

車両間の拘束が高速走行時の乗り心地と 急曲線の通過性能に及ぼす影響*

谷藤克也*¹, 亀甲 智*², 坂上 啓*³

Effect of the Restriction between Vehicles in a Train on Riding Comfort at High Speeds and Sharp Curving

Katsuya TANIFUJI*⁴, Satoshi KIKKO and Kei SAKANOUÉ

*⁴ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Niigata University,
8050 Ikarashi-2-no-cyo, Niigata-shi, Niigata, 950-2181 Japan

As to a train running at high speeds in tunnel, the car-body vibration increases considerably and the riding comfort is deteriorated. In tunnel sections, aerodynamic force is generated around the car body and it makes the running vibration bigger in sway and yaming modes of car body than that in open sections. On the present Shinkansen trains, "longitudinal inter-vehicle dampers" have been installed to improve the riding comfort of passengers. With other stiffness or damping devices installed between adjoining vehicles, more improvement can be expected in the riding comfort at high speeds. However, if the restriction between the vehicles is too strong, the curving performance may get worse on sharp curves such as turnouts laid in station or train depot, on which trains have to pass frequently. In this paper, an analytical model of a train is developed to simulate the running behavior of connected vehicles. And numerical simulation is carried out to examine the riding comfort of a train running at high speeds and also the curving performance through a turnout, varying the stiffness and damping between the vehicles. A potential, in which the ride comfort improves without increasing wheel lateral force on sharp curves, is found in the condition that the inter-vehicle damping is increased in longitudinal direction and added at lower position in lateral direction.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Riding Comfort, Curving Performance, Restriction between Vehicles

1. 緒 言

現在、新幹線車両では隣接する車両間に取付けられた「車体間前後ダンパ」が、高速走行時の車体振動の低減に寄与している⁽¹⁾⁽²⁾。一方、新幹線のスピードアップに伴い、特にトンネル区間における車体振動の増加が注目されている⁽³⁾。トンネル区間では、車両まわりに変動する空気力が発生し、明り区間よりも大きな左右、ヨーイング振動を発生させる。この変動空気力は、車両の床下で発生する渦がトンネル壁と干渉し発生するものと考えられている⁽⁴⁾。

ここで、車体間前後ダンパのほかに、車両間で作用する剛性と減衰の要素を付加することにより、トンネル区間を含む走行振動のさらなる改善が期待される。ただし、列車は駅構内の分岐軌道や車両基地内の急曲線軌道も通らなければならない。その際に車両間の拘束が強すぎると、車輪がレールに強く押付けられ、低速であっても車輪・レール間の作用力(横圧)を増大さ

せることが懸念される。

本報では、車両間の相対運動による相互作用を考慮し、直線および曲線軌道上の走行が模擬可能な編成車両モデルを構築する。このモデルを用い、車両間の剛性と減衰をパラメータとして、高速走行時(明り区間およびトンネル区間)の振動乗り心地と、急曲線を低速度で通過する際の車輪横圧を解析する。これにより、急曲線の通過性能を損なうことなく、高速走行時の乗り心地を改善しうる車両間の拘束について、その構成の可能性を検討する。

2. 解析モデル

2・1 編成車両 解析で用いる車両モデルは、1両当たり17自由度の左右系振動解析モデル⁽⁵⁾を基本として、車体の前後動を付加した18自由度モデルである。基本とする17自由度は、車体で左右動、ヨー、ロールの3自由度、二つの台車枠で左右動、ヨー、ロールの3自由度ずつ計6自由度、4本の車輪軸で左右動、ヨーの2自由度ずつ計8自由度である。この一車両モデルを8両連結して編成車両モデルを構成する。8両は、列車内の両端車と中間車の振動特性を再現するのに十分と考えられる連結両数である⁽⁶⁾。図1に示すように、これらの車両間には連結器の緩衝剛性(k_c)のほ

* 原稿受付 2006年1月17日。

*¹ 正員、新潟大学自然科学系(☎950-2181 新潟市五十嵐二の町8050)。

*² 学生員、新潟大学大学院材料生産システム専攻。

*³ 正員、東海旅客鉄道(株)(☎485-0801 小牧市大山1545-33)。

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

か、前後、左右方向に車端連結ほりによる剛性(k_x, k_y)とダンパの減衰(c_x, c_y)を付加して、編成列車モデルとする。

2.2 急曲線通過時の車両間相対変位 列車として急曲線を通過する場合、隣り合う車両間に生じる大きな相対変位が考慮されなければならない。その変位量は、各台車の中心が軌道中心線を通ると仮定することにより、幾何学的に算出される。補正を要するのは、前後、左右のばねおよびダンパと連結器の取付位置である。これらの位置を幾何学的に算出するに当たり、図2に示すようなX-Y座標系で、直線軌道上のA点から分岐軌道BC間を通り、直線軌道上のD点までの走行を考える。ここで、X-Y座標系の原点を分岐軌道始端B点に置き、そこからの移動距離をSで表すものとする。図3には、分岐軌道を通過中のk号車と(k+1)号車について、台車中心 $P_{t,kj}$ および $P_{t,(k+1)j}$ など、補正に関わる各点の記号を示す。ここに、jは台車番号(前位:1, 後位:2)である。

k号車について各台車中心の移動距離を $S_{t,kj}$ とすれば、それらのX-Y座標は次のようになる。

$$\text{AB間} \begin{cases} X_{t,kj} = S_{t,kj} & (<0) \\ Y_{t,kj} = 0 \end{cases} \dots\dots\dots (1)$$

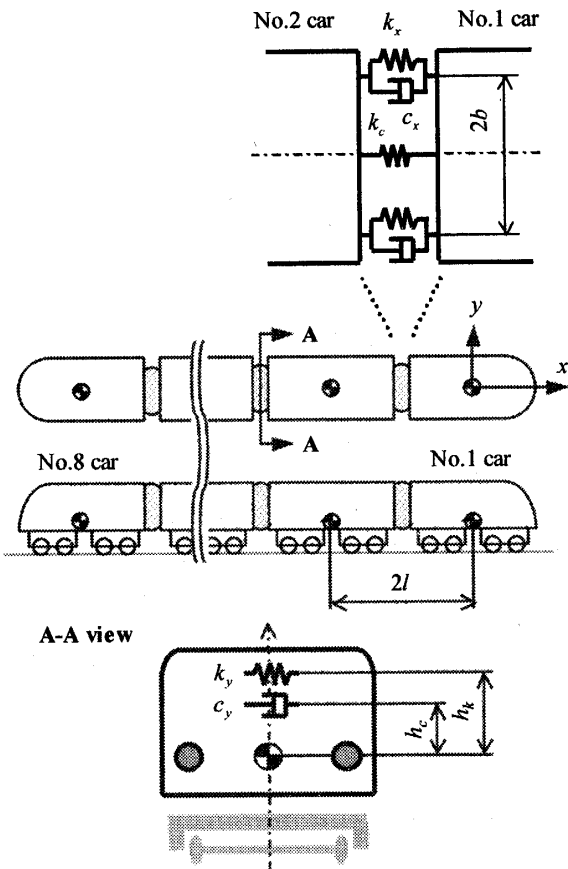


Fig. 1 Modeling of restriction between vehicles

$$\text{BC間} \begin{cases} X_{t,kj} = R_0 \sin \theta_{t,kj} \\ Y_{t,kj} = R_0(1 - \cos \theta_{t,kj}) \end{cases} \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{CD間} \begin{cases} X_{t,kj} = R_0 \sin \theta_0 + (S_{t,kj} - S_0) \cos \theta_0 \\ Y_{t,kj} = R_0(1 - \cos \theta_0) + (S_{t,kj} - S_0) \sin \theta_0 \end{cases} \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 R_0 は分岐軌道の曲率半径、 $\theta_{t,kj} = S_{t,kj}/R_0$ は距離 $S_{t,kj}$ において台車がX軸となす角である。また、 S_0 を分岐軌道の円弧長とすれば、その中心角は $\theta_0 = S_0/R_0$ となる。車両内の前・後の台車がX軸となす角より、車体の傾き角 θ_k は次式で計算される。

$$\theta_k = (\theta_{t,k1} + \theta_{t,k2})/2 \dots\dots\dots (4)$$

同様にして(k+1)号車の車体傾き角 $\theta_{(k+1)}$ も得られる。

次に、k号車、(k+1)号車の車体中心線上で台車中心から車端方向にλだけ離れた点のX-Y座標は、次式で求められる。

k号車後部(点 $P_{\lambda,k2}$)

$$\begin{cases} X_{\lambda,k2} = X_{t,k2} - \lambda \cos \theta_k \\ Y_{\lambda,k2} = Y_{t,k2} - \lambda \sin \theta_k \end{cases} \dots\dots\dots (5)$$

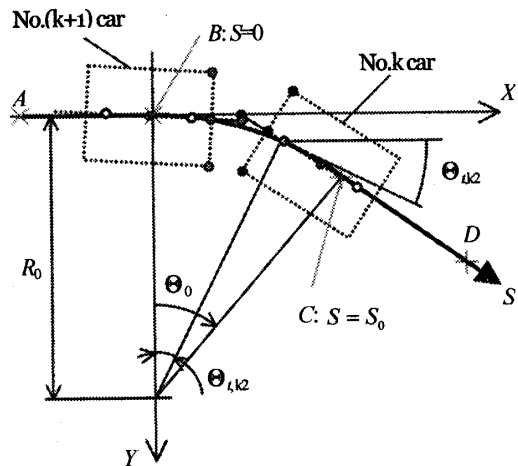


Fig. 2 Relative displacement between vehicles on sharp curve

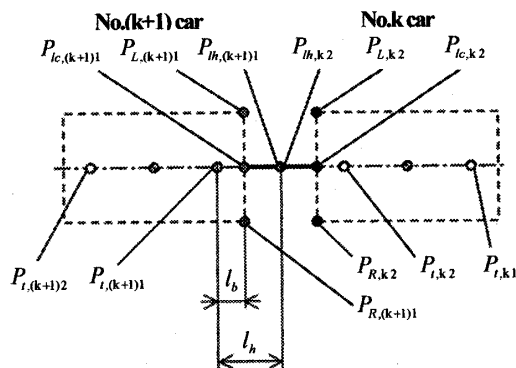


Fig. 3 Acting points of restriction devices and truck center pins

(k+1)号車前部(点 P_{λ,(k+1)})

$$\begin{cases} X_{λ,(k+1)} = X_{t,(k+1)} + \lambda \cos \theta_{(k+1)} \\ Y_{λ,(k+1)} = Y_{t,(k+1)} + \lambda \sin \theta_{(k+1)} \end{cases} \dots\dots\dots (6)$$

ここに、λ=l_bで車体端(点 P_{l_b,k2}, P_{l_b,(k+1)}), λ=l_kで連結端(点 P_{l_h,k2}, P_{l_h,(k+1)})を表す。

k号車の車体後端において、中心から左・右にそれぞれ b だけ離れた点 P_{L,k2}, P_{R,k2}の座標は、次式となる。

$$\text{左側} \begin{cases} X_{L,k2} = X_{t,k2} - l_b \cos \theta_k + b \sin \theta_k \\ Y_{L,k2} = Y_{t,k2} - l_b \sin \theta_k - b \cos \theta_k \end{cases} \dots\dots\dots (7)$$

$$\text{右側} \begin{cases} X_{R,k2} = X_{t,k2} - l_b \cos \theta_k - b \sin \theta_k \\ Y_{R,k2} = Y_{t,k2} - l_b \sin \theta_k + b \cos \theta_k \end{cases} \dots\dots\dots (8)$$

ここに、添字の R は右側、L は左側を表す。同様に、(k+1)号車の車体前端で左・右に b だけ離れた点 P_{L,(k+1)}, P_{R,(k+1)}の座標も得られる。これらの点の座標から、曲線部で生じる車体間の相対変位が次の点間距離として求められる。

- 連結端左右 Y_{C,k(k+1)}: 点 P_{l_h,k2}・P_{l_h,(k+1)} 間
- 車体端左側前後 X_{L,k(k+1)}: 点 P_{L,k2}・P_{L,(k+1)} 間
- 車体端右側前後 X_{R,k(k+1)}: 点 P_{R,k2}・P_{R,(k+1)} 間
- 連結器取付部前後 X_{C,k(k+1)}: 点 P_{l_b,k2}・P_{l_b,(k+1)} 間

これらの幾何学的な相対変位を考慮することにより、k号車・(k+1)号車間の補正された相対変位は、次のように表される。

連結端左右方向

$$y_{D,k(k+1)} = y_{b,k} - y_{b,k+1} + l\phi_{b,k} - l\phi_{b,k+1} - h\phi_{b,k} + h\phi_{b,k+1} + Y_{C,k(k+1)} \dots\dots\dots (9)$$

左側の前後方向

$$x_{DL,k(k+1)} = x_{b,k} - x_{b,k+1} + b\phi_{b,k} - b\phi_{b,k+1} + X_{L,k(k+1)} \dots\dots\dots (10)$$

右側の前後方向

$$x_{DR,k(k+1)} = x_{b,k} - x_{b,k+1} - b\phi_{b,k} + b\phi_{b,k+1} + X_{R,k(k+1)} \dots\dots\dots (11)$$

連結器取付部の前後方向

$$x_{DC,k(k+1)} = x_{b,k} - x_{b,k+1} + X_{C,k(k+1)} \dots\dots\dots (12)$$

ここに、y_b, x_bは軌道に沿って移動する座標系で、計算される k号車または(k+1)号車の車体重心左右変位および前後変位、φ_b, φ_bは同じく車体のヨーおよびロール角変位、lは前後連結端間隔の半分、hは車体重心から左右拘束要素までの高さである。これらの相対変位から相対速度が得られ、車両間に作用する復元力と減衰力が計算できる。

なお、車体間前後ダンパは基地構内等の急曲線部で走行を支障しないように、減衰力の最大を 22 kN に限定し、ピストン変位が±40 mmを超えると、減衰係数は 0.05 倍に切換わる⁽²⁾ものとする。

2.3 変動空気力 トンネル区間の走行を模擬するために、車体に対する外乱として変動空気力を考慮する。現車試験で測定された車体両側の圧力差から、1/4車体に作用する空気力に換算する。図4はトンネル区間で測定された変動空気力のパワースペクトル密度(PSD)と、その近似定式化の一例⁽⁷⁾を表す。

$$\begin{aligned} G &= 1.79 \times 10^{-2} F^{0.350} && : F \leq 0.6 \\ G &= 1.89 \times 10^{-1} F^{4.96} && : 0.6 < F \leq 1.8 \\ G &= 8.12 F^{-1.43} && : 1.8 < F \leq 10 \\ G &= 3.90 \times 10^3 F^{-4.11} && : F > 10 \end{aligned} \quad \begin{matrix} [(kN)^2/Hz] \\ [Hz] \end{matrix} \dots\dots\dots (13)$$

数値シミュレーションでは、この近似 PSD からフーリエ逆変換により生成した変動空気力波形を、モデル波形として用いる。このモデル波形を 1 車両当たり 1/4 車体ごとに 4 点、8 両編成全体で 32 点にわたり、先頭の作用点からの距離に応じた位相遅れを与えて入力とする。その際、変動空気力の移動速度を無視する。空気力が移動しないものとするとき、車体振動に及ぼすその影響は最も大きくなる⁽⁷⁾。

また、変動空気力の大きさは列車編成の長手方向に増加領域、定常領域とはく離領域に分類される⁽⁴⁾ことを考慮し、編成の各車両へ入力する変動空気力の大きさを、次のような倍率で変化させる。1, 2 号車は増加領域とし、1 号車先端の零倍から 2 号車後端で 1 倍となるように、先端からの距離に比例して変動空気力の倍率を増加させる。3 号車以降は定常領域とし、そのまま 1 倍の大きさとする。8 号車の最後尾作用点のみ、はく離の効果として、1.1 倍の大きさに増加させる。

なお、文献(7)において、車体振動加速度のシミュレーション結果と実測データを PSD で比較し、本解析モデルが動揺の帯域においておおよその傾向を再現

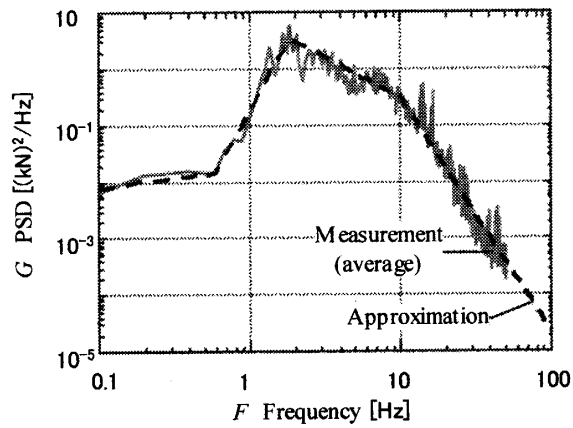


Fig. 4 Modeling of aerodynamic force

することを示した。

2.4 軌道 本線上の高速走行シミュレーションでは、軌道に左右方向の不整(通り狂い)を付加する。通り狂いとしては、文献(8)のPSDを参考に、新幹線の「よい軌道」を想定して式(14)により定式化したPSDから、フーリエ逆変換で生成した波形を用いる。

$$\begin{aligned}
 g &= 2.30 \times 10^2 & : f < 8.0 \times 10^{-3} \\
 g &= 1.91 \times 10^{-8} f^{-4.81} & : 8.0 \times 10^{-3} \leq f < 1.6 \times 10^{-2} \\
 g &= 4.0 \times 10^{-3} f^{-1.85} & : f > 1.6 \times 10^{-2} \\
 & \text{[(mm)}^2/\text{m}^{-1}] & \text{[m}^{-1}]
 \end{aligned}
 \dots\dots\dots (14)$$

ここで、空間周波数 $f=8 \times 10^{-3} [\text{m}^{-1}]$ 以下(不整の波長 $\lambda=125 \text{ m}$ 以上)で、PSDを一定とした。検討する速度 270 km/h の場合、 $\lambda=125 \text{ m}$ 以下の不整によって励振される振動数は 0.6 Hz 以上となり、この帯域には、新幹線車両の左右振動で卓越する約 1.5 Hz の車体ヨーイング、さらには、振動数が最も低い固有振動である下心ローリングの主たる成分までが含まれる。また、後述の乗り心地レベル L_T による車体振動の評価では、 0.5 Hz 以上の成分を対象とするので、 0.6 Hz 以下に相当する不整の波長でPSDを一定としても、算出される L_T 値に及ぼす影響は小さいものと判断される。

一方、急曲線の通過は分岐軌道の走行で代表させる。分岐軌道には緩和曲線とカントが設けられず、曲線として厳しい軌道条件である。対象とする分岐器としては、基地構内で最もリード半径 R_0 が小さい9番分岐器 ($R_0=202 \text{ m}$) を用いる。

3. 数値シミュレーション

2章で述べた編成車両モデルを用い、数値演算ソフト MATLAB-Simulink⁽⁹⁾ によりシミュレーションを行う。車両のパラメータについては、文献(10)に示される新形新幹線車両の数値を基本とする。

3.1 高速走行 高速走行のシミュレーションは明りとトンネルの両区間について行う。外乱として、明り区間では軌道不整のみを、トンネル区間では軌道不整と変動空気力を加える。両区間とも走行速度 270 km/h で35秒間の走行シミュレーションを行い、5~35秒までの30秒間の車体左右加速度を用いて振動乗り心地を評価する。

車両間の拘束として、剛性に関しては

- (a) 幅 $2b=3.0 \text{ m}$ の間隔で取付けた前後剛性 k_x
- (b) 車体妻面中心高さ ($h_k=0.75 \text{ m}$) の左右剛性 k_y
減衰に関しては
- (c) 幅 $2b=3.0 \text{ m}$ の間隔で取付けた減衰係数 c_x の

Table 1 Parameters of restriction between vehicles

k_x	0 ~ 1 000 kN/m
k_y	0 ~ 1 000 kN/m
c_x	0 ~ 3 000 kNs/m
c_y	0 ~ 100 kNs/m

前後ダンパ

- (d) 車体重心から $h_c=+1.75 \text{ m}$ (貫通路の上方) または -0.75 m (貫通路の下方) の高さに取り付けた減衰係数 c_y の左右ダンパ

の計4条件について、それぞれのパラメータ値の変化が乗り心地へ及ぼす影響を検討する。これらのパラメータ値の検討範囲を表1に示す。ここで、現状を想定して $k_x=0 \text{ kN/m}$, $c_x=1 \text{ 000 kN}\cdot\text{s/m}$, $c_y=50 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$, $k_y=20 \text{ kN/m}$, $h_c=1.75 \text{ m}$, $h_k=0.75 \text{ m}$ を車両間拘束パラメータの基本値とする。なお、連結器の緩衝剛性は $k_c=10 \text{ 000 kN/m}$ に固定する。

3.2 急曲線通過 分岐軌道の通過シミュレーションでは、軌道の曲率による遠心力と、式(3)~(5)で計算される相対運動に応じた拘束力が車両間に作用する。9番分岐器を許容速度の 40 km/h で通過する際の挙動から車輪横圧を求め、曲線通過特性を評価する。なお、車両間の拘束として前述の(a)~(d)の条件を用いる。

4. 計算結果と考察

4.1 高速走行の乗り心地 車両間の拘束パラメータの基本値で計算した高速走行シミュレーションから、車体左右加速度の波形例を図5に示す。明り区間とトンネル区間の結果を比較して、変動空気力の影響でトンネル区間の振動が顕著に増加することが示される。車体振動の評価には、乗り心地レベル (L_T 値)⁽¹¹⁾ を用いる。乗り心地レベルは、その値が大きいほど振動が増加して乗り心地が低下することを意味する。ここで用いる ΔL_T 値は基本の車両間拘束パラメータ値で、明り区間を走行する中間5号車の後位台車位置上の L_T 値を基準とし、そこからの差を表している。なお、式(14)のPSDから生成した通り狂い波形の場合、基準の L_T 値は 78 dB となった。これは乗り心地レベルとしては小さな値であり、軌道不整についてはかなり「よい軌道」を想定したことを意味する。

3章で述べた車両間の拘束条件(a)~(d)それぞれについて、5号車の結果を用いて図6~9に示す。解析モデルの5号車は、トンネル内で変動空気力が定常領

域にある中間車を代表している⁷⁾。この検討では、個々の拘束条件の影響を明確にするため、4個の拘束パラメータ k_x , k_y , c_x および c_y 中で該当する一つのパラメータだけを変化させ、残り3個のパラメータをすべて零とした。このパラメータ条件に加え、想定した「よい軌道」の軌道不整量が小さかったことが、明り区間とトンネル区間の ΔL_T 値に実態以上の大きな差を生じさせており、軌道不整に対してトンネル内の空気力モデルの影響が大きい結果となっている。

4・1・1 剛性 図6は車両間に前後方向の剛性 k_x のみを付加した条件(a)が、乗り心地に及ぼす影響を示す。 k_x が増加しても、明りとトンネルの両区間で ΔL_T 値の変化はわずかであり、車体の前位、後位ともに乗り心地への影響は小さい。

次に、左右方向の剛性 k_y のみを付加した条件(b)の結果を図7に示す。取付高さは車体妻面中心 ($h_k = +0.75$ m) である。 k_y が基本値の20 kN/mから増加すると、明りとトンネルの両区間で ΔL_T 値が増大する。さらに k_y が増加すると、およそ500 kN/mで ΔL_T 値に極大が現れる。また、 k_y の増加に対し、車体後位よりも前位で ΔL_T 値の増加傾向が大きい。

以上より、明り、トンネル区間ともに、前後方向の剛性 k_x を付加しても乗り心地へ及ぼす影響は小さいものの、左右方向の剛性 k_y が増加すると高速走行時の乗り心地を低下させることが示される。

4・1・2 減衰 図8は車両間前後方向ダンパのみを付加した条件(c)について、減衰係数 c_x の増加が乗り心地へ及ぼす影響を示す。 c_x の増加は明りとトンネルの両区間で ΔL_T 値を低減させる。しかし、 c_x が2000 kN・s/m以上では、図示されるようにその低減効果は小さなものとなる。

次に、車体間に左右方向のダンパのみを付加した条件(d)の結果を図9に示す。減衰係数 c_y の増加が ΔL_T 値に及ぼす影響を、ダンパの取付高さ h_c の違いにより比較している。軌道不整のみで加振される明り区間では、ダンパを重心の上方 ($h_c = +1.75$ m: □) に取付ける場合には、 c_y の増加により軌道不整が上ロールを加振させるため、 ΔL_T 値が増大している。しかし、重心の下方に取付ける場合 ($h_c = -0.75$ m: ○) では、 c_y の選択によっては ΔL_T 値が減少し、車体振動が低減する可能性も示される。

トンネル区間においては、ダンパ取付高さの違いに

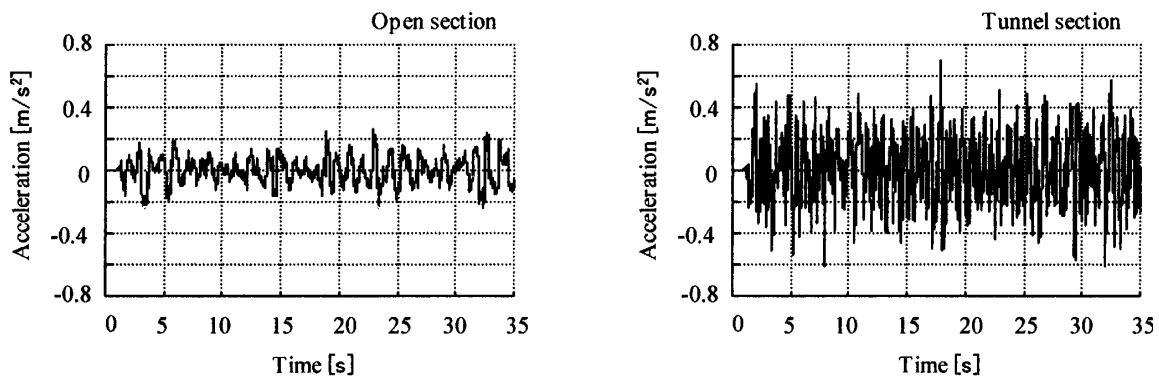


Fig. 5 Comparison of car-body lateral acceleration between open and tunnel sections: above rear truck center of No. 5 car at $V=270$ km/h

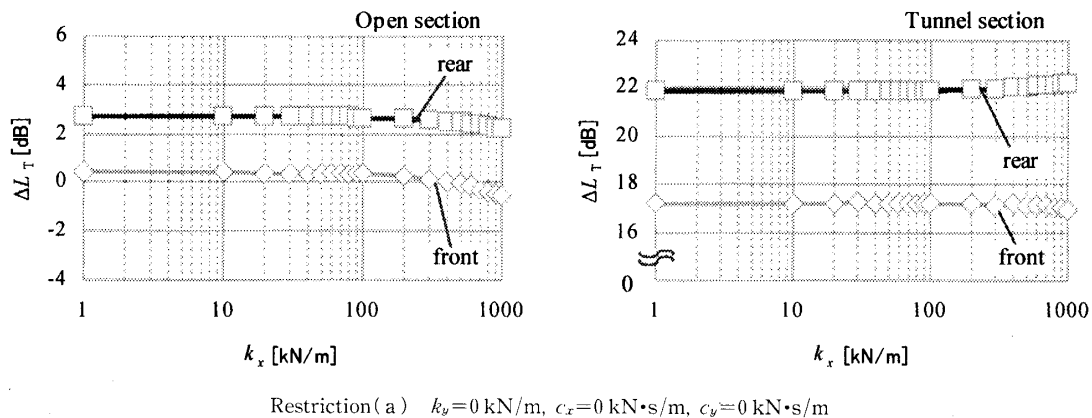
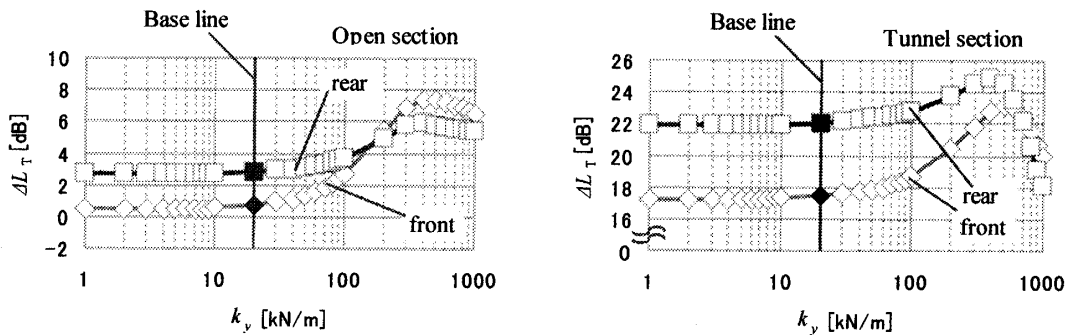
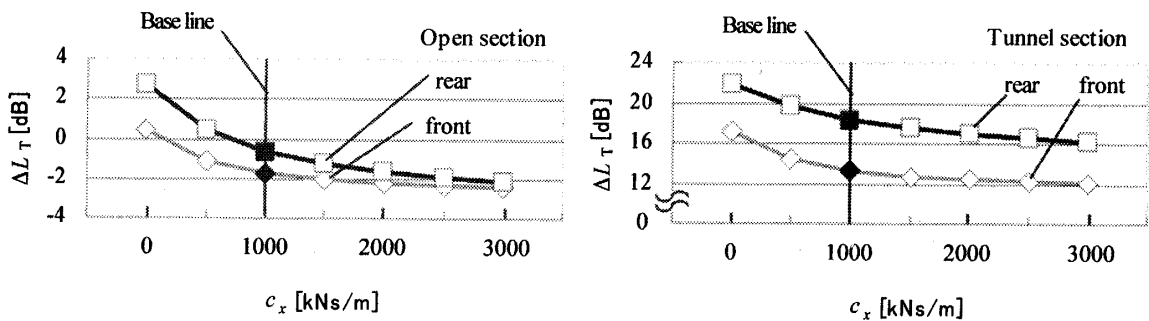


Fig. 6 Effect of longitudinal stiffness on the value of ΔL_T on No. 5 car



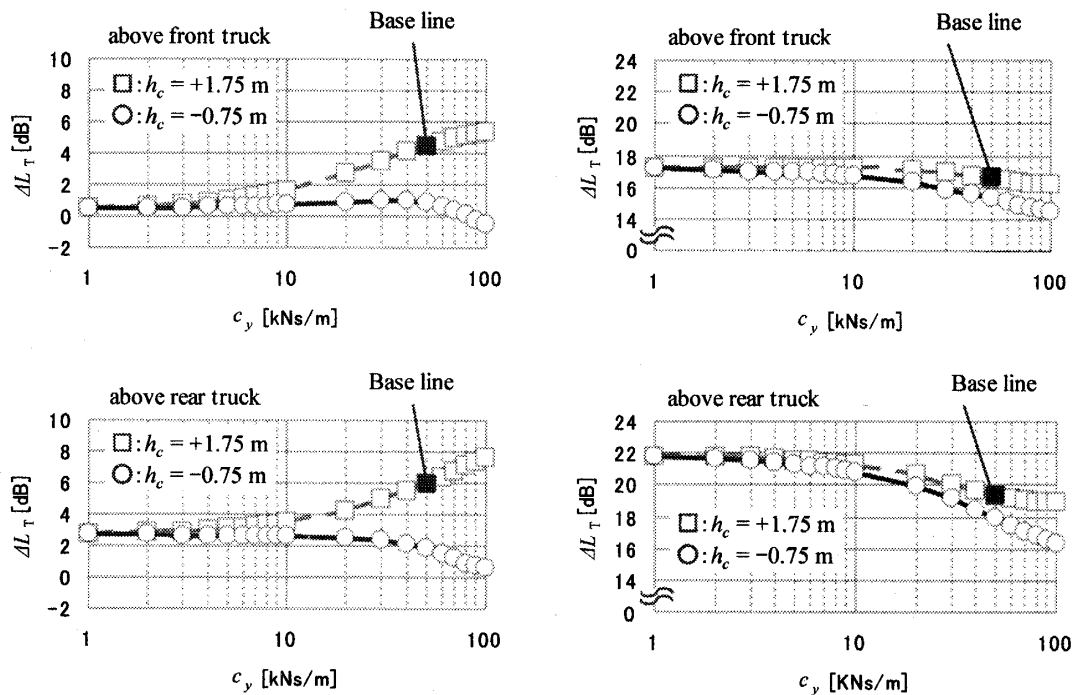
Restriction (b) $h_k=0.75$ m, $k_x=0$ kN/m, $c_x=0$ kN·s/m, $c_y=0$ kN·s/m

Fig. 7 Effect of lateral stiffness on the value of ΔL_T on No. 5 car



Restriction (c) $h_k=0$ kN/m, $k_y=0$ kN/m, $c_y=0$ kN·s/m

Fig. 8 Effect of damping coefficient in longitudinal direction on the value of ΔL_T on No. 5



(a) Open section

(b) Tunnel section

Restriction (d) $k_x=0$ kN/m, $k_y=0$ kN/m, $c_x=0$ kN·s/m

Fig. 9 Effect of damping coefficient in lateral direction on the value of ΔL_T on No. 5 car

よることなく、 c_y の増加は ΔL_T 値を減少させている。これは、変動空気力のように直接車体に作用する外乱に対しては、車両間左右ダンパの減衰力増加が車体の制振に有効なことを示している。

以上より、図10に例示されるように、車両間前後ダンパの減衰係数 c_x を増加させることと、適切に選択した減衰係数 c_y の車両間左右ダンパを車体重心より下方に付加することにより、高速走行時のさらなる乗

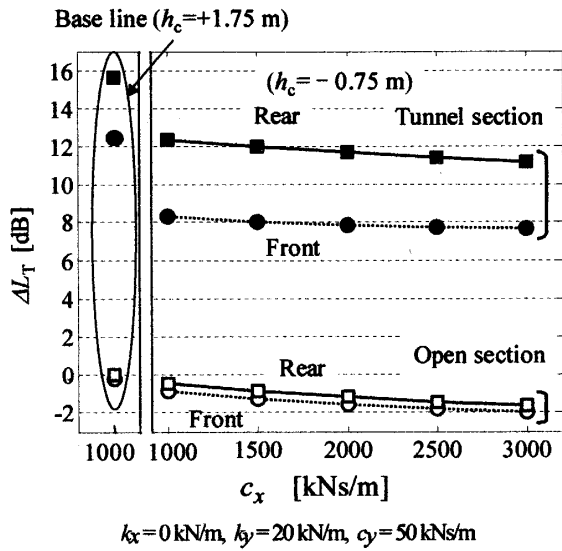


Fig. 10 Potential of improving riding comfort using the restriction between vehicles

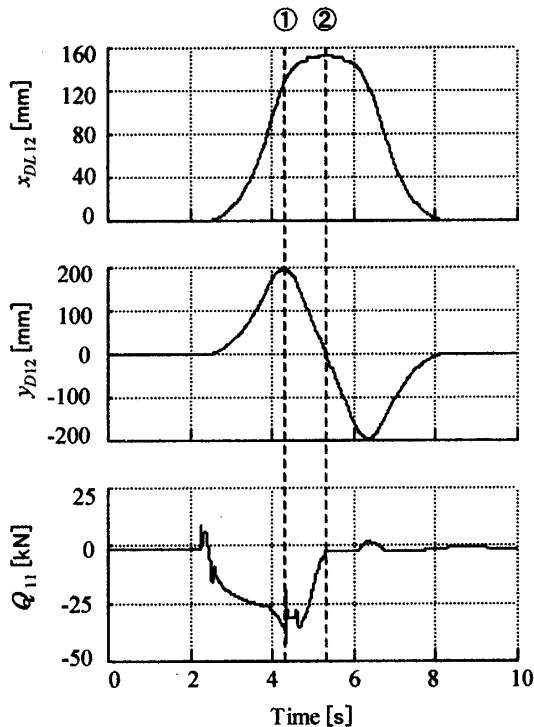
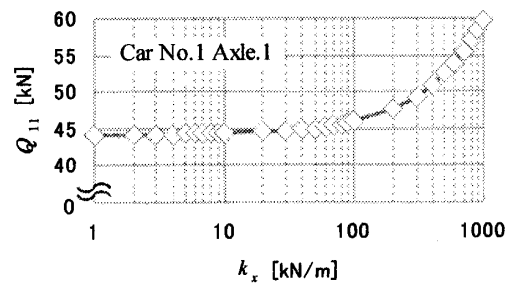


Fig. 11 Relative displacement and wheel lateral force through turnout

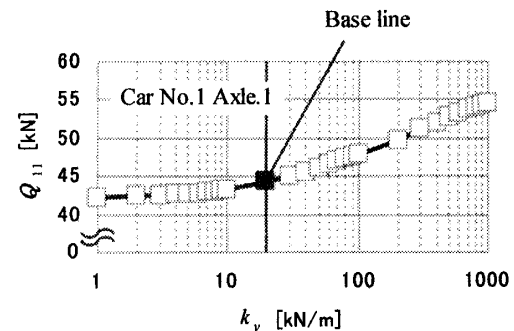
り心地向上が期待される。

4.2 急曲線通過 車両間の拘束として、連結器の緩衝剛性 k_c のみを考慮した分岐器通過のシミュレーション結果から、1・2号車間の前後相対変位 x_{DL12} 、左右相対変位 y_{DL12} 、および1号車第1軸の外軌側車輪横圧 Q_{11} の波形例を図11に示す。図中の①では、先行の1号車が分岐軌道に入り、後続の2号車はまだ直前の直線軌道上にある。このとき、車両間の左右相対変位 y_{DL12} が最大となる。連結器の中心が分岐曲線のちょうど中間に来るときが②である。このとき、車両間の前後相対変位 x_{DL12} は最大となるが、左右方向のそれ y_{DL12} は零となる。この間、先頭車第1軸の外軌側車輪には、フランジ接触により横圧 Q_{11} が急増している。この波形例は定性的に現車の状況を模擬しているものとみなされる。

4.2.1 剛性 車両間に前後剛性 k_x 、または左右剛性 k_y のみを付加した条件(a)および(b)について、各剛性の増加が9番分岐器通過時の車輪横圧へ及ぼす影響を図12に示す。図示されるように、前後、または左右方向の剛性増加とともに、先頭車第1軸の外軌側車輪横圧 Q_{11} は増加することが示される。これは、列車が急曲線を通る際に生じる1・2号車車端間の大きな相対変位が前後、左右の各剛性によって抑制さ



Restriction (a) $k_y = 20 \text{ kN/m}$, $c_x = 0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$, $c_y = 0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$



Restriction (b) $k_x = 0 \text{ kN/m}$, $c_x = 0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$, $c_y = 0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$

Fig. 12 Effect of stiffness on wheel lateral force

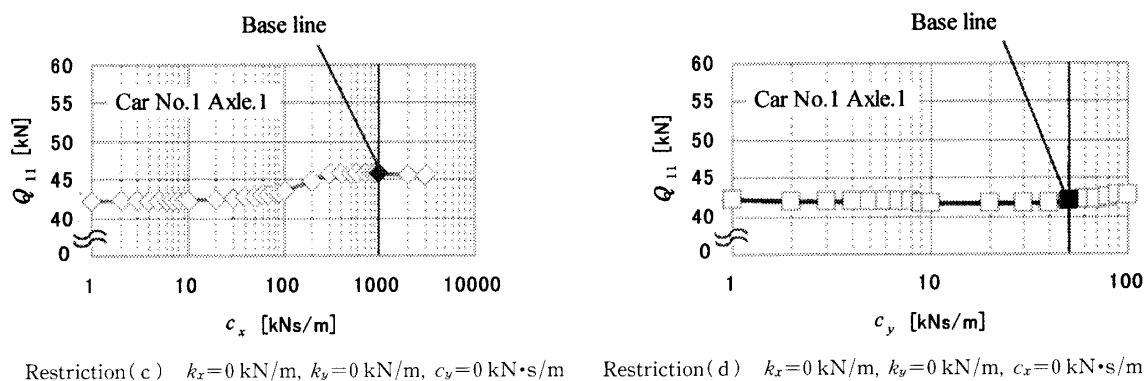


Fig. 13 Effect of damping coefficient on wheel lateral force

れ、これによって車両内前・後両端軸で車輪が、レールに強く押付けられるためである。

以上、車両間に付加する前後、また左右方向の剛性増加は、ともに急曲線通過性能を低下させることが示される。

4・2・2 減衰 車両間にダンパのみを付加する条件(c), (d)において、前後・左右方向の減衰係数 c_x または c_y の増加が車輪横圧 Q_{11} へ及ぼす影響を図13に示す。条件(c)の前後ダンパの減衰係数 c_x が現状の1000 kN·s/mより増加しても、 Q_{11} の増加は見られない。 c_x が300 kN·s/m以上では減衰力の飽和特性により、 Q_{11} は一定の値となっている。このことから、2・2節で述べた前後ダンパ減衰力の非線形特性が、急曲線通過に対して有効であることが示される。

一方、左右ダンパでは、 c_y の増加による Q_{11} への影響は小さい。 c_y が100 kN·s/mまでの範囲では、前後ダンパにも見られるように、横圧へ及ぼす影響が小さいことがわかる。

5. ま と め

車両間の拘束が走行挙動に及ぼす影響を解析するために編成車両モデルを構築し、数値シミュレーションの結果により、以下のことが示された。

(1) 車両間の前後方向の剛性を大きくすると、高速走行時の車体振動には影響がないものの、急曲線での横圧が増大するために、剛性 k_x は小さくすることが望ましい。

(2) 車両間の左右方向の剛性を大きくすると、急曲線での横圧が増大し、高速走行時の車体振動も増加させるため、剛性 k_y は小さくすることが望ましい。

(3) 車両間の前後方向の減衰係数 c_x を現状より大きくすると、明り区間およびトンネル区間ともに、高速走行時の車体振動を低減する効果が期待される。

(4) 車両間左右ダンパを貫通路より下方に取付け、減衰係数 c_y を適切に選択すれば、トンネル走行時の変動空気力による車体振動も低減する可能性がある。

文 献

- (1) Fujimoto, H. et al., Lateral Vibration and its Decreasing Measure in the Tail Car of a Skinkansen, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 59, No. 560 (1993), pp. 1016-1022.
- (2) Kanbayashi, K. et al., 300 X Shinkansen Experimental Trainset: Development of Lateral and Longitudinal Connecting Dampers between Cars, *Proceedings of J-Rail '95*, (1995-12), pp. 169-170.
- (3) Ueki, K. et al., Lateral vibration of middle cars running in tunnels, *Proceedings of the 75th Regular Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No. 98-1 (IV) (1998-3), pp. 412-413.
- (4) Suzuki, M. et al., Analysis of vehicle vibration in tunnel and means for provision (in Japanese), *JREA*, Vol. 46, No. 5 (2003-5), pp. 7-11.
- (5) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Railway Vehicle Dynamics* (in Japanese), (1994), p. 20, Denkisha-kenkyukai.
- (6) Kikko, S. et al., Running vibration as train-set and influence of aerodynamic force in tunnel, *Proceedings of the 33th Hokuriku-Shinetsu Student Member's Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, (2004-3), pp. 57-58.
- (7) Kikko, S. et al., Modeling of a Aerodynamic force for Analyzing Running Vibration of Train-set in Tunnel section, *Proceedings of the 14th Transportation and Logistics Conference 2005*, (2005-12), pp. 39-42.
- (8) Naganuma, Y. and Takai, H., Track maintenance method considering dynamics of Shinkansen rolling stock, *RTRI Report*, Vol. 9, No. 12 (1995-12), pp. 37-42.
- (9) The Math Works, Inc. ed., *Using SIMULINK*, (1997), p. 3.2, The Math Works, Inc.
- (10) Fujimoto, H., Research on dynamic influences of vehicle coupling and vibration in running railway vehicles, *RTRI Report*, Special No. 29 (1999-5), pp. 120-121.
- (11) Miyoshi, K., Research process on criterion of riding comfort (in Japanese), *Journal of Railway Engineering Research*, Vol. 38, No. 3 (1981), pp. 127-134.