)が最適となるように減衰係数 c_{sub} の値を決定する。

④ 上記①~③で求めたパラメータのうち, 鉄道車両用として利用が考えられる範囲にないパラメータは, その範囲に収まるように修正する。

⑤ 決定されたパラメータで, 走行安定性が確保されていることを数値シミュレーションによって確認する。

なお, 輪軸左右支持剛性 k_{wy} は, 実用されている台車での数値⁽²⁾を参照し, 10 000, 15 000, 20 000 (kN/m/軸)の3種類を対象とする。

2.2 決定の方法

(1) 剛性 $k_{main} + k_{sub}$ 固有値解析により, 安定限界速度ごとに必要とする最大の輪軸前後支持剛性を求めた結果を図2に示す。ここで, 用いたモデルは付録(1)に示すタイプCのモデルであり, おおのの限界速度は営業速度の5割増として与えている。また, 本機構は自己操舵性実現のために大きな踏面有効こう配を前提としており, 在来円弧踏面に相当する $\Gamma = 1/6$ を代表例として用いる。

図2から, 対象とする車両の営業最高速度に見合った輪軸前後支持剛性を, 剛性 $k_{main} + k_{sub}$ の値として選択することができる。なお, パラメータとした k_{wy} による違いは, 検討の範囲では小さいことが示される。

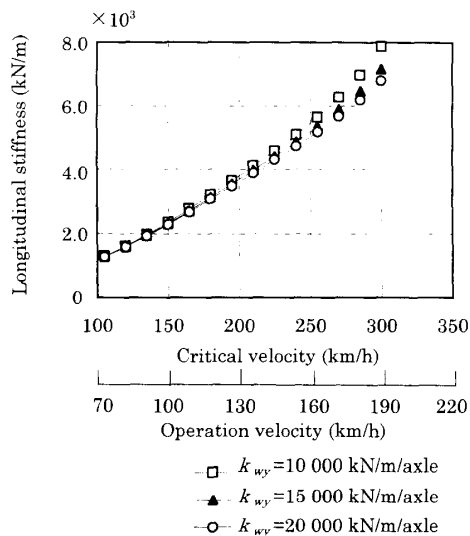


Fig. 2 Calculated values for $k_{main} + k_{sub}$ by eigenvalue analysis

(2) 剛性 k_{main} この値の目安として、台車単体の定常曲線通過の解析解⁽³⁾を用い、先頭軸がフランジ接触しない条件から求めることとする。文献(3)より、このときの曲線半径 R と輪軸支持の等価曲げ剛性 $k_b = b^2 k_{wx}$ 、等価せん断剛性 $k_s = k_{wy} k_b / (k_b + a^2 k_{wy})$ の間の関係は、次のように表される。

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta \left(1 + \frac{f^2 \Gamma b}{k_s k_b r} \right) - \frac{a F_c}{4f} \left(\frac{af}{k_b} - 1 \right)}{\frac{r}{\Gamma b} (a^2 + b^2) + \frac{af}{k_s} + \frac{b^2 f^2}{k_s k_b}} \dots \dots (1)$$

式(1)を用い、曲線通過速度が基本速度 +0 km/h および基本速度 +25 km/h の条件で、曲線半径ごとに

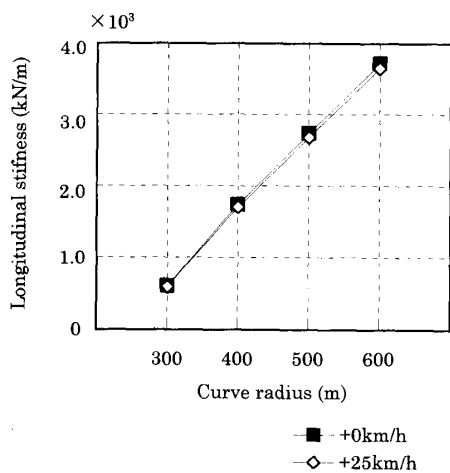


Fig. 3 Calculated values for k_{main} from analytical results of steady state curve negotiation

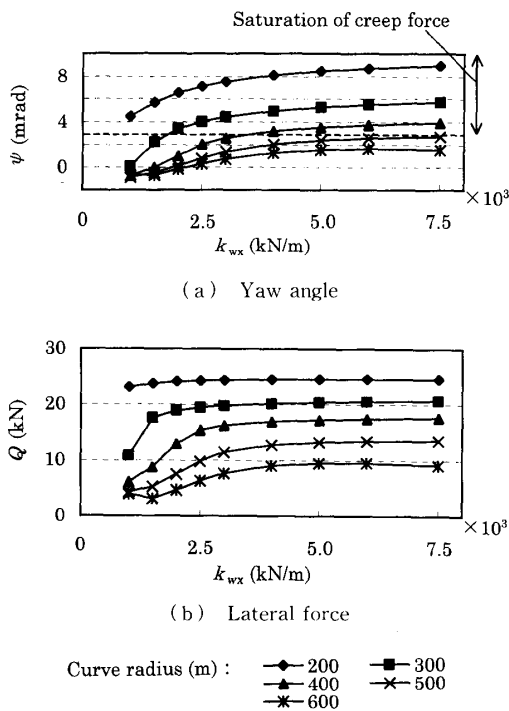


Fig. 4 Effect of longitudinal stiffness k_{wx} on yaw angle and lateral force from half-vehicle model

輪軸前後支持剛性 k_{wx} を計算したのが図3である。図3から、対象とする車両の曲線通過速度および路線の曲線半径介入率の条件を考慮し、適合する剛性値を、剛性 k_{main} として選択する。

(3) 操舵効果を有効とする剛性 k_{main} の上限

一方、剛性 k_{main} の値が高くなりすぎると、自己操舵性が発揮されなくなる。そこで、付録(1)に示すタイプCのモデルを用い、定常曲線通過中の第1軸アタック角と横圧について、輪軸前後支持剛性 k_{wx} を変化させて調べる。さまざまな曲線半径において基本速度 +25 km/h の条件で計算した結果が図4(a), (b)に示される。

図4(a)で、剛性 k_{wx} の増大とともにアタック角 ψ は大きくなるが、図4(b)では、 k_{wx} がある程度大きくなると横圧 Q の増大量が飽和することが示される。この横圧増大の傾向は、クリープ力の飽和によるものと考えられる。ここで、Lèvi-Chartet 則による横クリープ力の飽和特性⁽⁴⁾を調べたところ、アタック角が 3 mrad 以上になると、クリープ力が飽和することがわかった。

剛性 k_{main} の決定にあたっては、(2)項において求めた、台車先頭軸がフランジ接触しないための値を基本とする。しかし、そこで求めた値が図4(b)で横圧が飽和するような高い剛性の範囲にある場合、横圧が飽和しない範囲の低い剛性値に修正する必要がある。

(4) 減衰係数 c_{sub}

文献(1)に基づき、支持機構への変位を入力、作用力を出力とする伝達関数のボード線図を用いて決定する。図5は直線区間の最高速度が 160 km/h、曲線区間は在来線の本線区間に広く存在するものの代表例として半径 $R=400$ m、緩和曲線長 $X_{rc}=80$ m の軌道に着目し、通過速度が基本速度 +25 km/h の場合について、減衰係数 c_{sub} をパラメータとしてボード線図を描いたものである。低周波のゲインが k_{main} のみ、高周波のそれが $k_{main} + k_{sub}$ によるばね力に対応する。このとき、輪軸の蛇行動周波

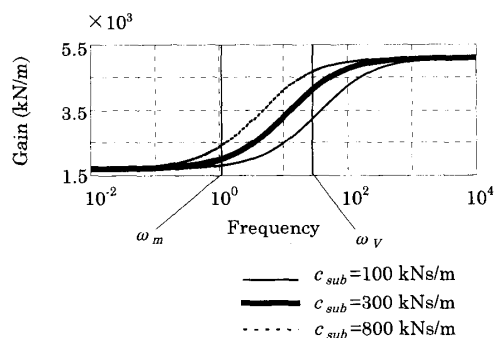


Fig. 5 Bode diagram for deciding the value of c_{sub}

数は $\omega_v = 35.7$ Hz, 緩和曲線通過に伴う周波数は $\omega_m = 1.09$ Hz になる。図5の場合, 文献(1)の方法によりこの二つの周波数を用いて c_{sub} は 100~800 kNs/m の範囲が特定される。この範囲の中から図5に示すようにボード線図上でゲイン特性が適正となるような太線で示される値(この場合は 300 kNs/m)を, c_{sub} として選択する。

(5) 値の修正 文献(2)に収録されている台車の諸元値によると, 現状で鉄道車両用として利用される輪軸前後支持剛性の範囲はおよそ 1500 kN/m/軸箱以上, ダンパの減衰係数は 500 kNs/m 以下と考えられる。そこで, 前述(1)~(4)項で求めた値をこの範囲内に修正する。

$k_{wy} = 10\,000$ kN/m/軸の場合について, (1)項で決定した剛性 $k_{main} + k_{sub}$, (2)項および(3)項で決定した剛性 k_{main} , (4)項で決定した減衰係数 c_{sub} の組合せを求めた結果を図6に示す。図6は速度 120 km/h 以下の領域(図の点線より左側)は基本速度 +0 km/h のものに対するパラメータの組合せ, 速度 120 km/h 以上の領域(図の点線より右側)は基本速度 +25 km/h のものに対するパラメータの組合せを示している。図中にプロットのない左上の領域は, (2)項および(3)項で決定した剛性 k_{main} が(1)項で決定した剛性 $k_{main} + k_{sub}$ より大きな値となる範囲であり, 本機構を導入しなくとも曲線通過性能は確保されると考えられるため, 今後の考察からは除外する。

なお, 図6上のパラメータの組合せについて, 付録

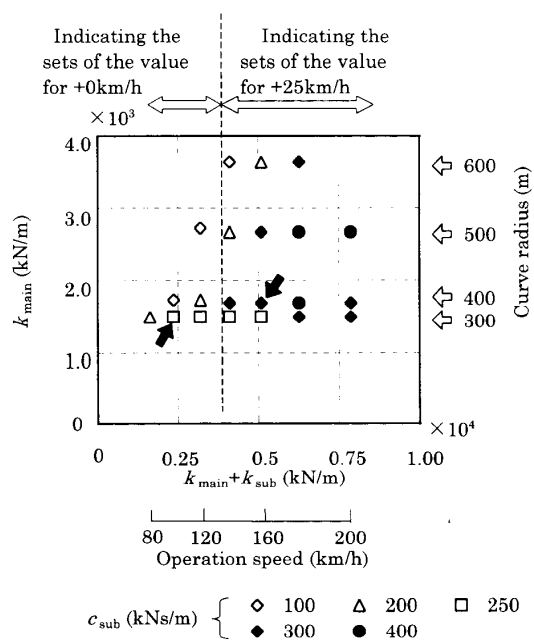


Fig. 6 Combinations of parameters in axle supporting mechanism

(1)に示すタイプDのモデルを用いてそれぞれの条件下(走行速度, 曲線半径)で数値シミュレーションを行ったが, 波形が発散するなどの現象は見られず, すべての組合せについて曲線での安定性が確保されていることが確認された。

2・3 走行条件とパラメータ値の選択 曲線通過シミュレーションの実行にあたり, 図6に示す組合せの中で矢印で記した2種類のパラメータを選択する。一つは在来線の高速列車を想定して最高速度を 160 km/h, 曲線通過速度を基本速度 +25 km/h とし, 曲線半径 400 m まで台車としての非フランジ接触条件が期待されるものである。もつ一つは比較的急曲線が多い路線において低速で用いられるような列車を想定し, 最高速度を 100 km/h, 曲線通過速度を基本速度 +0 km/h とし, 曲線半径 300 m まで台車としての非フランジ接触条件が期待される。後者のパラメータでは前節(2)項の計算において k_{main} の値が 1500 kN/m/軸箱以下と求められるので, これを $k_{main} = 1500$ kN/m/軸箱として計算する。以下では前者を高速列車用パラメータ, 後者を低速列車用パラメータと記す。

3. 効果の検証

3・1 曲線条件 今回検討の対象とした曲線半径は 200 m~700 m の範囲である。曲線通過速度は高速列車用パラメータのときは基本速度 +25 km/h, 低速列車用パラメータのときは基本速度 +0 km/h とする。曲線軌道では, その半径に応じたカント, 緩和曲線が設けられる。カント量は基本速度における均衡カント量の 70%, 緩和曲線長は $X_{rc}[\text{m}] = 0.005 \times \text{カント量}[\text{mm}] \times \text{基本速度}[\text{km/h}]$ である⁽⁵⁾。シミュレーションに用いた条件を, まとめて表1に示す。これらの量は定常円曲線中では一定であるが, 緩和曲線中では, その曲線半径とともに変化する。各輪軸位置における曲率 $1/R_{wi}$ およびカント C_{wi} は次式で与える。

Table 1 Conditions of curved track

Curve radius (m)	Operation speed		Cant (mm)
	low speed train (km/h)	high speed train (km/h)	
200	50	70	70
300	65	85	80
400	75	100	80
500	85	110	85
600	90	115	80
700	95	120	75

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

$$C_{wi} = C_0[\sin(x_{wi}/X_{TC} - 1/2)\pi + 1]/2 \dots\dots (3)$$

ここで、 R_0 、 C_0 は定常円曲線中での曲線半径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を表す。なお、横圧低減に関わる他の要素の効果を除くため、曲線中におけるスラックの付設は考慮していない。

3.2 直線区間の挙動 図7は、高速列車用パラメータを用いたシミュレーションから、軌道不整の存在する直線区間を速度 160 km/h で走行するときの第1輪軸左右変位を、提案する機構の有無により比較している。ここで、用いた解析モデルは、機構付きのものは付録(1)に示すタイプB、機構なしのものはタイプAのものである。タイプAの輪軸前後支持剛性 k_{wx} は、 $k_{main} + k_{sub}$ に相当する値とした。これらは以後のすべての解析についても同様である。軌道不整の波形は、通り狂いのパワースペクトル密度からフーリ

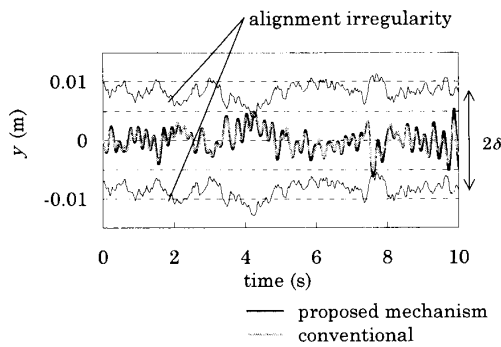


Fig. 7 Simulation results (Tangent track)

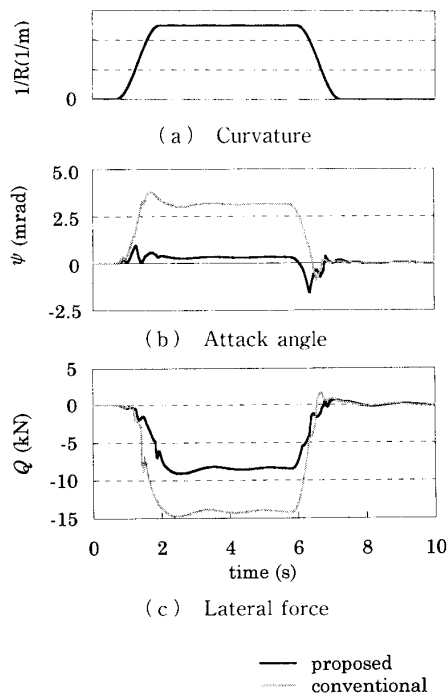


Fig. 8 Simulation results (Curved track)

エ逆変換により生成した⁽⁶⁾。両者の波形がほぼ一致していることから、この機構を有する車両の走行安定性は、 $k_{main} + k_{sub}$ と同じ輪軸前後支持剛性 k_{wx} を持つ従来タイプ車両と同等となることが期待される。

3.3 曲線区間の挙動 同じ高速列車用パラメータを用いた曲線通過シミュレーションから、第1軸のアタック角、横圧の波形を、機構導入前のものと比較して図8に示す。ここで、曲線半径は 400 m である。緩和曲線、定常曲線のいずれにおいても、機構の導入によって輪軸のアタック角が大幅に減少し、それが横圧の低減に反映されている。

3.4 アタック角 高速用、低速用双方のパラメータについて、機構導入の前後における第1軸アタック角の変化を図9に示す。すべての曲線半径において機構の導入によってアタック角が減少しており、本機構導入の効果が示される。なお曲線半径が小さい範囲において、基本速度 +25 km/h の高速列車よりも、基本速度 +0 km/h の低速列車のほうがアタック角が大きくなっている。ここでの縦クリープモーメントは、

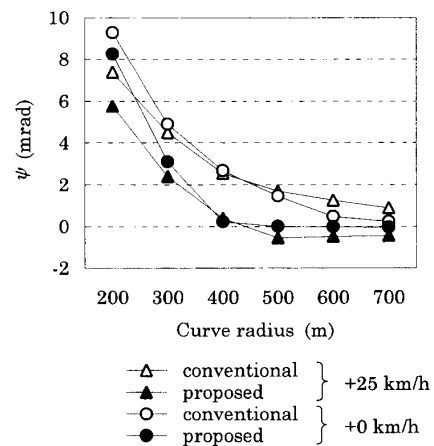


Fig. 9 Comparison of attack angle

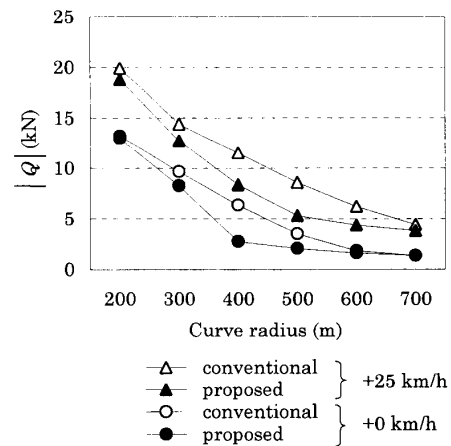


Fig. 10 Comparison of lateral force

高速列車のほうで操舵方向に大きくなっており、これが輪軸の自己操舵作用に寄与して、アタック角が小さくなったものと考えられる。

3・5 横圧 機構導入の前後における第1軸横圧の変化を図10に示す。図9で示した機構の導入によるアタック角の減少効果が反映され、横圧が低減されている。なお低速列車の半径200mにおいては、アタック角が減少したにもかかわらず、横圧はほとんど低減されていない。これは、機構導入によって減少したアタック角をもってしても、Lèvi-Chartet則に見られるような特性において横クリープ力がすでに飽和の範囲にあるためである。

3・6 摩耗指標 機構導入前後における第1軸踏面摩耗指標の変化を図11に示す。ここで踏面摩耗指標 TWI_i は次式で算出される⁷⁾。

$$TWI_i = K_T (T_{wxi} \gamma_{xi} + T_{wyi} \gamma_{yi}) \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 K_T は無次元化定数である。

検討した全曲線半径にわたって、摩耗指標は機構の導入により低減するか、またはほぼ同程度の値となった。ここでは、半径が小さい範囲において高速列車、低速列車とも摩耗指標の変化が小さい。ここでは、機構導入によるアタック角の低減で、式(4)の横クリープ力の項 $T_{wxi} \gamma_{xi}$ は減少するものの、小曲線半径ではその寄与が小さい。このことが、摩耗指標 TWI_i にあまり変化がなかった理由と考えられる。

4. ま と め

輪軸の前後支持にばねとダンパを組合せ、鉄道車両の走行安定性と自己操舵性を両立させる機構の設計方について検討し、以下の結果を得た。

- (1) 営業最高速度、対象路線の曲線半径など使用

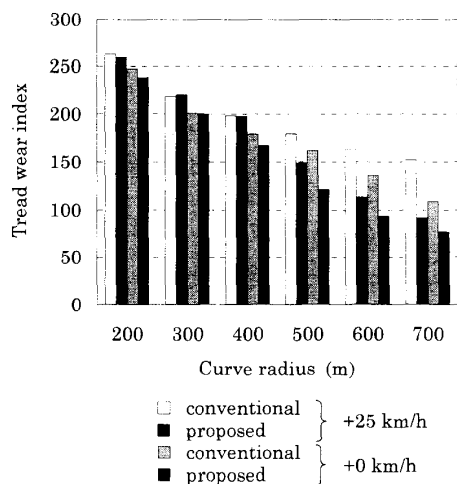


Fig. 11 Comparison of tread wear index

条件に基づき、鉄道車両用として製作可能な範囲内で機構のパラメータ値を決定する手順を提案した。

(2) この手順に従って決定されたパラメータの機構導入により、走行安定性を確保しつつ曲線通過性能の向上を可能とすることが数値シミュレーションで示された。

(3) アタック角、横圧、摩耗指標における本機構の導入による影響を調べ、広い曲線半径範囲においてその有効性を示した。

以上より、曲線通過性と走行安定性のトレードオフを解消しうる台車が、実車として製作可能な範囲にあることが示された。軌道への負担増なしに、今後期待される速度向上を実現する一手法として、本機構が応用されることが期待される。

付 録

(1) 解析モデルと運動の自由度 2章のパラメータの決定では、計算の迅速を目的として、車両の挙動上の特徴が大きく損なわれない程度に単純化した半車両モデルを用い、3章以降の解析では、車両全体としての挙動を正確に模擬するため、一車両モデルを用いる。本報で取り上げる輪軸支持機構の有無により、これらは表2に示すように分類される。

タイプAの一車両モデルは通常の左右系モデル⁽⁴⁾⁽⁸⁾であり、その自由度は、輪軸の左右(4自由度)、ヨー(4自由度)、台車の左右(2自由度)、ロール(2自由度)、ヨー(2自由度)、車体の左右、ロール、ヨーの計17自由度である。これに図1の機構を挿入したものがタイプBであり、機構中のダンパ c_{sub} のピストン変位を半自由度として加えるため、自由度は各輪軸について1自由度ずつ増え、モデル全体で21自由度となる。これらタイプA、Bのモデルにおいては、踏面形状を在来線円弧踏面⁽⁹⁾、レール形状を50Nレール⁽⁹⁾と想定し、おのおのに対応した車輪・レール接触点データを用いている。

一方、パラメータ決定に用いたのはタイプAを半車両としたタイプCのモデルであり、その自由度は、輪軸の左右(2自由度)、ヨー(2自由度)、台車の左右、

Table 2 Simulation model

Vehicle	Type	
	Without proposed mech.	With proposed mech.
Full	A (17 DOF)	B (21 DOF)
Half	C (9 DOF)	D (11 DOF)

ロール, ヨー, 車体の左右, ロールの計 9 自由度である。これに図 1 の機構を挿入したタイプ D は, タイプ B と同様に各輪軸で自由度が一つずつ増え, 計 11 自由度となる。これらの半車両モデルでは計算の簡単のために踏面形状は円すい踏面とし, 踏面こう配 Γ を円弧踏面相当の 1/6 とした。

なお, 曲線走行シミュレーションではおのおのの質量が軌道中心に沿った移動座標系を用いるため, 車体・台車間および台車・輪軸間の幾何学的相対ヨー角が考慮される。

(2) 作用力 シミュレーションでは, 車輪・レール間のクリープ力, および各質量に遠心力とレールのカントによる重力の横方向成分が作用する。フランジ部の接触については, 円すい踏面を用いたタイプ C, D のモデルの場合, 二点接触としてレール反力とフランジ摩擦力が考慮される⁽¹⁰⁾。また, 円弧踏面を用いたタイプ A, B のモデルの場合, 一点接触としてクリープ力と重力復元力が輪軸に作用する⁽¹¹⁾。

(3) 計算に用いた基本値 解析にあたり, 車両諸元の基本値は, それぞれ在来線特急列車のものを参考にした⁽¹²⁾。検討に用いた車両および軌道の基本値のうち, 本文中の説明に現われないものを以下に示す。

(a) 一車両モデル(タイプ A, B)で用いた数値

$$m_B(\text{車体質量}) = 22.0 \text{ t}$$

$$2l_T(\text{台車中心間距離}) = 14.1 \text{ m}$$

(b) 半車両モデル(タイプ C, D)で用いた数値

$$m_B = 11.0 \text{ t}$$

$$r = 0.43 \text{ m}, \Gamma = 1/6, \delta = 0.006 \text{ m}$$

$$\mu(\text{フランジ摩擦係数}) = 0.2$$

$$\alpha(\text{フランジ角度}) = 70^\circ$$

$$k_R(\text{レールの有効横剛性}) = 19\,600 \text{ kN/m}$$

(c) すべてのモデルに共通する数値

$$2a = 2.3 \text{ m}$$

$$m_T(\text{台車枠質量}) = 3.6 \text{ t}, m_W(\text{輪軸質量}) = 1.6 \text{ t}$$

$$2b_1(\text{軸ばね左右取付間隔}) = 1.62 \text{ m}$$

$$2b_2(\text{枕ばね左右取付間隔}) = 1.7 \text{ m}$$

$$2b_d(\text{ヨーダンパの左右取付間隔}) = 3.0 \text{ m}$$

$$i_{B\psi}(\text{車体のヨーイング慣性半径}) = 6.0 \text{ m}$$

$$i_{T\psi}(\text{台車枠のヨーイング慣性半径}) = 0.78 \text{ m}$$

$$i_{W\psi}(\text{輪軸のヨーイング慣性半径}) = 0.59 \text{ m}$$

$$i_{B\phi}(\text{車体のローリング慣性半径}) = 1.5 \text{ m}$$

$$i_{T\phi}(\text{台車枠のローリング慣性半径}) = 0.53 \text{ m}$$

$$h_T(\text{車軸中心から台車枠重心までの高さ}) \\ = 0.060 \text{ m}$$

$$h_A(\text{台車枠重心から枕ばね中心までの高さ}) \\ = 0.32 \text{ m}$$

$$h_{AB}(\text{枕ばね中心から車体重心までの高さ}) \\ = 0.467 \text{ m}$$

$$h_r(\text{車体床面から車体重心までの高さ}) = 0.147 \text{ m}$$

$$k_1(\text{1 輪軸当たりの上下剛性}) = 2\,120 \text{ kN/m}$$

$$k_{2x}(\text{枕ばね片側の前後剛性}) = 131.3 \text{ kN/m}$$

$$k_{2y}(\text{枕ばね片側の左右剛性}) = 131.3 \text{ kN/m}$$

$$k_{2z}(\text{枕ばね片側の上下剛性}) = 358.6 \text{ kN/m}$$

$$c_1(\text{1 輪軸当たりの上下減衰係数}) = 78.4 \text{ kNs/m}$$

$$c_{2y}(\text{左右動ダンパの減衰係数}) = 58.8 \text{ kNs/m}$$

$$c_{2z}(\text{空気ばね上下減衰係数}) = 16.9 \text{ kNs/m}$$

$$c_{2x}(\text{ヨーダンパの減衰係数}) = 58.8 \text{ kNs/m}$$

$$G(\text{軌間}) = 1.067 \text{ m}, g(\text{重力加速度}) = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$f_{1L}[\text{線形クリープ係数(縦)}] = 7\,950 \text{ kN}$$

$$f_{2L}[\text{線形クリープ係数(横)}] = 7\,090 \text{ kN}$$

文 献

- (1) 谷藤克也・道辻洋平, 機論, **66**-641, C (2000), 247-254.
- (2) 佐々木浩一・ほか 12 名, P-SC 159 成果報告書, (1991), 145-210, 日本機械学会.
- (3) C. E. Bell, ほか 2 名, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **103** (1981), 181-190.
- (4) 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクス, (1994), 20-29, 電気車研究会.
- (5) 佐藤吉彦・梅原利之, 線路工学, (1987), 249-255, 日本鉄道施設協会.
- (6) 谷藤克也・吉岡博・宮下智, 機論, **56**-523, C (1990), 574-581.
- (7) Kumar, S. and Rao, D. L. P., *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **106** (1984), 319-326.
- (8) 藤本裕・宮本昌幸, 機論, **58**-548, C (1992), 1067-1074.
- (9) 康崎・宮本昌幸・橋本涉一, P-SC 159 成果報告書, (1991), 211-233, 日本機械学会.
- (10) 谷藤克也・森山淳, 機論, **66**-642, C (2000), 600-607.
- (11) 谷藤克也, シミュレーション, **9**-4 (1991), 297-303.
- (12) 文献(4)の 30 ページ.