

## 鉄道車両用ガス封入式車体間前後ダンパの開発\*

坂上 啓<sup>\*1</sup>, 難波 広一郎<sup>\*2</sup>  
小川 貴之<sup>\*3</sup>, 谷 藤 克也<sup>\*4</sup>Development of High Performance Inter-Car Oil Damper  
with Pressured N<sub>2</sub> Gas for Railway VehicleKei SAKANOUÉ<sup>\*5</sup>, Kouichirou NAMBA,  
Takayuki OGAWA and Katsuya TANIFUJI<sup>\*5</sup> Technology Research and Development Department, Central Japan Railway Company,  
1545-33 Ohyama, Komaki-shi, Aichi, 485-0801 Japan

This paper deals with a development of inter-car oil damper used in longitudinal direction between railway vehicles. Loading tests and field-tests as well as theoretical analysis are conducted to understand the characteristics of conventional damper working in practical displacement. Based on the test results, an oil damper with pressured N<sub>2</sub> gas is developed and the damping performance is examined in the numerical simulation. The trial dampers are equipped on Series 700 Shinkansen vehicles for running tests. It is shown that pressured N<sub>2</sub> gas in a longitudinal damper maintains high bulk modulus of oil, as a result, higher kinetic energy can be absorbed and riding comfort is improved especially in tunnel sections.

**Key Words:** Railway, Riding Comfort, Damper, Damping, Bulk Modulus, Aerodynamic Force

## 1. 結 論

新幹線車両が高速でトンネルを通過するとき、編成後尾の車両が左右振動する現象は、トンネル壁に面した列車側面で発生する圧力変動が原因であることが知られている<sup>①②</sup>。この振動を抑えるために、700系新幹線車両では車体間をレールと平行なダンパで前後方向に連結することにより、車体相互間のヨーイング運動を抑制している。さらに台車と車体間にも左右方向にセミアクティブダンパを搭載することにより制振効果を高めている<sup>③</sup>。

車体間の相対ヨー運動を抑える車体間前後ダンパの特徴は、① 駅や車両基地構内の分岐器上の運動を考慮するために長いストロークが必要なこと、② 全ストロークに比較して高速走行時の車体間前後ダンパのピストン変位は非常に小さいこと、③ 車体長25mの新幹線車両のヨー運動を車端部の3mという小さな左右間隔で取り付けられたダンパに発生するモーメントによ

り抑えるために非常に大きなダンパ軸力が必要となることが挙げられる。これらの特徴のため、車体間前後ダンパにおいては、油の圧縮性や取り付け剛性が、微振幅領域での減衰特性に大きな影響を及ぼす。そのため、700系車両に使われている車体間前後ダンパでは、油の圧縮性を高めるためピストン対向タイプ<sup>④</sup>を採用し、ピストン外径も極力太くし、さらに、取り付け部の剛性を上げるとともに、緩衝ゴムを使用せず球面軸受けのみとするなどの工夫を重ね、トンネル内においても乗り心地のよさを確保している。しかし、さらなる快適性向上を目指す場合、部品一つ一つの性能向上を積み重ねていくことが重要となる。

そこで、筆者らはトンネル内での乗り心地向上を目的として、車体間前後ダンパの性能改善を図るため、トンネル内でのダンパ伸縮挙動の実態を調査した。次いで、車体間前後ダンパの実用域におけるエネルギー吸収効果を向上させるため、自動車で使用されているガス封入式オイルダンパ<sup>⑤</sup>を車体間前後ダンパに応用する可能性を理論解析と現車試験によって検討した。その結果、ガス封入式の車体間前後ダンパにより、微振幅領域でのエネルギー吸収効果が高まり、制振性能と乗り心地を改善できることが確認されたので報告する。

\* 原稿受付 2004年12月16日。

<sup>\*1</sup> 正員、東海旅客鉄道(株)(☎485-0801 小牧市大山1545-33)。<sup>\*2</sup> 東海旅客鉄道(株)。<sup>\*3</sup> カヤバ工業(株)(☎228-0828 相模原市麻溝台1-12-1)。<sup>\*4</sup> 正員、新潟大学工学部(☎950-2181 新潟市五十嵐二の町8050)。

E mail: k\_sakanoue@jr-central.co.jp

## 2 伸縮挙動の実態調査

**2.1 調査方法** 図1に新幹線車両で使用される車体間前後ダンパを示す。このダンパについて、トンネル内走行中における伸縮挙動の実態を調査した。調査は700系新幹線電車を使用し、16両編成中の後部12～15号車の前・後台車直上における車体床面の左右振動加速度を測定した。この加速度データを、それぞれハイパスフィルタで直流成分を除去した後に積分処理を行い、測定部位の左右方向変位  $y_{1n}$ ,  $y_{2n}$  を算出する。ここに、添え字の  $f$  は前位の車両、 $r$  は後位の車両を、 $n$  は車体内の位置で1が前位台車上、2が後位台車上を表す。これらの値から12号車～15号車各車両間の相対ヨー角  $\psi$  を式(1)により求め、車両間前後ダンパ取り付け位置におけるピストン変位  $x_p$  を式(2)により算出する。

$$\psi = \{(y_{11} - y_{12}) - (y_{r1} - y_{r2})\} / (2L) \quad (1)$$

$$x_p = b\psi \quad (2)$$

ここに、 $b$  はダンパの左右取り付け間隔の半分、 $L$  は台車中心間距離の半分である。

図2は、トンネル内を270km/hで走行する700系車両の車体間前後ダンパのピストン変位  $x_p$  を、変位計で実測した値と車体床面で測定した加速度から前述の方法で算出した値と比較したものである。両者はほぼ一致しており、床面で測定した加速度から車体間前後ダンパのピストン変位を算出できることを示している。

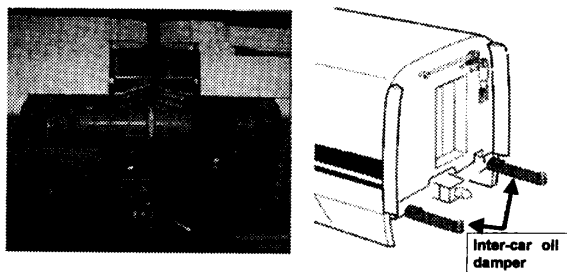


Fig.1 Inter-car oil damper (longitudinal direction)

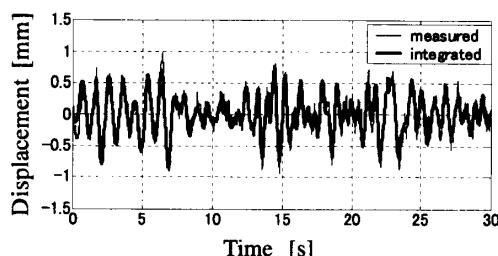
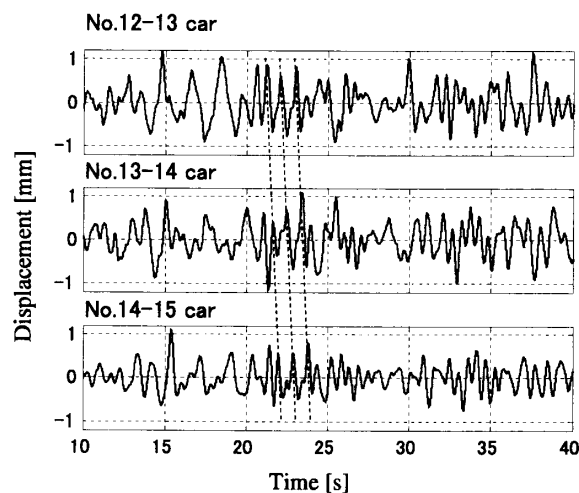


Fig.2 Displacement of longitudinal inter-car damper  
(Comparison between measurement and conversion)

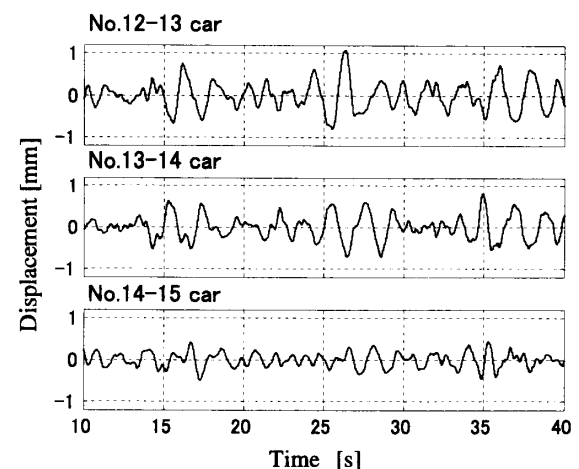
鉄道車両の走行試験において、車体床面上の加速度は基礎的な測定項目であり、しかも、前後ダンパのピストン変位を測定するよりも容易である。したがって、車体床面加速度から車体間前後ダンパのピストン変位を算出する方法は、今後の走行試験における有用な測定法になるものと考えられる。

**2.2 調査結果** 図3に270 km/hでトンネルおよび明かり区間を走行したときのダンパのピストン変位を示す。上から12-13号車間、13-14号車間、14-15号車間の値である。この結果から、トンネル走行時のピストン変位は平均で±0.5 mm程度であることがわかる。これはダンパの全ストローク565mmに対して0.09%と非常に小さく、油の圧縮性などがダンパの直列剛性としてエネルギー吸収に大きく影響を及ぼすことが推察できる。

図3(b)の明かり区間の波形は、軌道不整によって加振された状況を表している。これに対し、(a)のトンネル区間では、より高い振動数成分が卓越しており、同様な形状の波形が各車両間で認められる。



(a) Tunnel section



(b) Open section

Fig.3 Displacement of longitudinal inter-car damper

これは、軌道不整に加えてトンネル内の空気力が車体を加振していることを示唆している。図示するように同様の波形を直線で結ぶとほぼ平行になることから、トンネル内ではある低速度で移動する空気力分布中を列車編成が走行していることを意味している。空気力はトンネル走行時に発生する渦に起因しており<sup>(2)</sup>、図から読み取ると渦の移動速度は概ね車両速度の2割程度と思われるが、詳細にはさらなる調査が必要である。

トンネル内で測定された各車体の加速度から、車体のヨーイング運動と左右並進運動とにモード分離したものを図4に示す。ここで、ヨーイングについては台車直上での左右加速度に変換している。12号車～15号車のデータを重ね書きしているが、どの車両もトンネル内では、左右動、ヨーイングともに15 Hz程度の振動が卓越している。また、12号車から15号車がほぼ同様の振動をしており、作用する空気力が12～15号車の範囲では同程度の大きさであることが推察される。なお、15 Hzで卓越する振動は、このときの走行速度270 km/hから50 mの波長による励振とみなされる。車体長25 mの車両に対し、50 mの波長は隣接車両間で完全な「く」の字を形成する関係にあるが、ヨーイン

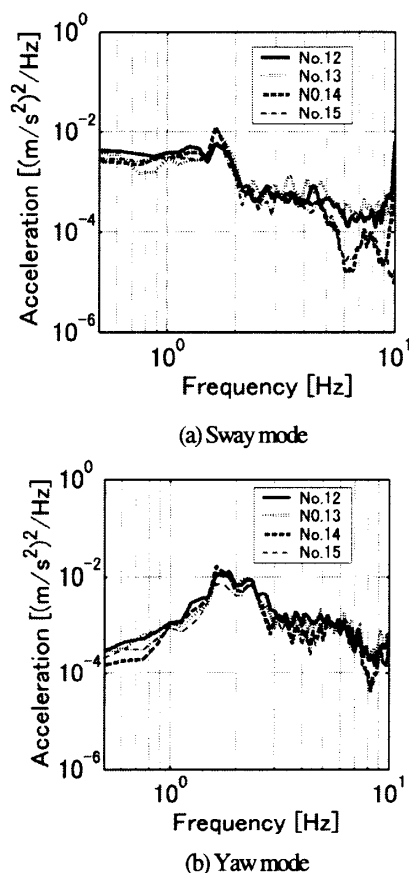


Fig.4 Power spectral density of lateral acceleration

グのみではなく同じ振動成分を持つ左右動も加振されることから、編成としては蛇行していることが推察できる。

### 3. ガス封入式オイルダンパ

**3-1 等価減衰係数** 実用域でのダンパの微振特性を向上させるため、自動車などで使われているダンパに窒素ガスを予め封入する方法を検討する。図5に試作したダンパを示す。図中のリザーバーに窒素ガスを封入することにより油中に吸収される空気量を抑え、理想的な体積弾性率に近づけることにより、ダンパの直列剛性を向上させる方策である。

ダンパ単体のエネルギー吸収量を調査するため、ガスを封入するバルブをダンパに取り付け、加圧値、加振周波数を変化させ、0.5 mmの振幅で定置にて荷重試験を行い、実測された吸収エネルギーから式(3)に定義する等価減衰係数  $c_{eq}$  を算出した。

$$c_{eq} = W / (\pi a^2 \omega) \quad (3)$$

ここに、 $W$ は吸収エネルギー、 $\omega$ は角速度、 $a$ はピストンの変位振幅を表す。ここでは、ダンパ力を  $F = c_{eq}(a\omega)$ 、リサーチ曲線の面積を楕円面積と仮定している。

$c_{eq}$ の定置試験結果を図6に示す。ここでは加圧圧力490 kPa、振動数0.5 Hzで加振したときの等価減衰係数  $c_{eq0}$ に対する比で表している。

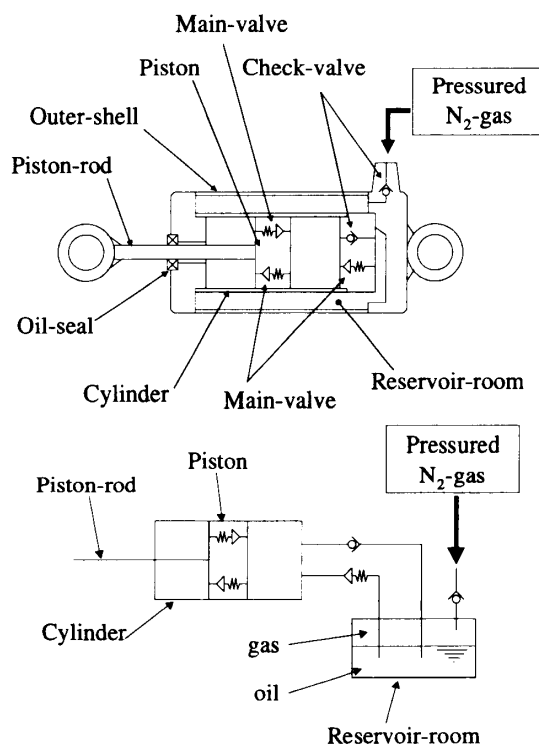


Fig.5 Inter-car oil damper with pressurized  $N_2$  gas.

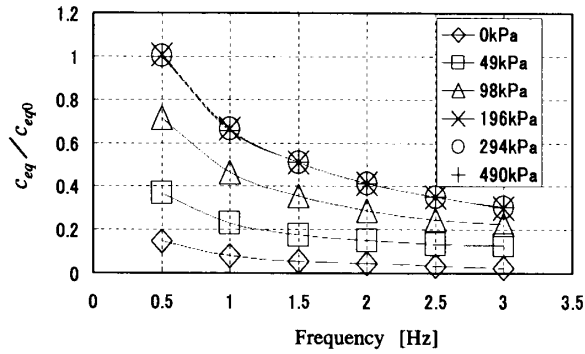


Fig.6 Effect of gas pressure on damping ratio by loading test

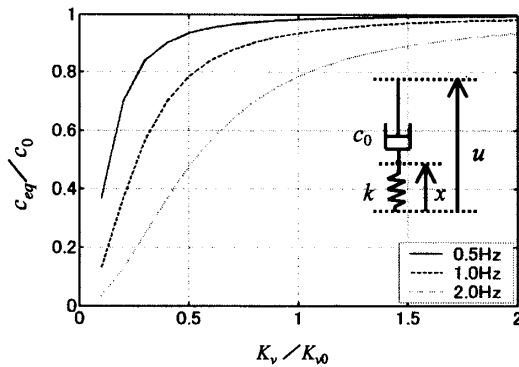


Fig.7 Effect of bulk modulus on equivalent damping coefficient

図6から次のことが示される。

- 等価減衰係数は加振周波数が増えると減少し、ガス加圧値が増すと増加する。
- トンネル内では1.5~2.0Hz程度の車体のヨーイング振動が観察され、この2Hzの時の値と0.5Hz時の値と比較すると、等価減衰係数が4割に低下している。
- 2Hzの時のガスを封入したときの理想的な等価減衰係数に対し、ガスを封入しない場合（本ダンパではガスを封入しない場合の内圧は約25kPaとなり、図から0.1程度と推測）、およそ25%程度まで低下する。
- ガスの加圧値が196kPa以上ではほぼ値が一定である。

**3.2 体積弾性率の影響** ダンパに含まれる直列剛性  $k$  と油の体積弾性率の関係は式(4)で表される<sup>6)</sup>。

$$k = K_v(A/S_t) \quad (4)$$

ここに、 $K_v$ は油の体積弾性率、 $A$ はダンパの受圧面積、 $S_t$ はダンパの片ストロークを表す。現車に使用されている車体間前後ダンパの場合、 $A = 4.5 \times 10^3 \text{ m}^2$ 、 $S_t = 0.28 \text{ m}$ から、 $A/S_t = 1.6 \times 10^2 \text{ m}$ となり、 $K_v$ を鉱物系作動油の標準的な体積弾性率<sup>7)</sup> 1.5 GPaとして  $k = 23 \text{ MN/m}$ が得られる。

体積弾性率に比例する直列剛性を有するダンパのモデルとして、図7中に示すばね・ダンパ直列モデルを仮定する。 $\alpha_0$ はダンパの公称減衰係数であり、現状の車体間前後ダンパより、 $\alpha_0 = 980 \text{ kN/s/m}$ とする。 $u$ はばね・ダンパ直列モデルの全体変位、 $x$ は直列ばねの変位を表す。ここで、 $x$ と $u$ が角振動数 $\omega$ で調和的に振動するとすれば、力の釣り合いから式(5)が成り立つ。

$$X = \{j \cdot \alpha_0 \omega / (k + j \cdot \alpha_0 \omega)\} U \quad (5)$$

ここに、 $X$ および $U$ はそれぞれ $x$ と $u$ の複素振幅である。ここで、ダンパ部分の変位振幅は $|U - X|$ となるので、その散逸エネルギー $W$ は式(6)で表される。

$$W = \pi \alpha_0 \omega |U - X|^2 \quad (6)$$

このとき、等価減衰係数 $C_{eq}$ は式(7)により算出できる。

$$C_{eq} = \alpha_0 |U - X|^2 / U^2 \quad (7)$$

直列剛性 $k$ が、式(4)のように油の体積弾性率 $K_v$ に比例すると、 $K_v$ の変化が等価減衰係数 $C_{eq}$ に及ぼす影響を計算し、 $K_v/K_0$ と $C_{eq}/\alpha_0$ の関係として図7にまとめる。ここに、 $K_0 = 1.5 \text{ GPa}$ としている。図より、 $C_{eq}$ は $K_v$ の変化によって大きく影響を受けることが示される。

図6の定置試験では、振動数20Hzの場合、ガス圧196kPa以上では一定になる等価減衰係数が、ガスを封入せずに取り付けた内圧25kPaの場合では約25%まで低下することが推測された。これを図7の振動数20Hzの場合に当てはめると、 $K_v/K_0 = 1$ での等価減衰係数を25%に低下させる $K_v/K_0$ はおよそ0.25となる。つまり、体積弾性率が見かけ上は14にまで低下したことに相当する。

実際のダンパには、油の粘性や温度、ダンパ内部部品の摩擦などの影響があり、仮定した単純なばね・ダンパ直列モデルが体積弾性率を正確に予測したとは言えない。しかしながら、油中への空気混入が見かけ上の体積弾性率を大幅に低下させていることは推測される。油中への空気混入の一因は、駅や車両基地構内の分岐器を通過する際の大きなダンパストロークにあると考えられる。

油中への空気混入を防ぐには、ダンパ内の差圧を小さくし、ピストン速度を抑えることが有効である。しかし、差圧を小さくするためにピストン径を大きくすることは、重量の観点から望ましいとは言えない。また、ピストン速度を下げるため、ダンパ取り付け位置を車体中心側へ移設すると、車体ヨーイングに対する抵抗モーメントが減少する。したがって、空気混入による体積弾性率の低下を防ぐ方策としても、封入ガスによる加圧は有利になる。

#### 4 数値シミュレーションによる効果の確認

**4.1 計算条件** 車体間前後ダンパに含まれる直列剛性が乗り心地に与える影響を数値シミュレーションによって調べるため、6両連結の編成列車モデルを用いる。

各車両は4本の輪軸（自由度：ヨーイング、左右動）、2台の台車（同：左右動、ローリング、ヨーイング）、車体（同：左右動、ローリング、ヨーイング）から成る17自由度モデル<sup>9)</sup>であり、列車全体で合計102自由度のモデルとなる。

図8に車両間の連結モデルと車体・台車間の結合モデルを示す。車体間の左右方向のダンパには、現車での取付けがピン構造であることを考慮し、バックラッシュを与える。

計算に用いた主要な車両諸元の値を表1に示す。代表的な新幹線車両を想定した値である。なお、クリープ力については Lévi-Charlet の式<sup>9)</sup>を用いてその飽和特性を考慮する。

外乱としての空気力は、トンネル内を 270km/h で走行する新幹線車両の車体両側面で測定した圧力から算出した実測データを用いる。空気力により車体に作用する左右並進力  $F_a$  とヨーイングモーメント  $M_a$  を PSD で表すと図9のようになる。

空気力の原因となる渦は、図3で示したように、低速で移動していると推定される。しかし、未だ不明なところが多いため、ここでは空気力が停留しているものとしてモデル化する。したがって、空気力による外乱は、車体長の距離を走行するのに要する時間差をもって各車両の車体に作用する。

また、実際の列車編成内では、空気力の強さが増加領域（1～7両目まで）、一定領域（8～15両目まで）、剥離領域（16両目の最後尾車）のように変化する<sup>10)</sup>。解析ではこの傾向を考慮し、図10に示すように、先頭の1号車で空気力を33%、2号車で66%として増加領域を模擬し、3～5号車が空気力100%の一定領域を、最後尾の6号車で空気力105%として剥離の効果を反映させる。

軌道不整については、図11の PSD で示されるような東海道新幹線の代表的な通り狂いを使用する。

**4.2 計算結果** ガス封入式車体間前後ダンパの減衰係数と直列剛性が乗り心地に与える影響を、明かり区間とトンネル区間に分けて図12に示す。

編成中で車体間ダンパの影響が大きい5号車（最後尾から2両目）の後位台車位置における車体床面の左右振動を乗り心地レベル  $L_T$  で整理をしたものである。現車で使用される車体間前後ダンパの減衰係数  $\alpha_0 =$

980 kN/m と標準的な体積弾性率から求めた直列剛性  $k_{\sigma} = 23 \text{ MN/m}$  の場合を基準として、直列剛性の変化による  $L_T$  の増減量が  $\Delta L_T$  で示される。

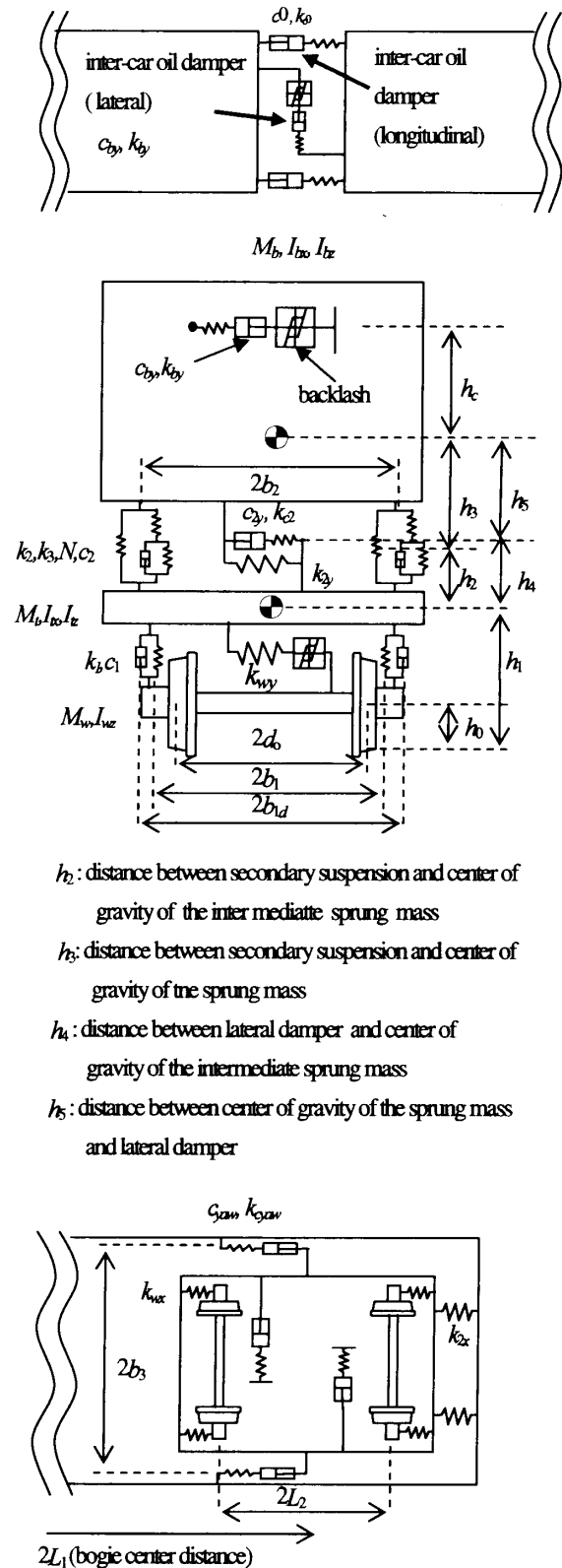


Fig.8. Analytical model of coupled vehicles

Table.1 Specification parameter of simulation model

|             | [kg]    | [m]          | [kN/m]                 | [kN/m/s]          |
|-------------|---------|--------------|------------------------|-------------------|
| $M_b$       | 2.7E+04 | $h_0$ 0.43   | $k_{wy}$ 6.5E+3/box    | $c_0$ 9.8E+02     |
| $M_r$       | 3.2E+03 | $h_1$ 0.62   | $k_{wx}$ 1.3E+4/box    | $c_1$ 3.9E+01     |
| $M_w$       | 1.8E+03 | $h_2$ 0.28   | $k_1$ 1.2E+3/box       | $c_2$ 2.8E+01     |
|             |         | $h_3$ 0.6    | $k_2$ 6.4E+02          | $c_{2y}$ 5.8E+01  |
| $I_{bx}$    | 1.8     | $h_4$ 0.17   | $k_3$ -1.2E+01         | $c_{yaw}$ 2.0E+03 |
| $I_{bz}$    | 6.7     | $h_5$ 0.71   | $k_{2y}^{(1)}$ 9.8E+01 | $c_{by}$ 4.9E+01  |
| $I_{rx}$    | 0.6     | $h_c$ 1.9    | $k_{2y}^{(2)}$ 2.0E+02 |                   |
| $I_{rz}$    | 1.0     | $d_0$ 0.75   | $k_{yaw}$ 6.9E+03      |                   |
| $I_{wx(z)}$ | 7.4E-03 | $b_1$ 1.0    | $k_{c0}$ 2.3E+04       |                   |
| $2L_1$      | 1.8E+01 | $b_{1d}$ 1.3 | $k_{by}$ 4.9E+04       |                   |
| $2L_2$      | 2.5     | $b_2$ 1.3    |                        |                   |

$y$ : displacement of air-suspension  $k_{2y}^{(1)}$ :  $|y| < 10\text{mm}$   
 $k_{2y}^{(2)}$ :  $|y| \geq 10\text{mm}$   
 backlash of lateral inter-car damper : 0.5mm  
 backlash of  $k_{wy}$  : 0.1mm

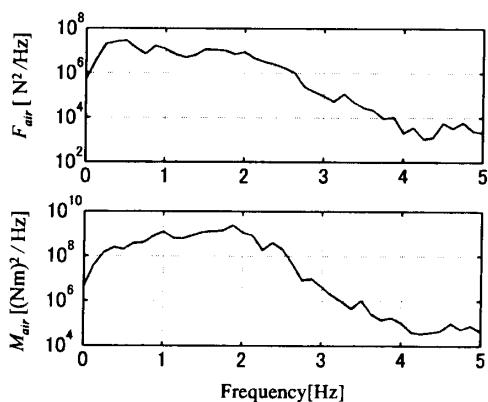


Fig.9 Aerodynamic force in tunnel ( $V=270\text{km/h}$ )

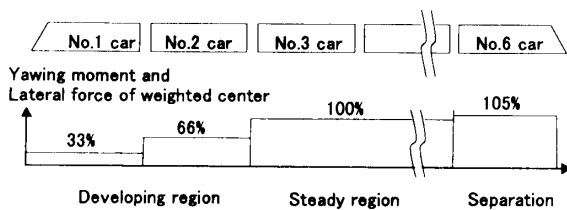


Fig.10 Model of aerodynamic effect acting on train set

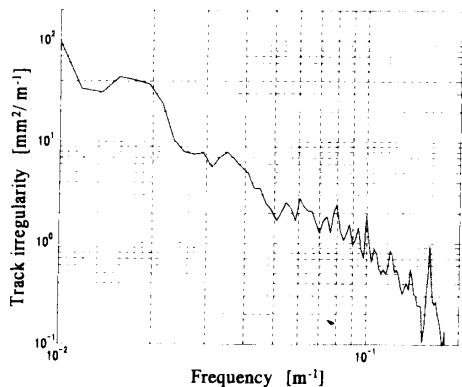


Fig.11 Track irregularity PSD (alignment)

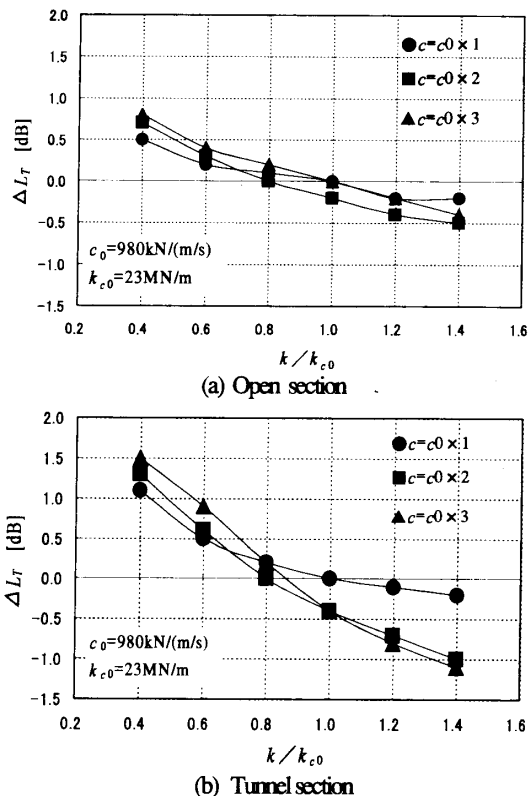


Fig.12 Effect of serial rigidity of damper on riding

$L_r$ 値は小さいほど良い乗り心地であることを意味しており、図12から次のことが示される。

- (a) 直列剛性  $k$  が低下すると乗り心地が悪化する。仮に標準的な直列剛性との比  $k/k_{c0}$  が40%まで低下すると、トンネル内では基準の状態よりも乗り心地が1~1.5dBだけ悪化する。
- (b) 減衰係数  $c$  が大きいほど乗り心地は標準的な直列剛性との比  $k/k_{c0}$  の影響を受けやすい。
- (c) トンネル区間のほうが、直列剛性や減衰係数の変化が乗り心地の違いとして現れやすい。
- (d) 直列剛性比  $k/k_{c0}$  の低下を抑制すれば、その効果は減衰係数  $c$  を高めるよりも大きい。

すなわち、ガス封入による乗り心地改善効果が期待される。

### 5. 現車走行試験による検証

ダンパ油中への空気混入による等価減衰係数の低下に対しては、ダンパ内へガスを封入することで改善が期待される。その効果を現車で確認するため、駅構内の分岐器を通過した後、約6km前方に位置するトンネル内を走行中の乗り心地を調べる。試験では、700系列車編成中の1-2号車間の車体間前後ダンパを対象に、ガスを封入の有無による乗り心地を比較する。封入ガスの加圧値は定置での試験結果を考

慮し、196 kPaとする。2号車（進行方向の最後尾から2両目）の後位台車位置の車体床面で測定された左右振動加速度 PSD を図 13 に示す。

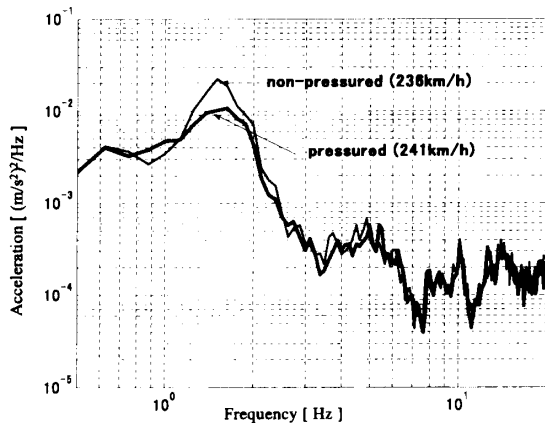


Fig.13 Power spectral density of lateral acceleration  
(Running in a near tunnel from turnout)

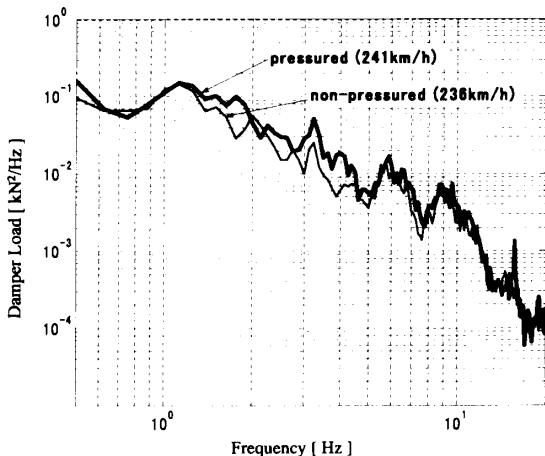


Fig.14 Power spectral density of damper load

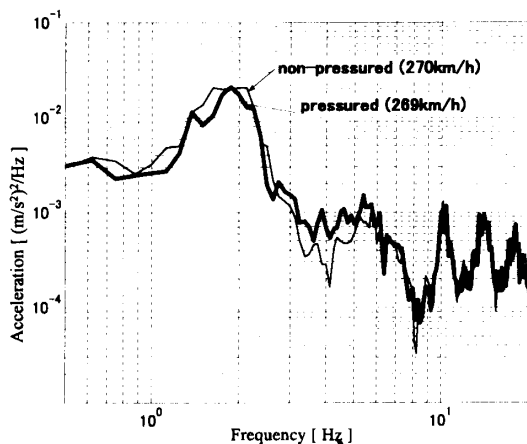


Fig.15 Power spectral density of lateral acceleration  
(Running in a faraway tunnel from turnout)

図の細線はガス封入のない場合を、太線はガスを封入した場合の結果である。15 Hz ~ 20 Hz のピーク周波数成分でみると、ガス封入の効果が確認できる。この場合、乗り心地レベルとしては 1.5 dB の低減に相当している。

上記測定区間におけるダンパ軸力の PSD を図 14 に示す。ガス封入時の軸力のほうが大きいことが示される。一般に、振動の減少はピストン速度の低下となる。それにもかかわらず、軸力が大きくなっていることは、直列剛性、すなわち体積弾性率がガス封入により高くなったためと考えられる。

ガス封入の効果が図 13 および図 14 から認められるものの、駅構内の分岐器通過によりダンパの油中に空気が混入しているか否かについては判断ができない。そこで、駅から十分に離れた(100km 以上)トンネル内の走行で比較した結果を図 15 に示す。ガス封入時の振動のほうが小さいものの、図 13 に比べると、その低減効果は小さい。乗り心地レベルでは、0.9 dB の低減に留まっている。すなわち、駅から遠く離れたトンネルよりも、駅に近いトンネルにおいてガス封入の効果が明確に現れている。

このことから、ガスを封入しないダンパでは、駅構内の分岐器通過による大きなストロークが油中に空気を混入させ、駅に近いトンネル内では乗り心地を低下させるものの、駅から遠く離れたトンネルでは、混入した空気が途中で大気に抜け、その影響は減少するものと考えられる。

以上より、現車走行試験においてガス封入による効果、すなわちガス封入による微振幅特性の向上および分岐器通過時に発生するダンパ油中へのエア混入の防止による乗り心地向上効果が確認できた。なお、今回の現車試験では、1-2号車間にのみ試験用のガス封入式のダンパを設置し、2-3号車間および、他の号車には通常のダンパを装備しているため、2号車の乗り心地の改善効果が減ぜられていると考えられる。したがって、編成全体にガス封入式車体間前後ダンパを装備すれば、より効果的に乗り心地の向上が図られるものと期待できる。

## 6. 結 論

新幹線で使われている車体間前後ダンパの実用域を明確にし、エネルギー吸収率の高いガス封入式車体間前後ダンパを開発した。ガスの封入によりダンパの直列剛性が高まり、ダンパの微振幅特性が改善されトンネル内の乗り心地レベルを 1 ~ 15 dB 程度向上する見通しが得られた。また、ガス封入により、分岐器通過

時にダンパに空気が混入することを防止し、ダンパの性能を維持する可能性があることを現車試験により確認した。

今回開発したガス封入式車体間前後ダンパは定置で荷重試験を10万回継続実施しており、ガスの維持性に問題のないことを確認している。しかし、今後は現車による実際の走行振動の下での耐久試験が必要となる。また、より乗り心地改善効果の高いダンパとするためには、減衰力特性、ピストン外径、ガスの加圧値など、諸元の最適化を図ることが重要である。

#### 文献

- (1) 鈴木昌弘, 藤本裕, 中出孝次, トンネル内車両動揺の現象解明と対策法の提案, JREA, 46-5(2003), 29209-29211.
- (2) 鈴木昌弘, トンネル内走行時の車両に加わる空気力, 鉄道総研報告, 14-9(2000), 37-42.
- (3) 上林賢治郎, 新幹線電車の乗り心地向上について, JREA, 43-5(2000), 26908-26913.
- (4) 上林賢治郎, 菊野敏, 臼井俊一, 下村隆行, 岡本勲, 300X新幹線試験車両・車体間ダンパの開発, J-RAIL'95講演論文集, (1995), 169-170
- (5) カヤバ工業 自動車のサスペンション, (1991), 120-123, 山海堂.
- (6) 上林賢治郎, 臼井俊一, 車体間ダンパによる左右振動乗心地の向上, 機講論, No.97-12, (1997-7), 69-72.
- (7) 不二越ハイドロニクスチーム, 新知りたい油圧基礎編, (1993), 234-235, ジャパンマシニスト社.
- (8) 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.