

## トンネル内変動空気力のモデル化と列車としての乗り心地解析\*

谷 藤 克 也\*<sup>1</sup>, 亀 甲 智\*<sup>2</sup>  
坂 上 啓\*<sup>3</sup>, 難 波 広 一 郎\*<sup>4</sup>**Modelling of Aerodynamic Force Acting in Tunnel  
for Analysis on Riding Comfort as a Train**Katsuya TANIFUJI\*<sup>5</sup>, Satoshi KIKKO,  
Kei SAKANOUÉ and Kouichiro NAMBA<sup>5</sup> Department of Mechanical Engineering, Niigata University,  
8050 Ikarashi 2 no-cho, Niigata-shi, Niigata, 950-2181 Japan

In this paper, it is aimed to model aerodynamic force that acts on the train running at high speed in tunnel sections. An analytical model of the aerodynamic force is developed from the pressure data measured on car-body sides of a test train running at the maximum operation speed. The running simulation of 8-car train subjected to the modelled aerodynamic force shows following results. The simulated car-body vibration corresponds to the practical ones in quality and also in quantity, for the cars connected in the rear of a train. The separation of airflow at the back end of train increases the yawing vibration of the tail car while it gives little effect on the car-body vibration of adjoining car. And, the effect of moving speed of aerodynamic force on the car-body vibration is made clear, that is the simulation with the assumption that the aerodynamic force does not move can enlarge the car-body vibration most remarkably.

**Key Words:** Railway, Forced Vibration, Modelling, Riding Comfort, Aerodynamic Force, Train

## 1. はじめに

近年、新幹線のスピードアップに伴い、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<sup>(1)</sup>。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、ヨーイング振動が生じる。この変動空気力は、列車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<sup>(2)</sup>。発生した空気の渦は、一定の圧力変動パターンを保ちながら、編成位置に応じて大きさが変化する。代表的な新幹線列車(16両編成)では、先頭から6~8両め程度まで徐々に大きくなる“増加領域”、その後、後尾車両までほぼ一定のまま推移する“一定領域”、最後尾部で急激に大きくなる“はく離領域”がある<sup>(3)</sup>。トンネル内の走行振動とその対策を検討するためには、この変動空気力のモデル化が必要とされる。新幹線における編成列車の左右振動に関しては藤本の研究<sup>(4)</sup>があるが、トンネル区間の空気力の影響については取扱わ

れていない。

本報では、現車試験で測定された車体両側の圧力差データから変動空気力モデルを構築する。このモデルを用いて列車の走行シミュレーションを行い、車両編成位置による振動乗り心地を解析して、現車のそれと比較することによりモデルの有効性を検証する。次いで、シミュレーションにより、変動空気力の移動速度と列車後端での離が車体振動に及ぼす影響を調べ、乗り心地改善の検討において本変動空気力モデルを適用する際の留意点について考察する。

## 2. 現車データ

現車試験では、300系新幹線電車16両編成の後部15、16号車の車体に作用する空気力が、図1の概略図に示す部位で測定されている。これらは“一定領域”と“はく離領域”に位置する車両である。合わせて、前・後台車上の車体床面で左右加速度が測定される。列車速度は東海道新幹線の営業最高速度270 km/h ( $v_t=75$  m/s)である。

最後尾16号車を例として、明り区間からトンネルへ進入したときの空気力と車体左右加速度の時刻歴波形を図2に示す。この力は車体両側の圧力差から、1/4車体ごとに作用する空気力として換算されたもの

\* 原稿受付 2005年11月29日。

\*<sup>1</sup> 正員、新潟大学工学部(〒950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。\*<sup>2</sup> 学生員、新潟大学大学院自然科学研究科。\*<sup>3</sup> 正員、東海旅客鉄道(株)(〒485-0801 小牧市大山1545-33)。\*<sup>4</sup> 東海旅客鉄道(株)。

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

である。トンネル進入後、両者ともに変動が増加している。また、空気力が車体の前方から後方へと一定のパターンを保ちながら作用するようも見られる。また、図2から16号車の最後尾位置⑩-4で空気力の増大する特徴が確認される。これは車体から空気がはく離する影響であることが知られている<sup>(2)</sup>。

**2・1 空気力の移動速度** 空気力も列車と同方向へ移動することが報告されている<sup>(2)</sup>。図2において、部位⑩-1と⑩-4のピークの時間差  $t_d$  は、空気力の地面に対する移動速度を  $v_a$  とすれば、列車との速度差と測定部位間の距離  $L$  により、式(1)で表される。

$$t_d = \frac{L}{v_t - v_a} \dots\dots\dots(1)$$

ここに、 $L$  は⑩-1と⑩-4測定部位間の距離である。式(1)から、空気力の移動速度  $v_a$  は式(2)で計算できる。

$$v_a = v_t - \frac{L}{t_d} \dots\dots\dots(2)$$

トンネル内の空気力データから、顕著なピーク波形30箇所以上について  $t_d$  を読み取った結果、 $v_a$  は0~25 m/sの範囲に分布しており、列車速度との比率では最大約30%であった。

**2・2 最後尾のはく離** 列車最後尾では、図2に示されたように、他の測定部位と比較して空気力が大きくなっている。図3にトンネル進入後10秒間ごとの各測定部位の空気力RMS値と乗り心地レベル  $L_T$  値<sup>(5)</sup>を示す。乗り心地レベル  $L_T$  は、人体の振動感覚特性で重み付けした車体加速度のRMS値をデシベル表現したものであり、その値が大きくなるほど車体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  $\Delta L_T$  値は、特定の車両部位の  $L_T$  値を基準として、そこからの差を表す。ここでは、空気力が“一定領域”にある15号車の車体前部(前位台車位置)を基準部位とし、トンネル進入後10秒間の乗り心地レベル(◆)を基準としている。

空気力のRMS値に注目すると、15、16号車ともにトンネル進入後0~10秒間と10~20秒間で20秒以降よりも大きくなっており、過渡的な影響が認められる。また、中間車の15号車では両端の⑩-1、⑩-4で空気力はやや大きいものの、車体内の4部位でほぼ同程度である。これに対し、後尾車の16号車では前方から後方に向かって増加する。これにより、⑩-1の空気力が測定した8部位中で最も小さく、最後尾⑩-4で

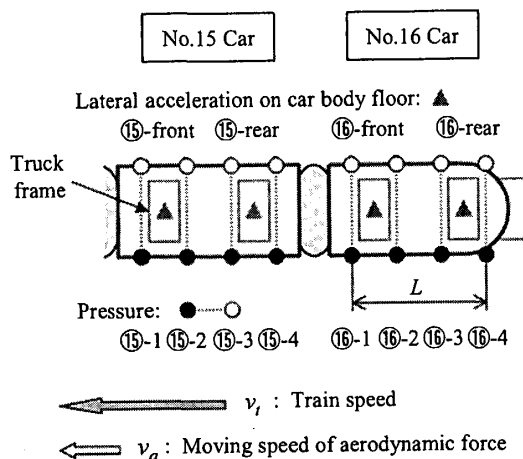


Fig. 1 Configuration of measurement

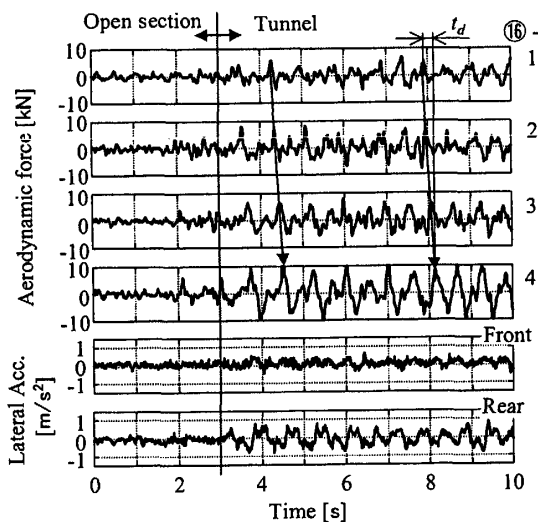


Fig. 2 Time history of aerodynamic force and car-body acceleration in a tunnel: No. 16 car

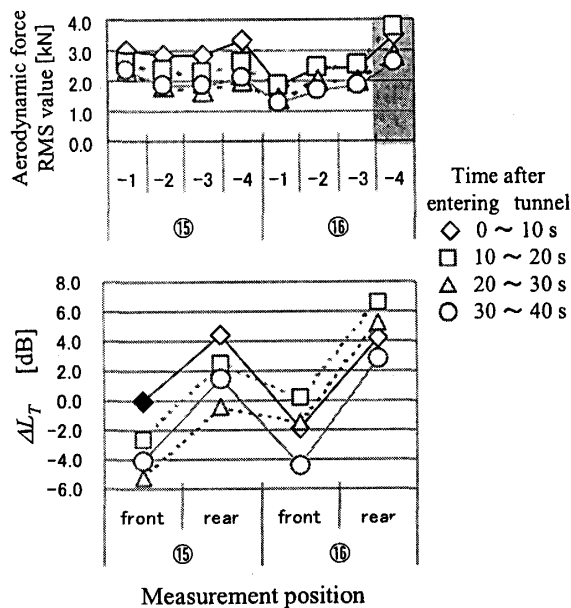


Fig. 3 RMS value of aerodynamic force and riding comfort level  $L_T$  in tunnel

最大となる。後尾 16 号車の特徴ははく離の影響によるものである。

乗り心地レベルの  $\Delta L_T$  値については、15、16 号車ともに前位よりも後位で大きくなっており、測定部位の中ではいずれの時間帯についても後尾 16 号車の後位で最大となっている。

### 3. モデル化

**3.1 編成車両** 解析で用いる車両モデルは、1 車両当たり 17 自由度の左右系振動解析モデル<sup>(6)</sup>を基本とする。この一車両モデルを複数連結して、編成車両モデルを構成する。図 4 に示すように、車両間の連結部には左右剛性  $k_{by}=20 \text{ kN/m}$  (車体重心からの高さ  $h_k=0.75 \text{ m}$ ) の連結ばね、減衰係数  $c_{by}=50 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$  (同高さ  $h_c=1.5 \text{ m}$ ) の左右ダンパを付加して車体間の拘束とする。連結する車両数は 8 両とする。これは列

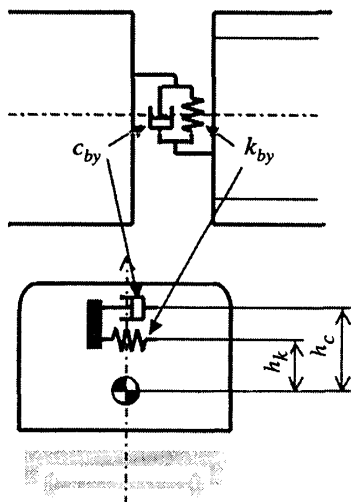


Fig. 4 Modelling of restriction devices between car-bodies

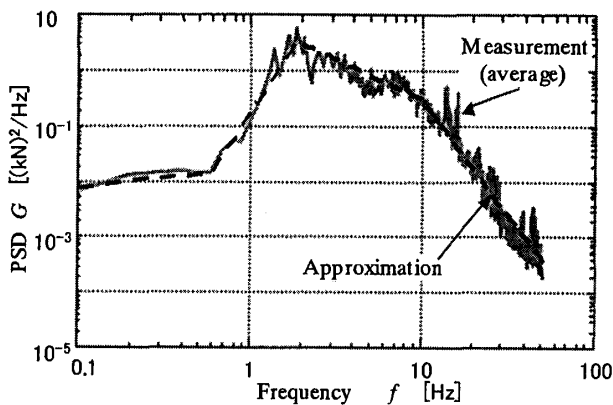


Fig. 5 Modelling of aerodynamic force (running speed of 270 km/h)

車先頭と後尾の両端車、および代表的な中間車の振動特性を再現するために必要と考えられる連結両数である<sup>(7)</sup>(付録 1 参照)。

**3.2 変動空気力** トンネル区間の走行を模擬するために、車体に作用する外乱として変動空気力をモデル化することが必要である。前述の現車試験において、“一定領域” 15 号車の 4 部位で測定された空気力データから得られる周波数  $f$  に対するパワースペクトル密度 (PSD) を平均し、図 5 に示す。図中の破線は平均した空気力の PSD を近似した定式化の一例であり、式 (3) で表される。

$$\begin{aligned}
 G &= 1.79 \times 10^{-2} f^{0.350} & : 0.1 \leq f \leq 0.6 \\
 G &= 1.89 \times 10^{-1} f^{4.96} & : 0.6 < f \leq 1.8 \\
 G &= 8.12 f^{-1.43} & : 1.8 < f \leq 10 \\
 G &= 3.90 \times 10^3 f^{-4.11} & : 10 < f \leq 50
 \end{aligned}$$

[(kN)²/Hz]      [Hz]

..... (3)

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波形を変動空気力モデルとして用いる。列車編成の各車両に対しては、この空気力波形を 1/4 車体ごとにずらして 4 点ずつ、先頭の作用点からの距離に応じた時間差を与えて入力する。この時間差の算出においては、2.1 節の空気力の移動速度を考慮する。先頭の空気力作用点から  $n$  号車  $i$  番め ( $i=1, \dots, 4$ ) の作用点までの距離を  $l_{ni}$  とすると、そこでの時間差  $\tau_{dni}$  は式 (4) で計算される。

$$\tau_{dni} = \frac{l_{ni}}{v_t - v_a} \dots \dots \dots (4)$$

“一定領域” の車両に作用する空気力のモデル波形は図 6 のようになる。

次に、変動空気力の大きさが“増加領域”、“一定領域” および“はく離領域”に分類されることを考慮し、編成中の 1/4 車両ごとに入力する変動空気力を図 7 に示すような倍率  $M$  で変化させる。1、2 号車を増加領域とし変動空気力の倍率を 1 号車先端の 0 倍から

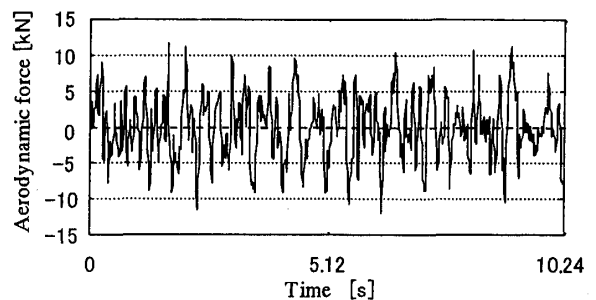


Fig. 6 Generated aerodynamic force acting on car body

2号車後端で1倍となるように、各作用点の位置に応じて徐々に増加させる。3号車以降を一定領域とし、そのまま1倍の大きさとする。8号車の最後部作用点のみ、はく離の影響として、倍率を  $M_s$  として変化させる。これは、車体の先頭形状によってははく離の効果が異なることを考慮したものである。

なお、図2のデータでは後尾車の最前部で空気力の低下が認められた。最後尾の空気力の倍率  $M_s$  を可変にすると、最前部の倍率  $M$  も影響を受けると想定されるものの、両者の関係が明らかでないことから、モデルでは一定領域のままとして  $M=1$  とする。

#### 4. 数値シミュレーション

トンネル区間の走行振動と比較するため、明り区間についてもシミュレーションを行う。トンネル区間の外乱としては変動空気力と軌道不整を、明り区間のそれは軌道不整のみを加える。ここで用いる軌道不整としては、文献(8)の東海道新幹線の平均的な通り狂いを表す PSD からフーリエ逆変換で生成した波形を用いる。車両のパラメータについては、文献(9)に示される新型新幹線車両の数値を基本とする(付録2参照)。

トンネルおよび明りの各区間で、走行速度 270 km/h の走行を 35 秒間にわたってシミュレーションし、5 秒から 35 秒までの 30 秒間の車体振動を評価する。変動空気力としては、次の範囲で変化させ、乗り心地へ及ぼす影響を検討する。

(1) 最後尾のはく離の倍率  $M_s$ : 1.0~3.0

(2) 移動速度  $v_a$ : 0~0.3 $v_t$

ここでは、はく離の影響を無視( $M_s=1$ )し、移動速度を考慮しない( $v_a=0$ )条件の空気力を基本とする。数値シミュレーションの実行には、MATLAB-Simulink<sup>(10)</sup>を用いる。

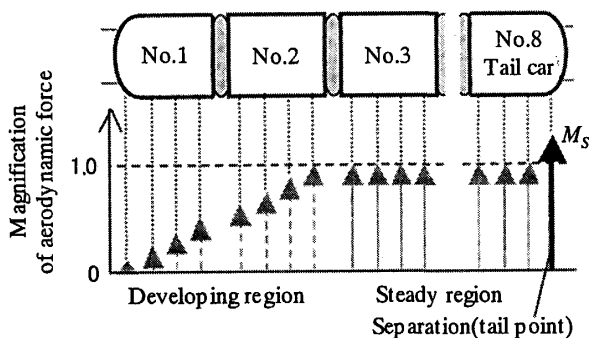


Fig. 7 Magnification of modeled aerodynamic force acting on train

#### 5. 計算結果と考察

**5.1 乗り心地レベル** 明り区間からトンネル区間へ進入し、基本の変動空気力を受けて走行する8両編成列車のシミュレーションの車体加速度波形例を図8に示す。トンネル進入後、先頭1号車よりも中間5, 7号車で振動が大きくなること、最後尾8号車の振動が図2の16号車の現車データと対応することなどが認められる。トンネル内の車体左右加速度を、シミュレーションの7号車と現車試験15号車で PSD により比較して図9に示す。10 Hz 以上の振動数域で現車試験の値が大きくなるが、動揺の帯域ではおよそその傾向は再現できていると考える。

次に、明り区間とトンネル区間のシミュレーション結果を乗り心地レベルの  $\Delta L_T$  値により図10に示す。トンネル内の乗り心地レベルは明り区間よりも大きくなり、乗り心地は低下する。また、後部7, 8号車の前位と後位の  $\Delta L_T$  値を図3の15, 16号車のデータと比較すると、車両内前・後の差は定性的かつ定量的に模

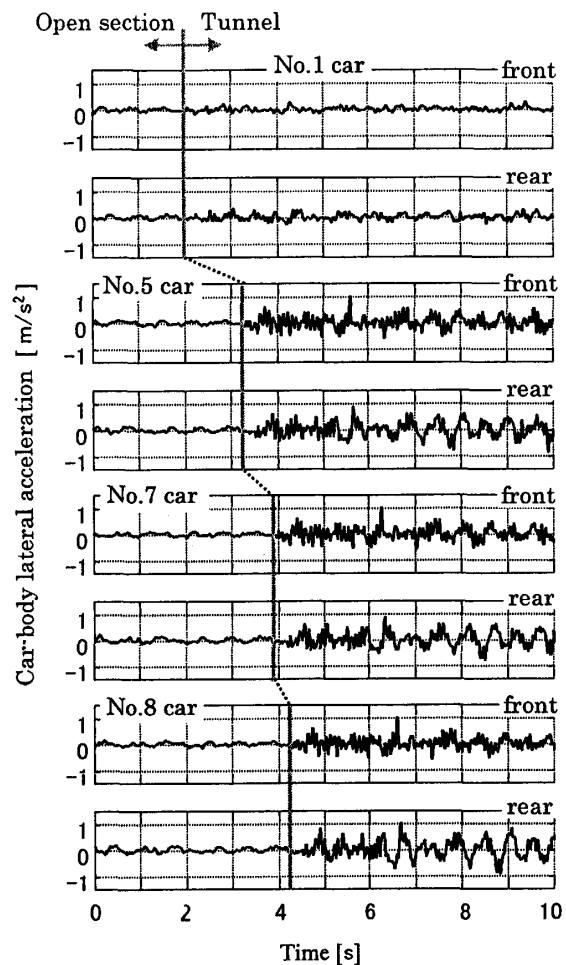
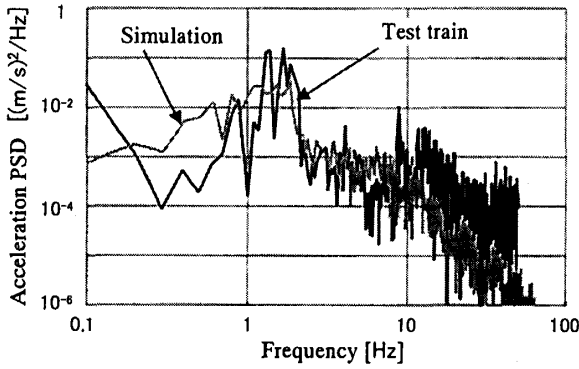
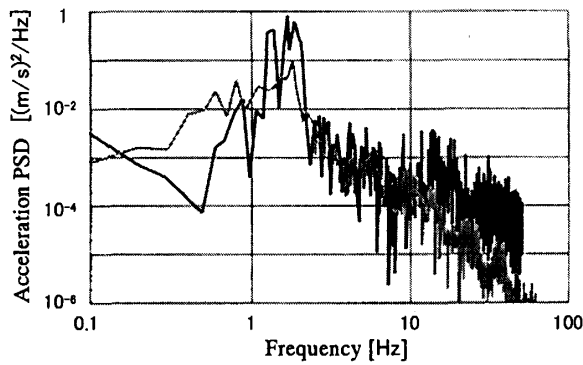


Fig. 8 Example of simulated vibration as a train (running speed of 270 km/h)

擬されている。なお、前方1, 2号車で乗り心地レベルの増加量が大いのは、空気力モデルの増加領域をこれら2両に限定したためであり、実際の列車では後方の一定領域の車両まで緩やかに増加する。以上より、この8両編成列車で乗り心地を検討するには、空気力が一定領域に達し中間車の振動がほぼ定常的となる、



(a) Above front truck of intermediate car



(b) Above rear truck of intermediate car

Fig. 9 Comparison of car-body lateral vibration between test train and simulation

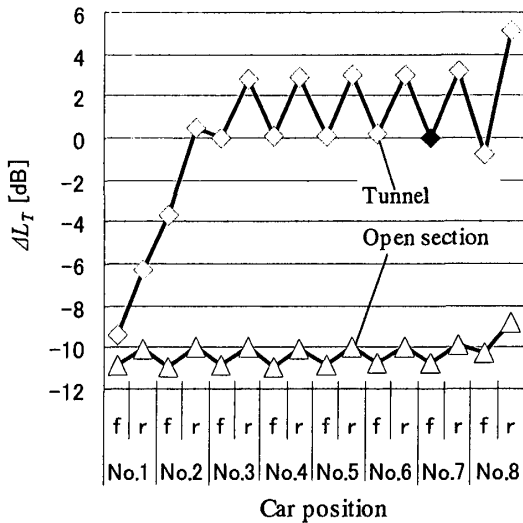


Fig. 10 Comparison of riding comfort level between open and tunnel section

4ないし5号車から後方の車両を用いることが望ましいと考える。

**5・2 最後尾のはく離の影響** 最後尾のはく離が各車両の乗り心地へ及ぼす影響を図11に示す。はく離の倍率  $M_s$  が増加すると、最後尾8号車の後部の車体振動が増大するが、前部のそれは若干の減少傾向にある。中間車については、 $M_s$  の変化による乗り心地への影響はほとんど見られない。

最後尾車の前位と後位の台車位置における車体左

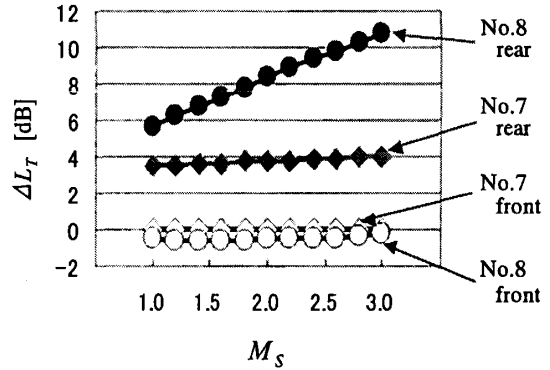
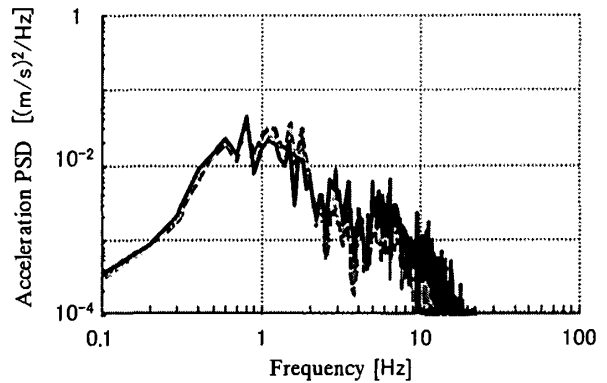
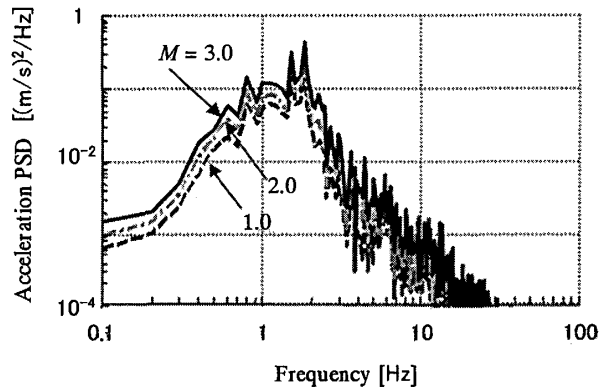


Fig. 11 Effect of separation on riding comfort



(a) Above front truck of tail car



(b) Above rear truck of tail car

Fig. 12 Effect of separation on car-body lateral acceleration

右加速度の PSD を図 12 に示す。  $M_s$  の増加による PSD の変化が前位で小さいのに対し、後位ではおよそ 2 Hz 以下の低周波域で増加している。ここでは、車体前方に節を有するヨーイング振動が増大している。

**5.3 空気力の移動速度の影響** 空気力の移動速度  $v_a$  が列車後部 7, 8 号車の乗り心地へ及ぼす影響を図 13 に示す。空気力の移動速度が増加するに従い、各車両の前位、後位ともに  $\Delta L_T$  値が減少する傾向にある。ここで、各車両部位の減少はほぼ同じ傾向にある。この  $\Delta L_T$  値の減少は、空気力の移動が車両に対する加振を小さくすることを意味している。すなわち、空気力の移動速度が大きくなると、列車に対する相対速度の減少により空気力の振動数が低下して、加振効果が低減している。これより、シミュレーションを行うに当たり、空気力が移動しないものと仮定することで、編成車両の振動を最も大きく予測することになる。

## 6. ま と め

現車で測定された圧力差を基に、営業速度 270 km/h 走行時にトンネル内で列車に作用する変動空気力モデルを構築し、数値シミュレーションを行うことにより以下の結果が得られた。

- (1) 8両編成の列車モデルを用い、空気力が一定領域に達する編成中間および離領域にある最後尾の車両の車体振動を模擬することができる。
- (2) 最後尾のはく離の影響を大きくしても、隣接車の乗り心地レベルはほとんど変わらない。最後尾車では、ヨーイング振動の増加により後部でのみ乗り心地が低下する。
- (3) シミュレーションを行うに当たり、空気力が移動しないものと仮定することは、編成車両の振動を最も大きく予測することになる。

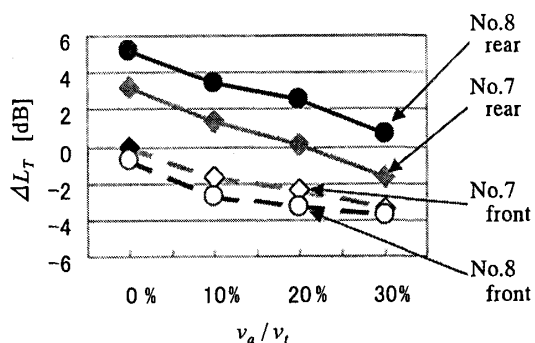


Fig. 13 Effect of moving speed of aerodynamic force on the value of  $L_T$

なお、ここでモデル化した空気力は、現車でデータを取得した際の走行速度に適用が限定される。しかし、高速化などにより営業速度が変わる場合、その速度での空気力データを事前に測定すれば、本報の手順とシミュレーションに関する知見を応用することができる。現在、左右振動低減のために車両間前後ダンパが採用されている。今後は、車両間の拘束要素をさらに増やすことの効果など、本空気力モデルを利用してトンネル内の乗り心地改善の検討が進展するものと期待される。

## 付録 1 列車モデルの編成両数<sup>(7)</sup>

列車モデルの編成両数を 5 両と 8 両とした場合の、トンネル区間における編成内各車両の乗り心地レベルを図 14 に比較する。いずれも 1, 2 号車は変動空気力の増加領域、3 号車以降が定常領域である。

5 両のモデルでは、変動空気力が定常領域にある中間車は 3, 4 号車の 2 両であるが、3 号車は隣接する増加領域 2 号車の、4 号車は最後尾 5 号車の影響を受けており、いずれも中間車の挙動を代表させることができない。一方、8 両のモデルでは、変動空気力が定常領域にある中間車は 3~7 号車の 5 両となる。その結果、3 号車と 6, 7 号車は 5 両モデルと同様に隣接車両から影響を受けているものの、中間の 4, 5 号車 2 両の挙動はほぼ同じ傾向になることが示される。以上より、中間車の挙動を知るためには、8 両編成を用いることが望ましいといえる。

## 付録 2 車両モデルのパラメータ値

計算に用いた一車両モデルのパラメータは次の値である<sup>(9)</sup>。

車体質量：31.8 t

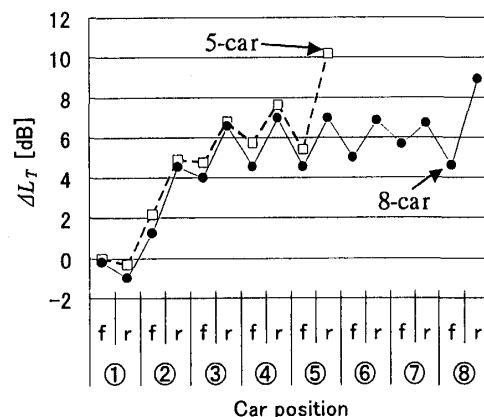


Fig. 14 Comparison of riding comfort level between 5-car and 8-car train-sets

台車枠質量：3.03 t  
 輪軸質量：1.90 t  
 車体ヨー慣性モーメント：1 350 t・m<sup>2</sup>  
 車体ロール慣性モーメント：71.6 t・m<sup>2</sup>  
 台車枠ヨー慣性モーメント：3.03 t・m<sup>2</sup>  
 台車枠ロール慣性モーメント：1.09 t・m<sup>2</sup>  
 輪軸ヨー慣性モーメント：1.31 t・m<sup>2</sup>  
 一次ばね系(1 輪軸当たり)  
   上下剛性：2 450 kN/m  
   上下減衰係数：78.4 kN・s/m  
   前後剛性：22 900 kN/m  
   左右剛性：19 100 kN/m  
   左右間隔：20 m  
 二次ばね系(空気ばね 1 個当たり)  
   上下剛性：413 kN/m  
   上下減衰係数：16.4 kN・s/m  
   前後剛性：225 kN/m  
   左右剛性：225 kN/m  
   左右間隔：2.46 m  
 左右動ダンパ減衰係数(台車当たり)：39.2 kN・s/m  
 ヨーダンパ減衰係数：750 kN・s/m  
 台車枠重心高さ(輪軸中心から)：0.1 m  
 二次ばね中心高さ(台車枠重心から)：0.37 m  
 車体重心高さ(二次ばね中心から)：0.6 m  
 台車中心間距離：17.5 m  
 台車内輪軸間距離：2.5 m  
 車輪半径：0.43 m  
 車輪・レール間の左右接触点間距離：1.49 m  
 車輪・レール間の摩擦係数：0.3

縦クリープ係数：12 700 kN

横クリープ係数：9 970 kN

## 文 献

- (1) 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), pp. 412-413.
- (2) Suzuki, M. et al., Analysis of vehicle vibration in tunnel and means for provision (in Japanese), *JREA*, Vol. 46, No. 5 (2003), pp. 7-11.
- (3) Nakade, K. et al., Interaction between vehicle vibration and aerodynamic force on high-speed train running in tunnel, *Proceedings of 18th IAVSD Symposium, Supplement to Vehicle System Dynamics*, Vol. 41 (2003), pp. 717-723.
- (4) Fujimoto, H. and Miyamoto, M., Measures to reduce the lateral vibration of the tail car in a high speed train, *Proceedings of IMechE, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 210 (1996), pp. 87-93.
- (5) Miyoshi, K., Research process on criterion of riding comfort (in Japanese), *Journal of Railway Engineering Research*, Vol. 38, No. 3 (1981), pp. 127-134.
- (6) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Railway Vehicle Dynamics* (in Japanese), (1994), p. 20, Denkisha kenkyukai.
- (7) 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), pp. 57-58.
- (8) Naganuma, Y. and Takai, H., Track maintenance method considering dynamics of Shinkansen rolling stock, *RTRI Report*, Vol. 9, No. 12, (1995), pp. 37-42.
- (9) Fujimoto, H., Research on dynamic influences of vehicle coupling and vibration in running railway vehicles, *RTRI Report*, Special, No. 29 (1999), pp. 120-121.
- (10) The Math Works, *Using SIMULINK*, (1997), p. 3.2, The Math Works Inc.