

台車旋回抵抗を考慮したボギー車の左右強制振動解析* (第2報, 旋回抵抗低減による乗り心地向上の可能性)

谷藤克也*¹, 関 正明*², 横瀬景司*¹

The Lateral Vibration Analysis of a Bogie Car Considering the Resistance to Truck Turning (2nd Report, The Possibility of Improvement in Riding Comfort by Reducing the Resisting Force to Truck Turning)

Katsuya TANIFUJI, Masaaki SEKI, and Keiji YOKOSE

The 1st report indicated that it is disadvantageous to the running vibration only to lower the friction coefficient of the side bearer from the present value as a countermeasure against the heavy wear of a wheel flange. This paper deals with the longitudinal elastic force and the friction one, which act in series as the resistance to truck turning, and also the lateral stiffness of the secondary spring. Generated random shapes of alignment irregularity are used in the analysis by the numerical simulation. Results shows that in the case of using the effect of reducing the lateral stiffness of the secondary spring it is possible to reduce the resistance to truck turning through the reduction of the longitudinal elastic force without deterioration of the riding comfort under both good and poor conditions of track irregularity.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Simulation, Bogie Car, Riding Comfort, Resistance to Truck Turning

1. ま え が き

側受支持方式のボギー車について、台車旋回抵抗構成要素の一つである側受摩擦力が左右方向の強制振動に及ぼす影響を解析し第1報⁽¹⁾とした。この台車旋回抵抗は高速時の走行安定性を確保するためのものであるが、そのもう一つの構成要素であるボルスタアンカの前後剛性を現状に固定した場合、3波連続する正弦波形状の軌道不整(通り狂い)条件に対し、検討範囲のすべてにおいて側受摩擦力の減少は車体振動の増大傾向につながった。これにより、車輪フランジの摩擦軽減を目的とする台車旋回抵抗の低減が側受摩擦力のみを対象とするのであれば、車体振動の面から不利であることが示された。

本報では、台車旋回抵抗の低減が車輪フランジの摩擦軽減につながることを前提とし、旋回抵抗として直列に作用する側受摩擦力とボルスタアンカ前後剛性の兼合いにより、車体振動を増大させることなく旋回抵抗を低減する可能性を検討する。検討の方法として前報と同じシミュレーションを用いるが、軌道条件とし

ては不整量の波長特性が考慮された不規則な不整形形状を生成することにより、より実態に近い走行振動を解析し検討を行う。

2. 計算に用いた軌道不整形形状

文献(1)では、新幹線で実施された軌道狂い設定現車走行試験⁽²⁾の軌道条件によりシミュレーションを行った。その軌道不整は定波長、定振幅で3波連続した正弦波形状の左右方向狂い、いわゆる通り狂いである。しかし、実際の軌道不整は波長、振幅の異なる雑多な狂いが重なり合った不規則形状であり、この不規則性が左右振動の増大に関係する側受のすべりにも影響しているので、軌道の実態に近い不規則な不整形形状を用いたシミュレーションが望ましいと考えられる。

軌道不整の不規則形状はそのパワースペクトル密度(PSD)からフーリエ逆変換を用いて生成することができる。文献(3)によれば、 r 地点における一次元の不整形形状 $(y_R)_r$ は次式で与えられる。

$$(y_R)_r = \sum_{k=0}^{N-1} \sqrt{S_k} \exp[j(\theta_k + 2\pi kr/N)]$$

$$r=0, 1, 2, \dots, (N-1) \dots \dots \dots (1)$$

ここに、 $S_k = (2\pi/N\Delta)S(\gamma_k)$ であり、 $S(\gamma_k)$ は考慮する軌道不整量のPSD、 γ_k は空間周波数 $(=2\pi k$

* 平成2年3月10日 東北支部第25期総会講演会において講演、原稿受付 平成元年6月15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。

$/N\Delta[\text{rad/m}]$, Δ は不整形生成の距離間隔, θ_k は $0 \sim 2\pi$ の間で一様に分布する位相角を表す. 軌道不整量の PSD が m^{-1} を単位とする空間周波数 F_k で与えられる場合は, $S_k = S(F_k)/N\Delta$ である.

ここで検討対象とする新幹線軌道については, その代表的な軌道不整 PSD として公表されたものがないので, 同じ標準軌間軌道として文献(4)でフランス国鉄が定式化したものを利用し図1のように低周波数側に拡張して用いる. その定式化された通り狂いのパワースペクトル密度 $G(F)$ は m^{-1} を単位とする空間周波数 F により次式で表される.

$$G(F) = 308e^2 / (1 + F/F_0)^3 [\text{mm}^2/\text{m}^{-1}] \quad \dots\dots (2)$$

ここに, $F_0 = 0.030 \text{ l m}^{-1}$ であり, 良い軌道として $e^2 = 0.627$, 悪い軌道として $e^2 = 2.91$ が充てられている. $G(F)$ は片側 PSD であり, $S(F) = G(F)/2$ の関係が成立する.

ここでは, $\Delta = 1 \text{ m}$, $N = 512$ として長さ 512 m ごとに生成した不整形を必要な走行区間長になるまでつなぎ合せている. また, 各不整形生成点の間は直線により補間する. 計算に用いた生成不整形波形を図1に示す. なお, 軌道不整生成の詳細については文献(5)に報告している.

3. シミュレーション

3.1 車両モデルと諸元 計算に使用した車両モデルは文献(1)と同じ十七自由度(車体と2台の台車についてそれぞれ左右動, ヨーとロール, 4本の輪軸についてそれぞれ左右動とヨー)のボギー車モデルであり, (1)台車旋回抵抗モーメント, (2)レールの拘束, (3)車輪-レール間のクリープ力, の三つの非線形特性を考慮している. 車両諸元としては200系新幹線

電車を想定した以下の値を用いる.

質量: 車体 $m_B = 43.0 \text{ t}$, 台車枠 $m_T = 5.56 \text{ t}$, 輪軸 $m_W = 2.41 \text{ t}$

ヨーイング慣性半径: 車体 $i_{Bz} = 6.83 \text{ m}$, 台車枠 $i_{Tz} = 1.20 \text{ m}$, 輪軸 $i_{Wz} = 0.75 \text{ m}$

ローリング慣性半径: 車体 $i_{Bx} = 1.63 \text{ m}$, 台車枠 $i_{Tx} = 0.60 \text{ m}$

剛性: 軸ばね上下 $k_1 = 2\,260 \text{ kN/m}$ (1軸), 軸箱前後 $k_{wx} = 34\,300 \text{ kN/m}$ (1軸), 同左右 $k_{wy} = 8\,580 \text{ kN/m}$ (1軸), 空気ばね前後 $k_{2x} = 343 \text{ kN/m}$, 同左右 $k_{2y} = 343 \text{ kN/m}$, 同上下 $k_2 = 1\,690 \text{ kN/m}$, 同有効受圧面積の変化相当 $k_3 = 0 \text{ kN/m}$, (空気ばね本体と補助空気室の容積比 $N = 0.494$)

減衰係数: 軸ばねダンパ $c_1 = 39.2 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$ (1軸), 左右動ダンパ $c_{2y} = 70.0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$, 空気ばねの絞りによる減衰 $c_2 = 73.0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$

左右の間隔: 車輪-レール間接点 $2b = 1.5 \text{ m}$, 軸ばね $2b_1 = 2.1 \text{ m}$, 空気ばね $2b_2 = 2.45 \text{ m}$, ボルスタアンカ $2b_s = 2.84 \text{ m}$, 側受 $2b_s = 1.3 \text{ m}$, 輪軸中心からフランジ接点まで $b_f = 0.712 \text{ m}$

前後の距離: 台車中心間 $2l_T = 17.5 \text{ m}$, 台車内輪軸間 $2a = 2.5 \text{ m}$

上下の高さ: 車軸中心から台車枠重心 $h_T = 0.2 \text{ m}$, 台車枠重心から空気ばね中心 $h_A = 0.42 \text{ m}$, 台車枠重心から左右動ダンパ中心 $h_D = 0.42 \text{ m}$, 空気ばね中心から車体重心 $h_{AB} = 0.75 \text{ m}$, 左右動ダンパ中心から車体重心 $h_{DB} = 0.75 \text{ m}$, 車体床面から車体重心 $h_C = 0.43 \text{ m}$

車軸: 転動半径 $r = 0.455 \text{ m}$, 踏面こう配 $\gamma = 0.025$

摩擦係数: 車輪-レール間 $\mu = 0.25$

レールとの関係: 線形クリープ係数 $f_{k1} = 15\,500 \text{ kN}$, $f_{k2} = 13\,800 \text{ kN}$, フランジ遊間 $\delta = 5.5 \text{ mm}$, レール有効横剛性 $k_R = 19\,600 \text{ kN/m}$

なお, 台車旋回抵抗に関係するボルスタアンカ前後剛性 k_b と側受の摩擦係数 μ_s として次の値を基本値

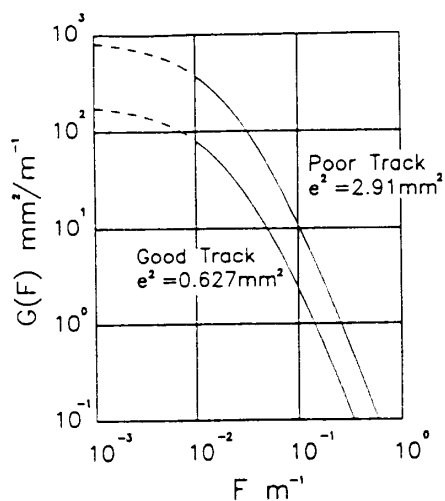


図1 計算に用いた通り狂い PSD と生成通り狂い波形

とする。

$$k_{b0} = 9800 \text{ kN/m}, \mu_{s0} = 0.12$$

3・2 計算法 シミュレーションの方法は文献

(1)に述べたごとく、計算モデルから導出された17の2階常微分方程式と四つの1階常微分方程式から成る運動方程式を計38の1階の連立常微分方程式とし、Runge-Kutta-Gill法により数値積分している。計算の刻みは10/4096 sである。

4. 計算結果

4・1 正弦波形状不整による事前検討 最初に、文献(1)と同じ3波連続する通り狂いにより事前検討を行った。狂い波高 $a_R = 6 \text{ mm}$ 、狂い波長 $\lambda = 10 \sim 80 \text{ m}$ 、走行速度 $V = 210 \text{ km/h}$ の条件により得られた結果を図2に示す。これは軌道不整区間で生じた車体前側の左右加速度を全振幅による最大値でまとめたものである。波高6 mmは前記の現車試験において側受をすべらせる場合が多く、狂い量として大きいとされた値である。側受すり板の摩擦係数 μ_s に文献(1)で現車の実態に近いと推定した公称値 $\mu_{s0} = 0.12$ の1.25倍と推奨値とした2倍の値を用い、それぞれについてボルスタアンカ前後剛性 k_b が基本値 $k_{b0} = 9800 \text{ kN/m}$ の2倍、1/2および1/4の結果を基本値 k_{b0} の場合と比較する。 k_{b0} の場合より加速度振幅が減少する範囲をハッチングにより示す。また、側受すべりが生ずる波長範囲を最下段にまとめている。なお、このシミュレーションで走行安定性が不安定化したものはない。

側受摩擦係数 $\mu_s = 1.25\mu_{s0}$ の場合、 k_b を k_{b0} の2倍に大きくすると、 $\lambda > 20 \text{ m}$ の広い波長範囲で加速度振幅が増大する。反対に k_b を k_{b0} の1/2に小さくすると、 $\lambda = 40 \text{ m}$ 近傍の一部を除き、 $\lambda \geq 25 \text{ m}$ の範囲で加速度振幅が減少する。しかし、 k_b をさらに1/4まで小さくすると、長波長側での振幅減少はあるものの $\lambda \leq 25 \text{ m}$ の短波長側で著しく増大する。この場合、 k_{b0} よりも小さな値の範囲に k_b の適値が存在する可能性が示唆される。

一方、側受摩擦係数 $\mu_s = 2\mu_{s0}$ の場合、台車旋回抵抗としては増大になるが、文献(1)に述べたように基本値 $k_b = k_{b0}$ において応答加速度は著しく改善される。さらにボルスタアンカ前後剛性 k_b を k_{b0} の2倍に大きくすると、狂い波長 λ がおよそ40 mより短い範囲で車体の加速度振幅は減少し(ハッチング部分)、40 mより長い波長範囲では反対に増大の傾向となる。一方、 k_b を k_{b0} の1/2、1/4に小さくすると、短波長側を主体とする振幅増大により広い波長範囲で k_{b0} の場合よ

り大きな加速度になる。この増加傾向は k_b が小さいほど著しいため、 k_b の低減による応答加速度の減少はここでは期待できない。

以上の結果だけでは、ボルスタアンカ前後剛性 k_b の減少が広範な振動数帯にわたる実効値としての車体加速度を減少させるかどうかは判断できない。しかし、側受摩擦係数 μ_s とボルスタアンカ前後剛性 k_b の大きさの兼ね合いによっては、特定波長の不整による加速度ピーク値を減少させるだけでなく、すべての波長成分の影響を包含する加速度実効値としての低減も期待される。このような実効値での増減を検討するためには、一定波長の正弦波形状ではなく、実軌道における軌道不整量の波長特性を考慮した不規則な不整形によるシミュレーションが必要である。

4・2 不規則形状不整による検討 図1に示した不規則な生成軌道不整によるシミュレーションの一例を図3に示す。上から前位台車前軸位置の軌道不整 y_{R1} と車輪軸左右変位 y_{w1} 、後位台車前軸位置の軌道不整 y_{R3} と車輪軸左右変位 y_{w3} 、前台車位置上車体床面の左右加速度 \ddot{y}_{BF} 、車体中央床面の左右加速度 \ddot{y}_{BC} 、後台車位置上車体床面の左右加速度 \ddot{y}_{BR} 、前後両台車の側受すべり角 ψ_{s1} と ψ_{s2} の波形を表す。これらの車

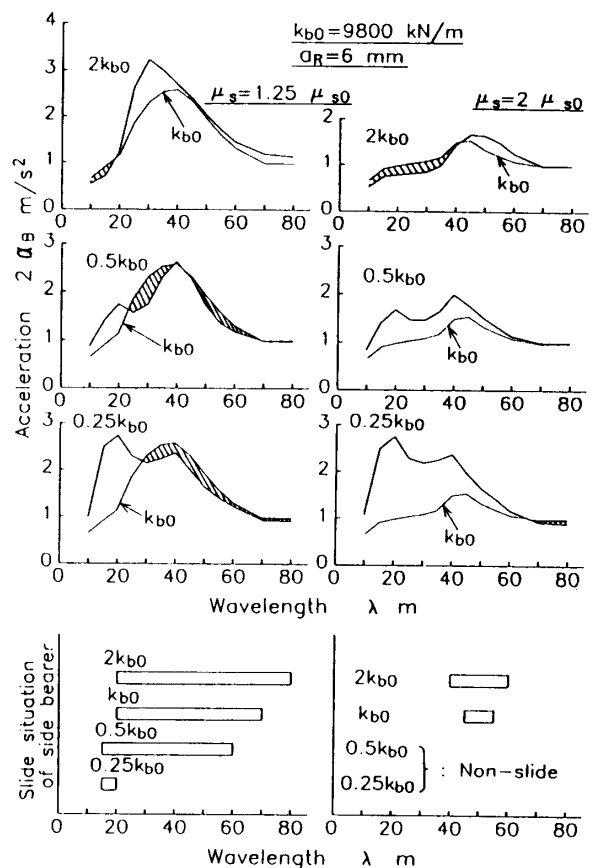


図2 狂い波高一定の正弦波形状不整の場合

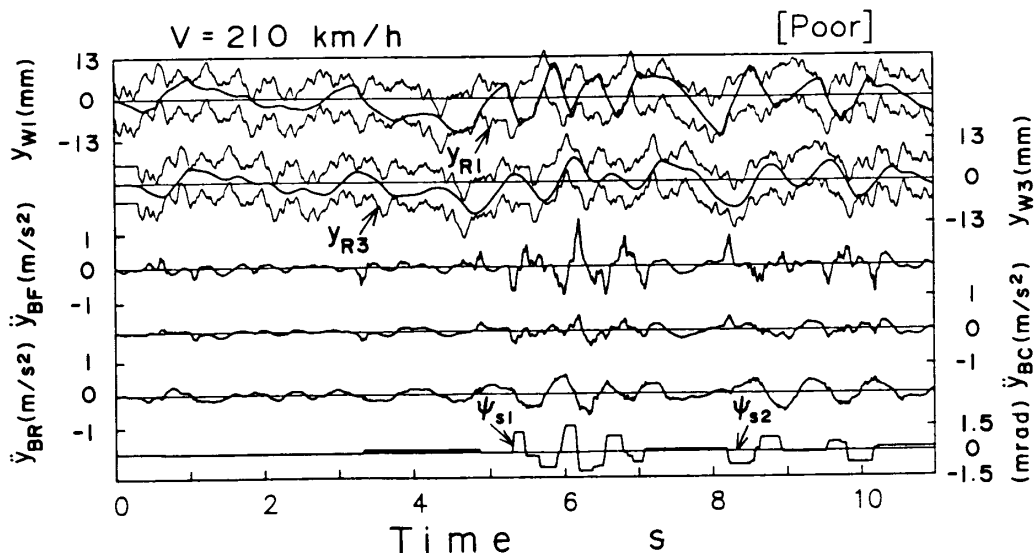


図3 走行シミュレーションの一例

体加速度波形から分析したパワースペクトル密度の一例を図4に示す。このPSDを積分することにより加速度のパワー、さらに実効値を求めることができる。

シミュレーションの結果をまとめるにあたり、人体の感覚特性で重み付けした実効値のdB表現である乗り心地レベル L_T ⁽⁶⁾を用いる。ここで、 L_T 値の増大は乗り心地の低下を意味する。なお、 L_T の算出については文献(5)で報告している。

図5は210 km/h走行時の車体加速度 \dot{y}_{BF} 、 \dot{y}_{BC} 、 \dot{y}_{BR} から分析した L_T であり、ボルスタアンカ前後剛性 k_b に対する変化を示す。この L_T は図3に示すような11sのシミュレーションで始めの1sを除いた10sの走行振動から求めたものである。10sのみの走行振動の分析では特定の軌道状態に対する平均的な振動としては十分とは言えない⁽⁵⁾が、同一不整形の軌道区間上での振動である限りその振動を車両性能として比較することは可能である。側受摩擦係数 μ_s をパラメータにとり、公称値 μ_{s0} の1, 1.25, 2倍および側受が全くすべらない条件を想定した 10^5 倍とする。軌道条件としては、不整が大きい場合と小さい場合を考慮し、文献(4)で“悪い軌道”と“良い軌道”状態とされる定式化PSDをそのまま不整量の大小として適用する。したがって、この軌道条件が新幹線軌道の良し悪しに直接対応するものではない。いずれの条件でも車体の前・後に対して車体中央の L_T が小さくなっているのは、車体ヨー・モードの影響によるものである。

不整量が小さい場合、どの条件でも側受にすべりを生じないため、 μ_s による L_T の変化はない。ここでは k_b の減少に対して L_T が大きくなり、その傾向は k_b

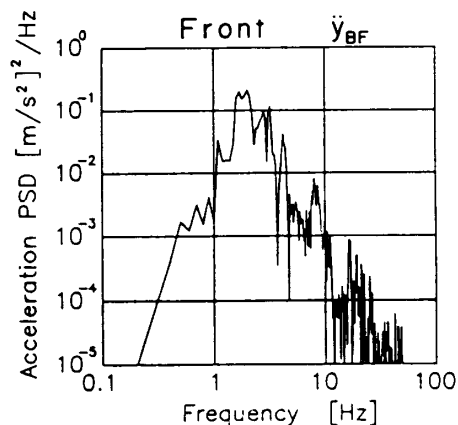


図4 シミュレーション結果のスペクトル分析例

が小さいほど顕著である。 $k_b=0$ に近づくると L_T は不整量が大きい場合と同程度に増大するが、ここでは車体だ行動が不安定化している。この結果から、良い軌道状態の区間だけの走行であれば、ボルスタアンカ前後剛性 k_b を低減することは振動乗り心地の面で明らかに不利であることが示される。

不整量が大きい場合も、側受が全くすべらない条件($\mu_s=10^5\mu_{s0}$)では k_b の減少に対して L_T が増加する。しかし、側受摩擦係数 μ_s が実際の値に近づくると、側受のすべりに起因する振動が L_T を変動させる。ここでは k_b が大きいほど L_T も増加する傾向が認められる。この L_T の増加傾向は側受のすべる機会が多い前位台車上で最も大きく、次いで中央、後位の順序である。 k_b 増大による L_T の増加には μ_s の減少とともに不規則さが増しており、そこには側受のすべりやすさが反映している。 k_b 増大による側受すべりがもたら

す L_T の増加は、車体の前位と中央で L_T を最小にする k_b の値を出現させる。車体前位では、この値は、 k_{b0} の 0.4~0.8 倍の範囲にあり、 $k_b = k_{b0}$ に対して 1~0.5 dB だけ L_T が小さくなる。このように車体前位では k_b 減少による振動低減効果が認められるものの、かかる k_b の減少が車体中央では必ずしも L_T の減少とならず、車体後位では反対に L_T の増大となっている。これにより、側受すべりが生ずるような不整量の大きい軌道区間においても、ボルスタアンカ前後剛性 k_b の減少が車両全体にわたって乗り心地を向上 (L_T を減少) させることにはならないことが示される。

5. 二次ばねの横剛性を考慮した検討

4章においては、側受摩擦力 μ_s とボルスタアンカ前後剛性 k_b の兼ね合いによっても車両全体としての乗り心地を損なうことなく、台車旋回抵抗の低減を実現することは難しいことが示された。そこで、不整量の大きい区間で k_b 減少が車体前位の振動を低減する利点を保ちながら、不整量の大小によらず車体中央および後位でも振動を増大させないことを目的として、二次ばね(ここでは、空気ばね)の横剛性 k_{2y} を検討の対象に含める。200系電車で二次ばねの横剛性減少が車体加速度を低減する傾向にあることはすでに現車試験でも認められており⁽²⁾、ここではその効果の活用を主体に検討を行う。

図6に空気ばねの横剛性 $k_{2y}(=k_{2x})$ を基本値 k_{2y0} = 343 kN/m の 1/4 から 2 倍まで変化させたときの乗り

心地レベル L_T を示す。ボルスタアンカ前後剛性 k_b を、基本値 $k_{b0} = 9800$ kN/m の 0.4 倍まで減少させたときの L_T を車体前位、中央および後位に分けてまとめている。この 0.4 k_{b0} は走行安定性の不安定化に対しまだ余裕のある値である。軌道条件である不整量の大小を含め、いずれの場合も k_{2y} の減少に対して L_T は減少し乗り心地が改善される。ただし、 k_b の減少に対しては、4章で示したように、軌道不整量の小さい場合は車両全体で L_T が増加し、軌道不整量の大きい場合も車体後位で L_T が増大する。この k_b 減少による L_T 増大を空気ばね横剛性の減少による L_T の減少で補わなければならない。

軌道不整量が小さい区間で最も L_T が大きい車体後位の場合、 k_{2y} を半減したときの L_T 減少量は k_b をほぼ半減したときの L_T 増大量に見合う変化量となる。車体前位については、 k_{2y} の半減は k_b の 20% 減相当にとどまるが、 k_b を半減しても L_T の絶対量では車体後位より小さい。一方、軌道不整の大きい区間の場合、 k_b 減少で L_T が増大する車体後位においても k_{2y} の半減による L_T 減少の効果が大きい。また、 k_b 減少が L_T を減少させる車体前位および中央ではさらに乗り心地が改善される。

以上の結果より、空気ばね横剛性の減少を併用すれば、乗り心地を損なうことなくボルスタアンカ前後剛性の減少による台車旋回抵抗の低減が実現できる。

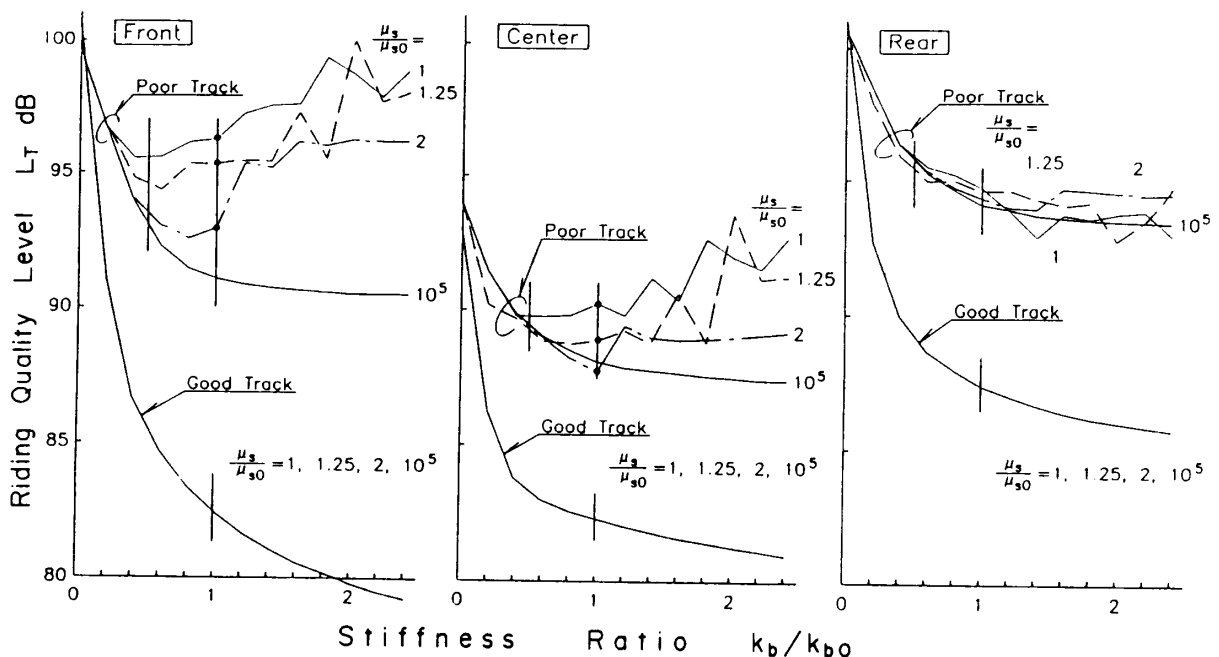


図5 ボルスタアンカゴム剛性と側受摩擦力の兼ね合いの影響

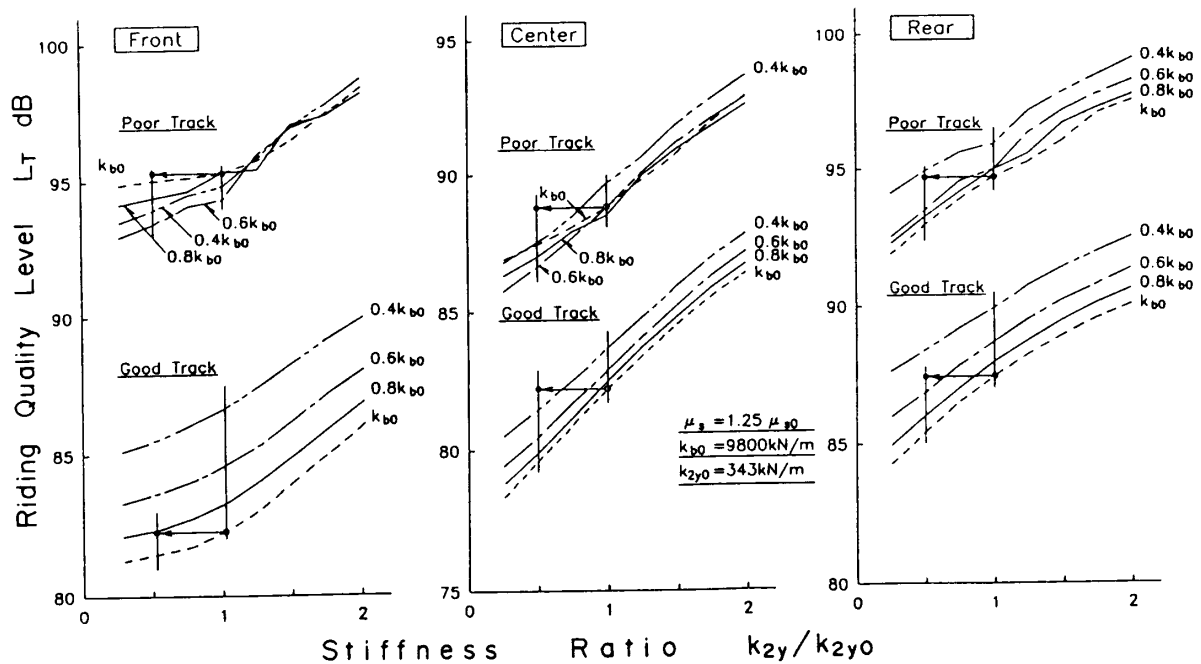


図6 乗り心地レベルに及ぼす二次ばね横剛性の影響

6. ま と め

新幹線電車の車輪フランジ摩耗を低減する一方策として、走行安定性に寄与する台車旋回抵抗を減少することが可能かどうか、200系電車を想定した車両諸元を用いて振動乗り心地の観点から検討した。側受支持方式台車の旋回抵抗を構成するボルスタアンカ前後剛性 k_b と側受摩擦力(摩擦係数 μ_s)の兼ね合いによる検討の結果をまとめると次のとおりである。

(1) μ_s が現状相当の値の場合、不整量の大きい(側受すべりが生ずる)軌道区間では、 k_b をほぼ半減しても車体前位の振動乗り心地は改善される。しかし、車体後位では振動が増大し乗り心地は低下する。一方、不整量の小さい軌道条件では、 k_b の減少は確実に乗り心地を低下させる。したがって、側受すべりを生ずるような大きい不整がまれである新幹線の軌道条件を考慮すれば、走行区間全体としての乗り心地の面から k_b の減少のみでは不利である。

(2) 空気ばね(二次ばね)左右剛性の低減による振

動改善効果を併用すれば、(1)で述べた k_b 減少がもたらす乗り心地面での不利を補うことができる。これにより、現状の乗り心地を損なうことなく、台車旋回抵抗(ここでは、剛性 k_b)を低減することが可能になる。

上記の検討は、台車旋回抵抗の低減が車輪フランジの摩耗軽減につながるという定性的前提に基づいて行ったが、走行シミュレーションの結果を車輪フランジの摩耗量と合理的に関連づけるためには、さらに摩耗発生のおよびを含んだ検討が必要であり、それについては今後の課題としたい。

文 献

- (1) 谷藤, 機論, 55-512, C(1989), 940.
- (2) 試験グループ, 鉄道技術研究報告書, 1240(1983), 153.
- (3) Cebon, D. and Newland, D. E., *Proc. 8th IAVSD Symp.*, (1983), 29.
- (4) ORE C 116 Committee, *Quest. C116-Rep.*, No 1 (1971), 15, ORE.
- (5) 谷藤・吉岡・宮下, 機論, 56-523, C (1990), 574.
- (6) 三芳, 鉄道技術研究資料, 38-3(1981), 31.