

超電導磁気浮上式車両とガイドウェイ構造物との動的相互作用に関する応答予測と振動低減

曾我部 正道¹・松本 信之²・田辺 誠³・藤野 陽三⁴・涌井 一⁵・上野 眞⁶

¹正会員 (財)鉄道総合技術研究所 鉄道力学研究部 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38)

²正会員 M.S. (財)鉄道総合技術研究所 鉄道力学研究部 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38)

³工博 神奈川工科大学教授 機械システム工学科 (〒243-02 神奈川県厚木市下荻野1030)

⁴フェロー Ph.D. 東京大学教授 工学系研究科社会基盤工学専攻(〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1)

⁵フェロー 工博 (財)鉄道総合技術研究所 鉄道力学研究部 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38)

⁶正会員 (財) 鉄道総合技術研究所 浮上式鉄道開発本部 (〒103-8288 東京都中央区八重洲1-6-6)

本研究では、超電導磁気浮上式車両にバネ・マス・ダンパーのリンクモデルを、ガイドウェイ構造物に有限要素を用いた動的相互作用解析法を提案し、これにより、プレストレストコンクリート製中空はりからなる側壁ビーム方式ガイドウェイの性能評価を行った。動的相互作用解析により、側壁ビームの1次水平曲げに対する2次共振が速度400km/hで生じ、動的応答倍率が4.0程度となること、側壁ビームの振動は車両の乗り心地レベルに1.0dB程度しか影響を及ぼさないことなどを明らかにした。また2次共振を制御するための中間支承を提案し、速度500km/hまでの実車走行試験により、中間支承が動的応答を1/3に低減できること、中間支承を設置しない場合には2次共振が生じることなどを明らかにした。

Key Words : Maglev, dynamic interaction analysis, guideway, resonance, ride comfort, construction accuracy

1. はじめに

JR 方式の超電導磁気浮上式鉄道 (Maglev: Superconductive magnetically levitated train system) は、ニオブチタン合金のコイルを-269℃の液体ヘリウムで冷却し電気抵抗をほぼ0とした強力な超電導磁石 (superconductive magnet: 以下 SCM と略す) を車上に搭載し、この車載磁石と、地上に敷設されたコイルとの間の反発、吸引力を用いて、車両を浮上・案内・推進する輸送システムである。

本方式は、1966年にアメリカ、ブルックリン国立研究所のJRパウエル博士とG.R.ダンピ博士により考案され、その後、国鉄技術研究所及び鉄道総合技術研究所において実用化のための研究が進められてきた。1979年には、宮崎実験線において、無人の試験車両 ML500により517km/hの速度記録が達成された。1997年からは、新たに建設された山梨実験線において走行試験が実施されている(写真-1)。1999年には、営業運転を想定した車両 MLX-001により有人552km/hの速度記録が達成された。

超電導磁気浮上式鉄道は、我が国独自の超高速都市間輸送システムであるが、ガイドウェイ構造物についても、車両重量の支持方式が従来の鉄道と異なること

から、独自の技術開発を行う必要があった。

このうち、車体の支持については浮上式鉄道開発当初は、浮上コイルをガイドウェイ内の床面に設置する対向浮上方式が用いられていたが、現在では、施工性及び保守管理性に優れた、浮上・案内コイルを推進コイルと同じく側壁にマウントする、側壁浮上方式が主流となっている。図-1に側壁浮上方式の概念図を示す。

これに対応したガイドウェイ構造形式としては、既に幾つかの提案がなされているが¹⁾、本論では特に筆者等が継続して開発に携わってきた「側壁ビーム方式ガイドウェイ²⁾」を取り上げて論ずることとする。

図-2に側壁ビーム方式ガイドウェイの概念図を示す。ガイドウェイ構造物は、車両荷重を直接受ける軌道に

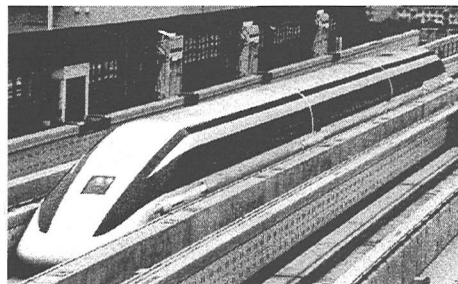


写真-1 山梨実験線における走行試験状況

相当するガイドウェイの部分と、高架橋、橋梁等の土木構造物に相当する構造物の部分からなる。

側壁ビーム方式ガイドウェイの基本構成単位は、プレストレストコンクリート製中空はり（長さ12.6m、高さ1.3m、幅0.65m）の表面に、地上コイルを精度良く埋め込んだモジュール（以下、側壁ビームと呼ぶ）である。実際には、ヤード内でこれをプレキャスト部材として製作し、架設機械を用い高架橋上やトンネル路盤上に「両端支持のはり」として精度よく設置していく。両端支承部の間隔は9.9mで、支承部には鉛プラグ入り積層ゴム支承（LRB）を用い、水平バネ定数の増加を図るとともに、コイルクエンチ（急激な超電導磁石の消磁）荷重に対してのストッパー機能を付与している。

本構造方式の最大のメリットは、側壁ビーム両端の支承部を調整するだけで、超高速鉄道の乗り心地を支配する軌道の長波長狂いを容易に補正できる点にある。

こうした高速鉄道のインフラ構造物は、その社会的重要度からして、安全性、耐疲労性、使用性、耐震性、耐久性など様々な評価基準によって適切に設計されなければならない。とりわけ、超高速鉄道の場合、構造物の動的な応答（いわゆる動的応答倍率）や列車走行性（走行安全性や乗り心地）といった特有の検討が必要となってくる。

上記のような課題を解決するためには、車両・ガイドウェイ・構造物の動的相互作用を一貫して解くことができ、また実車両走行では再現困難な問題、例えば地震時列車走行性などについても評価することが可能な、実用性の高い数値解析手法を確立する必要がある。

以上のような観点から、本論ではまず2章において、超電導磁気浮上式車両とガイドウェイ構造物との動的相互作用解析手法について検討する。次に3章において同解析法による具体的な解析条件を示し、4章において側壁ビーム方式ガイドウェイの動的応答を、5章において列車走行性をそれぞれ検討し、ガイドウェイ構造物の定量的な性能評価を実施する。最後に、6章において実車走行試験により側壁ビームの動的応答を検証し、振動を低減するために提案した中間支承の有効性を確認する。

2. 動的相互作用解析法

(1) 既往の研究

鉄道車両と土木構造物の動的相互作用の解析手法に関する研究は、東海道新幹線開発当初にまで遡ることができる。

松浦²⁾は、新幹線構造物に関する一連の技術開発を通じて、この研究分野の先駆的な成果を挙げている。連

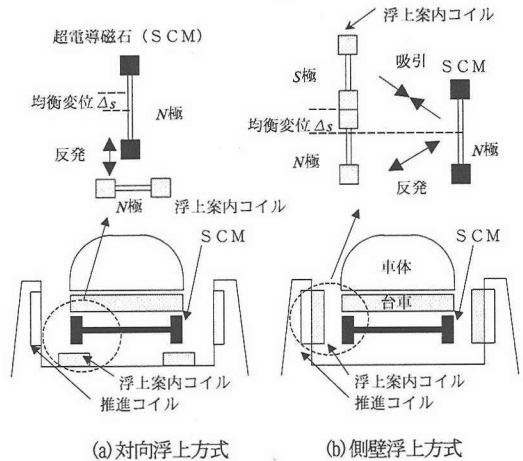
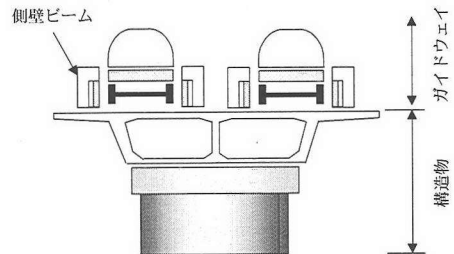
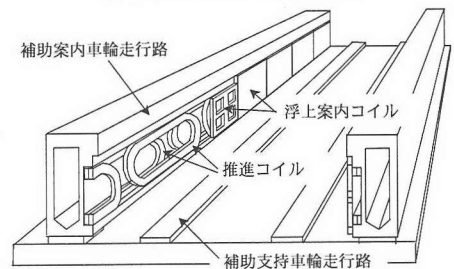


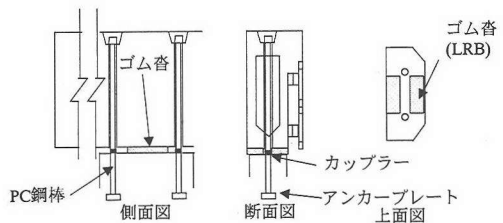
図-1 側壁浮上方式の概念図



(a) ガイドウェイ構造物の構成



(b) 側壁ビーム概念図



(c) 支承部詳細図

図-2 側壁ビーム方式ガイドウェイの概念図

行定荷重列による桁橋の共振現象の解明から始まり、1車両の簡易な平面モデルを用いて、車両と構造物との動的相互作用の解析手法を提案している。

続いて、涌井・松浦³⁾は、詳細な鉛直フランジ付き三

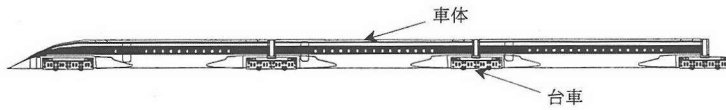


図-3 JR方式超電導磁気浮上式車両

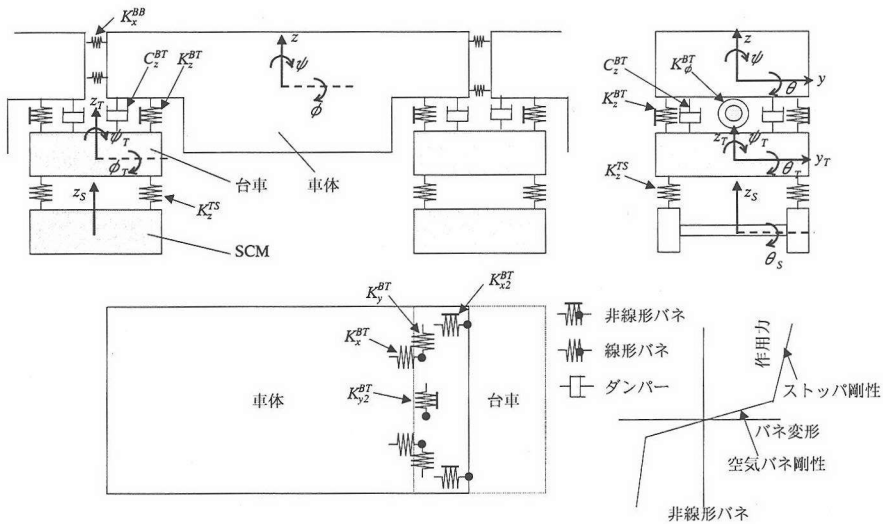


図-4 浮上車両の力学モデル

次元車両モデルを提案し、列車走行性の観点から、本州四国連絡橋の長大吊橋の折れ角限度を求めた。ただし、構造物は振動しない剛体として取り扱い、車両モデルの輪軸に角折れ通過時の走行軌跡を入力して解析するに留まっている。

涌井らはさらに、上記三次元車両モデルと構造物の動的相互作用解析が行える、汎用性の高い解析手法を提案している。これにより任意両数の三次元鉄道車両モデルと任意構造形式の三次元FEMでモデルとの動的相互作用解析が可能となった。

一方、浮上式鉄道の分野では、既に文献3)において最初の解析手法が提案され、続いて松浦・川上⁹⁾がMLU001型浮上車両とガイドウェイ構造物との動的相互作用解析手法を提案している。車両は1両で、鉛直と水平の独立モデルで構成されるが、ガイドウェイの狂いを考慮

した相互作用解析手法も提案されていた。

その後、富田・松浦⁷⁾は、5両編成の車両モデルを用い、浮上式鉄道構造物の許容変位を求めているが、車両は鉛直と水平の独立モデル、構造物は剛体としてたわみ又は角折れ通過時のSCMの走行軌跡を入力する手法に留まっている。

(2) 解析手法の考え方

本論では、以上のようなこれまでの主要な研究の成果を踏まえた上で、次のような項目に配慮して相互作用解析プログラムを開発することとした。

- a) 車両モデルは、任意両数連結できるものとする。各車両は、バネ、マス、ダンパーを三次元的に結合した力学モデルとする。

以下に示す。

表-1 力学モデルに使用された記号

名称	記号	単位	
半車体質量			
	m_B	t	
半車体慣性 モーメント	ローリング	$I_{B\phi}$	$t \cdot m^2$
	ピッチング	$I_{B\theta}$	$t \cdot m^2$
	ヨーイング	$I_{B\psi}$	$t \cdot m^2$
台車質量			
	m_T	t	
台車慣性 モーメント	ローリング	$I_{T\phi}$	$t \cdot m^2$
	ピッチング	$I_{T\theta}$	$t \cdot m^2$
	ヨーイング	$I_{T\psi}$	$t \cdot m^2$
SCM質量			
	m_S	t	
SCM慣性 モーメント	ピッチング	$I_{S\theta}$	$t \cdot m^2$
空気バネ	x	K_x^{BT}	kN/m
	y	K_y^{BT}	kN/m
	z	K_z^{BT}	kN/m
上下ダンパー減衰定数			
	C_z^{BT}	kNs/m	
アンチローリングバネ			
	K_ϕ^{BT}	kN/m	
ヨーダンパー			
	C_{ψ}^{BT}	kNs/m	
ボルスタアンカー			
	K_{xz}^{BT}	kN/m	
ボルスタアンカー			
	C_z^{TS}	kNs/m	
SCM上下バネ			
	K_z^{TS}	kN/m	
SCM上下バネ減衰定数			
	K_z^{TS}	kN/m	

- b) ガイドウェイ構造物は、様々なタイプが想定されるため、はりやシェル要素を用いて自由にモデルを構築できるものとする。
- c) 車両の超電導磁石とガイドウェイの地上コイルの間に働く磁気力を線形バネとし、動的相互作用力を考慮する。
- d) 動的応答倍率や走行性に影響を及ぼすガイドウェイの狂いを効率的に考慮できることとする。

(3) 浮上車両の力学モデル

JR方式浮上式鉄道では、図-3に示す接続形式を中心に車両の開発が進められている⁹⁾。接続形式では、車体と車体の間に超電導磁石を装備する台車が配置される構造となる。各台車は4個の空気バネにより車体と連結されている。各台車には片側4枚、計8枚の超電導磁石（以下、SCMと呼ぶ）が装備されている。全ての超電導磁石はSCM支持枠に固定されており、全体が剛体として挙動するが、水平方向は台車に拘束されており、鉛直方向は台車に対して弾性支持されている。

これに対応する車両モデルとして、図-4に示す力学モデルを組み立てた。表-1に力学モデルで使用される代表的な記号を示す。車両モデル作成における仮定条件を

- a) 車体・台車・SCMを剛体と仮定する。車体の曲げ振動は、列車速度の向上とともに10Hz以上の領域において列車走行性（特に乗り心地）に対して徐々に影響を及ぼし始める。しかし、力学モデルや剛性評価等において未解明な点も多く、現状では車両設計の観点から対策が論じられるに留まっている。本論は、ガイドウェイ構造物の設計における、動的応答及び列車走行性の評価を主題としており、車体を剛体として取り扱っても精度は十分であると判断した。
- b) 各車体は、重心位置で水平 (y)、鉛直 (z)、ローリング (ϕ)、ピッチング (θ)、ヨーイング (ψ) の5自由度を持つ。各台車も、それぞれ重心位置で水平 (y_T)、鉛直 (z_T)、ローリング (ϕ_T)、ピッチング (θ_T)、ヨーイング (ψ_T) の5自由度を持つ。台車に取り付けられたSCMは鉛直方向のみ弾性支持されるものとし、鉛直 (z_s)、ピッチング (θ_s) の2自由度を考慮する。
- c) 剛体でモデル化した車体・台車・SCMを、バネ・ダンパーで結合し、車両モデルを構成する。実車では、各構成要素間に、著大な相対変位を抑制できるストッパが設けられている。これを考慮できるように、バネ・ダンパーは、バイリニア形の変位非線形バネとする。
- d) 浮上車両編成モデルは、上記の車両モデルを、台車及び車端のバネ・ダンパーを介して連結し構成する。

編成モデルの運動方程式は、車両座標系において、車体と台車間の非線形バネ項を右辺に移項し、式(1)のように表せる。

$$M^V \ddot{X}^V + C^V \dot{X}^V + K^V X^V = F_L^V + F_T^V(X^V, X^B) + F_N^V(X^V) \quad (1)$$

ここで、 X^V は車両の変位ベクトル、 M^V, C^V, K^V は、それぞれ車両の質量マトリックス、減衰マトリックス、剛性マトリックス、また、 F_L^V は主として風荷重等の車両への荷重ベクトル、 $F_T^V(X^V)$ は外力扱いとした車両モデル内の非線形バネ力の荷重ベクトル、 $F_N^V(X^V, X^B)$ はガイドウェイ誘導面での構造物との相互作用力である。添え字 V, B はそれぞれ車両、ガイドウェイ構造物を表す。

(4) ガイドウェイ構造物の力学モデル

任意の構造形式を詳細にモデル化できるよう、ガイドウェイ構造物は、必要に応じてはり要素・シェル要素・バネ要素等の有限要素を用いてモデル化することとした。

ガイドウェイ構造物モデルの運動方程式は、各要素

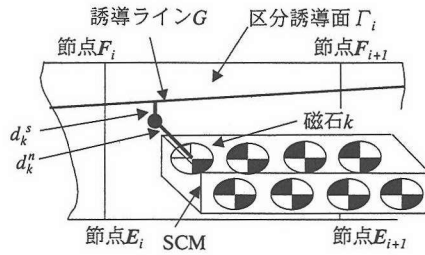


図-5 誘導面、誘導ライン及びSCMと浮上・案内コイルとの距離

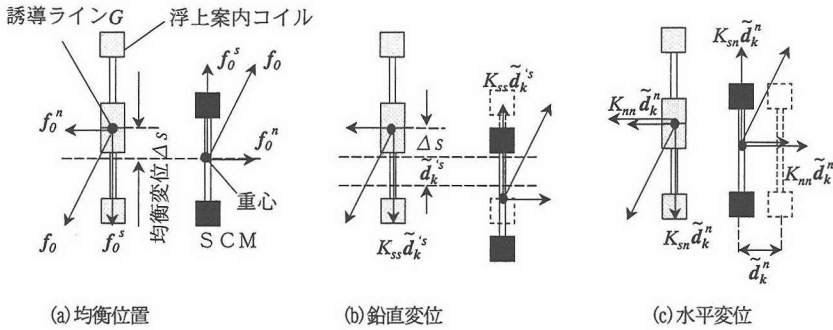


図-6 SCMと浮上・案内コイルとの動的相互作用力

の剛性マトリックスを重ね合わせ、全体座標系において、式(2)のように表せる。

$$M^B \ddot{X}^B + C^B \dot{X}^B + K^B X^B = F_L^B + F_\Gamma^B(X^V, X^B) \quad (2)$$

ここで、 X^B はガイドウェイ構造物の変位ベクトル、 M^B, C^B, K^B は、それぞれガイドウェイ構造物の質量マトリックス、減衰マトリックス、剛性マトリックスである。また、 F_L^B は地震力や風荷重等のガイドウェイ構造物に働く荷重ベクトル、 $F_\Gamma^B(X^V, X^B)$ はガイドウェイ誘導面での車両との相互作用力で、式(1)の符号を逆にしたものを全体座標系に変換し、これを近傍節点に分配した節点荷重ベクトルである。

(5) 動的相互作用力

式(1)、(2)の相互作用力の項は、車両のSCMとガイドウェイ構造物の地上コイル（浮上・案内コイル、推進コイル）との間に作用する力である。

この相互作用力は、車両を磁気浮上させるための浮上力、車体を左右方向に誘導するための案内力、車両を推進させるための推進力の3つに分類される。ただし推進力は、構造物に及ぼす影響が小さいため本モデルでは取り扱わないこととした。

図-5に誘導面、誘導ライン及びSCMと浮上・案内コイルとの距離を示す。誘導面 Γ_i は、4つの有限要素節点から定義される区分誘導面 Γ_i を繋ぎ構成される。誘導

ライン G は各浮上・案内コイルの初期位置の中心を線路方向に結んだ線で、誘導面内に定義される。ここで、 n は浮上・案内コイル面（誘導面 Γ ）に対する法線方向を、 s は浮上・案内コイル面内で誘導ライン G に直交な方向を表す。動的相互作用力は、片側4枚のSCMのうちの磁石 k と Γ_i との水平距離 d_k^n 及び磁石 k と誘導ライン G の鉛直距離 d_k^s を用いて、SCMと浮上・案内コイル間に働く各方向別の磁気バネ定数から算出する。

ただし、誘導面 Γ_i は地上側コイルの取付製作誤差、ガイドウェイ構造物の施工誤差等、及びガイドウェイ構造物の変形の影響を受ける。したがって磁石 k と誘導面 Γ_i の実距離 \tilde{d}_k^n 、 \tilde{d}_k^s は式(3)、(4)のように表せる。

$$\tilde{d}_k^s = d_k^n + \varepsilon_n + u_n \quad (3)$$

$$\tilde{d}_k^s = d_k^s + \varepsilon_s + u_s \quad (4)$$

ここで、 ε_n 、 ε_s は施工誤差等、すなわちガイドウェイ狂いと呼ばれるもので、誘導面 Γ_i の法線方向、誘導ライン直角 G 直角方向に対する不整量である。 u_n 、 u_s は、誘導面法線方向 n 及び誘導面上で誘導ライン G に直角方向 s のガイドウェイ構造物の変形量である。これら実距離に対する誘導面内のSCMの挙動に対する具体的な取り扱いを以下に示す。

a) 図-6(a)に示すように、車両及びガイドウェイ構造物

が振動していない状態では、車両は SCM と浮上・案内コイル間の浮上力で浮上し、重力との均衡位置で平衡状態となる。浮上力の作用ベクトルは斜め下方となるため、これを誘導面上の n, s の成分に分解して、初期釣合力 f_0^n, f_0^s として考慮する。ここで SCM の誘導ライン G からの均衡変位を Δ_s とする。

- b) 図-6(b)に示すように、SCM と浮上・案内コイルとの間に相対変位 \tilde{d}_k^s が生じると、斜め下向きの案内力が発生する。これを誘導面上の n, s の成分に分解するが、 n 方向については値が微小となるため無視する。
- c) 図-6(c)に示すように、SCM と浮上・案内コイルとの間に相対変位 \tilde{d}_k^n が生じると、 n 方向の案内力と浮上力の変動が生じる。 n 方向に対しては、後者の作用ベクトルが斜め下向きであるため、浮上力変動の n 方向成分（微小であり無視する）及び n 方向案内力が、 s 方向に対しては、浮上力変動の s 方向成分が生じる。

通常生じる変位の範囲内では、これらの相互作用力は変位に対して線形と考えてよく、磁気バネ定数を用いてそれぞれ式(5),(6)のように表せる。

$$f_k^n = K_{mn} \tilde{d}_k^n + f_0^n \quad (5)$$

$$f_k^s = K_{ss} \tilde{d}_k^s + K_{sn} \tilde{d}_k^n + f_0^s \quad (6)$$

ここで、 k ($k=1, \dots, 8$)は剛体で評価している各SCMに含まれる磁石の番号で、各SCMは、片側4枚、合計8の磁石から構成されている。 \tilde{d}_k^s は均衡変位を Δ_s を差引、式(7)のように求まる。

$$\tilde{d}_k^s = \tilde{d}_k^s - \Delta_s \quad (7)$$

(6) 数値計算法

解析プログラムでは、浮上車両系とガイドウェイ構造物系の連成運動方程式を、数値計算により解く。ガイドウェイ構造物の運動方程式は、車両よりも大きな自由度を持つため、系が比例減衰であると仮定してモーダル変換を行い、有用なモードのみを対象として効率的に解く⁹⁾。

ガイドウェイ構造物の運動方程式についての $X^B = \Phi^B Z^B$ なるモーダル変換を施し、式(2)は式(8)のように表せる。

$$\ddot{Z}^B + [2\xi_i \omega_i^B] \dot{Z}^B + [(\omega_i^B)^2] Z^B = (\Phi^B)^T F_L^B + F_r^B(X^V, X^B) \quad (8)$$

ここで、 Φ^B は、固有モードマトリックスで、以下の性質を有する。

$$(\Phi^B)^T M^B \Phi^B = I \quad (9)$$

$$(\Phi^B)^T K^B \Phi^B = I \quad (10)$$

$[2\xi_i \omega_i^B] [(\omega_i^B)^2]$ は、 i 次の対角成分がそれぞれ $2\xi_i \omega_i^B$ 、 $(\omega_i^B)^2$ となる対角マトリックスを表す。また、 ω_i^B はガイドウェイ構造物 i 次の角振動数を、 ξ_i は構造物 i 次のモード減衰定数である。

今、式(1)、(8)が時刻 t までが既に解かれ、時刻 $t + \Delta t$ について解くものとする。これら連立した2つの式(1)、(8)を、Newmarkの平均加速度法を用いて、時間方向に離散化し解析的に解く。ただし、方程式が非線形であることから、不釣合力が十分小さくなるまで Δt 内の反復計算を行う。

3. 解析条件

(1) 車両モデル

本論では、図-4に示した5両編成（先頭車+標準中間車3両+後尾車）の車両モデルを用いて解析を行った。

浮上式鉄道の車両は、車体が軽量であるため、車体本体質量に対する乗客質量の割合が約25%と大きい。このため、乗車状態により完全積車と完全空車の2種類を作成し解析目的に応じて使い分けることとした。すなわち、ガイドウェイ構造物の動的応答評価には、構造物への負荷の大きい完全積車モデルを、列車走行性の評価には、車体が揺れ易い完全空車モデルをそれぞれ用いることとした。

車両連結部の車端ダンパーは、乗り心地の改善に有効であるとされているが、本論では車端ダンパー無しを標準とし解析を進めた。

具体的な磁気バネ値及び均衡変位 Δ_s は文献8)によった。

(2) ガイドウェイ構造物モデル

側壁ビーム方式ガイドウェイは、ガイドウェイである側壁ビームと、それを支える通常の土木構造物から構成される。有限要素を用いたガイドウェイ構造物のモデル化を以下に示す。

a) 側壁ビームモデル

ガイドウェイとしての側壁ビームについては、図-7に示すように、本体を三次元はり要素で、両端の支承部を三次元バネ要素でそれぞれモデル化した。表-2に側壁ビームの構造諸元を示す。

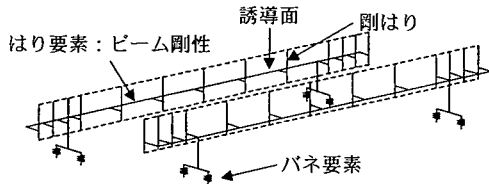


図-7 側壁ビームの解析モデル

表-2 側壁ビームの構造諸元

項目	単位	入力値
ヤング係数	kN/mm ²	33
断面積	m ²	0.44610
水平方向断面 2次モーメント	m ⁴	0.01720
鉛直方向断面 2次モーメント	m ⁴	0.07095
コイル等負荷重量	kN/m	2.533

表-3 ガイドウェイ構造物の製作施工誤差の標準偏差

発生要因	基本長 (m)	許容誤差の標準偏差			
		狂いA	狂いB	狂いC	
測量 (測角)	基準点A	3024	1秒	1秒	1秒
	基準点B	1008	1秒	1秒	1秒
	基準点C	126	1秒	1秒	1秒
基準点設置精度	基準点C		0.2mm	0.2mm	0.2mm
側壁ビーム	架設	126	2/3mm	4/3mm	2/3mm
	製作		1mm	1mm	1mm
側壁ビーム支承	仕上がり 高さ		2/3mm	2/3mm	2/3mm
	浮上・案内 コイル	製作	0.9	2/3mm	2/3mm

側壁ビーム単体としては既に実物大供試体で各種試験が行われ、本モデルにより実際の側壁ビームの挙動を十分な精度で再現できることが確認されている⁹⁾。

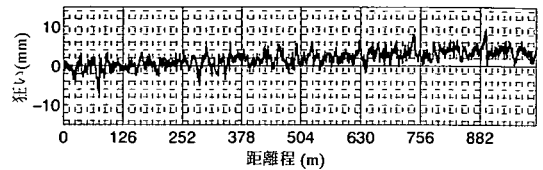
b) 長大ガイドウェイモデル

図-7に示した構造モデルは長大なガイドウェイ構造物の一部分 (126m) を表しているに過ぎない。側壁ビーム方式ガイドウェイに関して、その構造システムを動的応答や列車走行性の観点から定量的に評価するためには、長区間のガイドウェイモデルが必要となる。そこで図-7の側壁ビームモデルを並列して線路方向に並べた解析モデルを構築した。

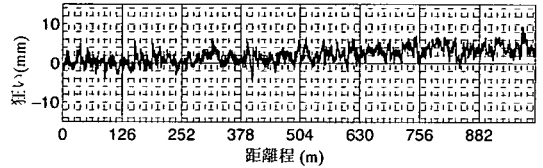
長大ガイドウェイモデルの長さは、乗り心地評価に必要な準定常振動が得られる最低時間と、ガイドウェイの製作施工誤差の発生長さとの観点から、1kmとした。これは、側壁ビームの80連分に相当する。

c) ガイドウェイ狂い

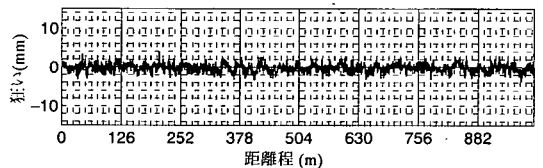
動的応答倍率や乗り心地に対して、浮上・案内コイ



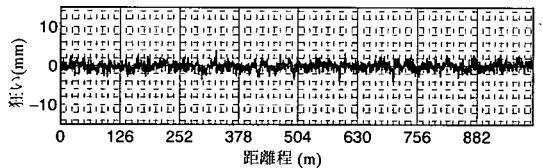
(a) 左側ガイドウェイの水平方向狂い



(b) 右側ガイドウェイの水平方向狂い



(c) 左側ガイドウェイの鉛直方向狂い



(d) 右側ガイドウェイの鉛直方向狂い

図-8 ガイドウェイ狂い波形(狂いA)

ルの位置の誤差、すなわちガイドウェイ狂いは大きな影響を及ぼす。この影響を解析で考慮するために、計算機で乱数を発生させて各浮上・案内コイル毎の狂い量を算定した⁹⁾。表-3にガイドウェイ狂いの発生要因とそれぞれの誤差に対して設定した標準偏差を示す。これらの値は、乗り心地基準を満すよう周波数領域での検討から定められたもので⁹⁾、各誤差は全て標準正規分布と仮定している。

図-8にガイドウェイ狂いの発生例を示す。ガイドウェイ狂いは、左誘導面の鉛直狂い、水平狂い、右誘導面の鉛直狂い、水平狂いの4波形から構成され、距離の関数である離散データとして与える。まず、側壁ビーム架設位置を定めるための基準点 (測量機器の性能に応じて補完点を設けるため、3レベルの基準点が用いられた) の測量誤差を考慮し、本体の製作・施工誤差及び支承部の製作誤差を加味して各側壁ビームの架設位置

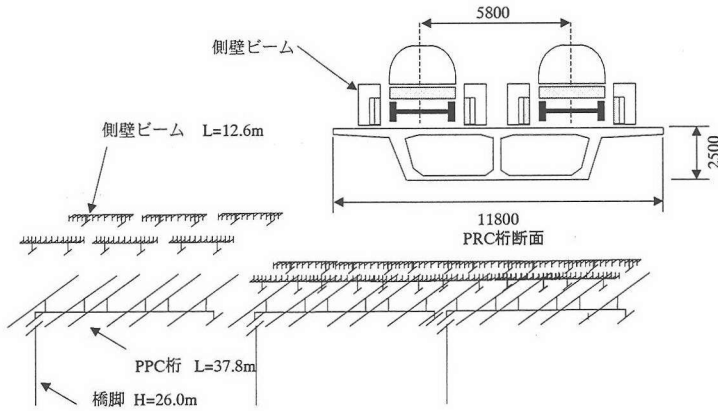


図-9 側壁ビーム方式ガイドウェイの全体構造解析モデル

を算定する。その上に各浮上・案内コイルの製作誤差を重ねて合わせ、ガイドウェイ狂い波形を得る。

これを車両の各SCMの進行位置と照らして、その位置での狂いを式(3)、(4)の ε_m 、 ε_s に代入していく。この手法により個々の側壁ビームの有限要素モデルを修正すること無しに、効率的にガイドウェイ狂いをパラメータとした数値解析を実施している。

ガイドウェイ狂いの影響について定量的に把握するため、側壁ビームの架設誤差及び浮上・案内コイル取り付け誤差を表-3の製作施工基準の標準偏差(σ_b, σ_c)に設定した場合と、それぞれ片方を2倍に設定した場合の計3種類のガイドウェイ狂いデータを作成した。

d) 橋梁モデル

以上までのモデル化は、トンネルのように剛な土木構造物上を車両が走行する場合のガイドウェイ構造物を対象としたものであるが、列車走行による橋梁・高架橋の変形も無視できない要因であり、本論では、さらに橋梁との組み合わせについても検討を行うこととする。代表的な橋梁として、橋長37.8mの標準的な単純PRC桁と高さ26mのRC橋脚との組み合わせを想定した。

図-9に最終的な解析モデルの概念図を示す。PRC桁は三次元はり要素でモデル化した。重心位置にPRC桁の剛性を有するはり要素を設け、ここからガイドウェイ桁の支承部、PRC桁の支承部まで剛なはりを延ばすこととした。橋脚についても同様の手法を採っており、重心位置にRC橋脚の剛性を有するはり要素を設け、ここからPRC桁の支承部まで剛なはりを延ばしている。この橋梁部の上に図-7の側壁ビームモデルを敷設する。スパンの連続数は、10連(378m)とした。なお、橋梁部の製作施工狂いは、c)の側壁ビーム支承部精度で総合的に考慮されている。

4. ガイドウェイ構造物の動的応答評価

(1) 動的応答の評価手法

鉄道土木構造物の設計においては、構造物の動的応答の評価は、静的応答に対する倍率（以下動的応答倍率と称す）を用いることが多い。

鉄道構造物の動的応答倍率は、速度効果と車両動揺効果の和として表される。前者は一定間隔で規則正しく配置された輪軸が桁を繰り返し加振することにより生じるもので、列車の速度が高くなり、加振周波数が桁の固有振動数に近づくると共振応答が顕著となる。後者は、軌道及び車両の不整に起因する車両のパネ・マス系の振動により荷重が変化することにより生じる¹⁰。

(2) 時系列波形

図-10に側壁ビームの動的応答の時系列波形を示す。水平方向は外側に広がる方向を正に、鉛直方向は上向きを正に定めている。全ての図において、ピーク値の発生は台車との位置関係により説明できることが分かる。

400km/h走行時の水平たわみにおいては、繰り返しの振幅の増大が見られる。速度400km/hは加振周波数に換算すると5.14Hzとなる。これは水平方向の1次固有振動数10.3Hzの1/2に相当し、図からも分かるように、側壁ビームが固有の振動モードに従い2回振動する毎に台車により1回加振される、水平1次振動モードに対する2次共振現象であると説明できる¹⁰。

鉛直方向のたわみについては、振幅が増大するような共振現象は見られない。なお、外面より内面(コイル

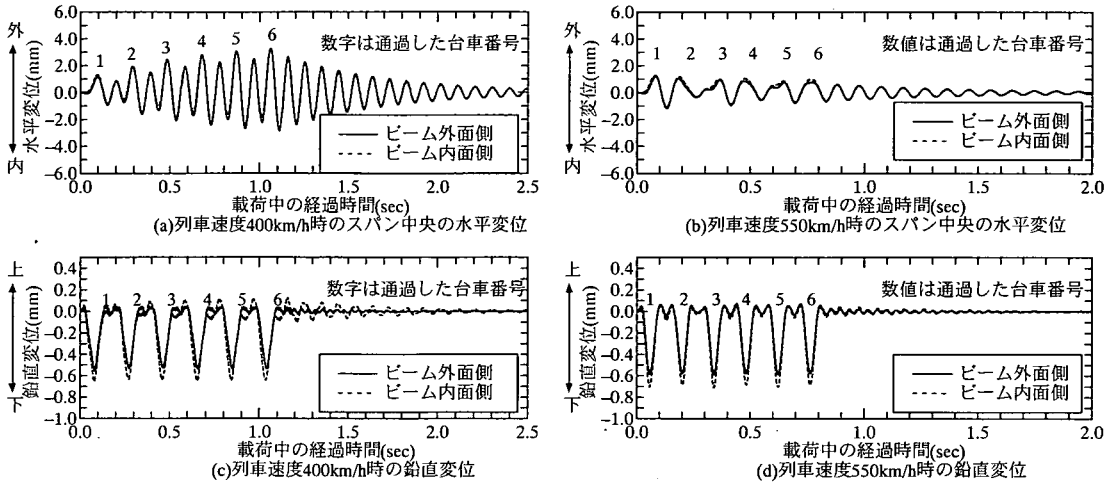


図-10 側壁ビームの動的応答

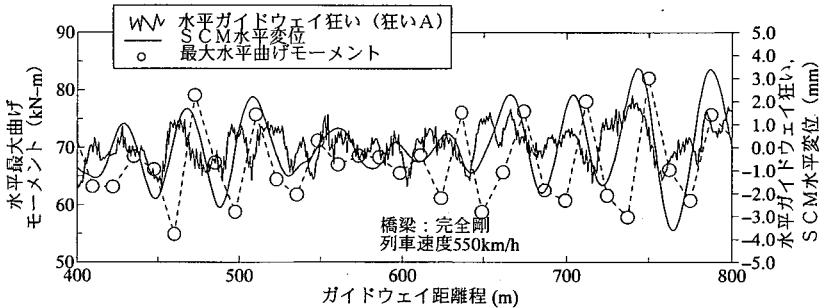


図-11 ガイドウェイ狂いとSCM水平変位及び側壁ビーム最大水平曲げモーメントの関係

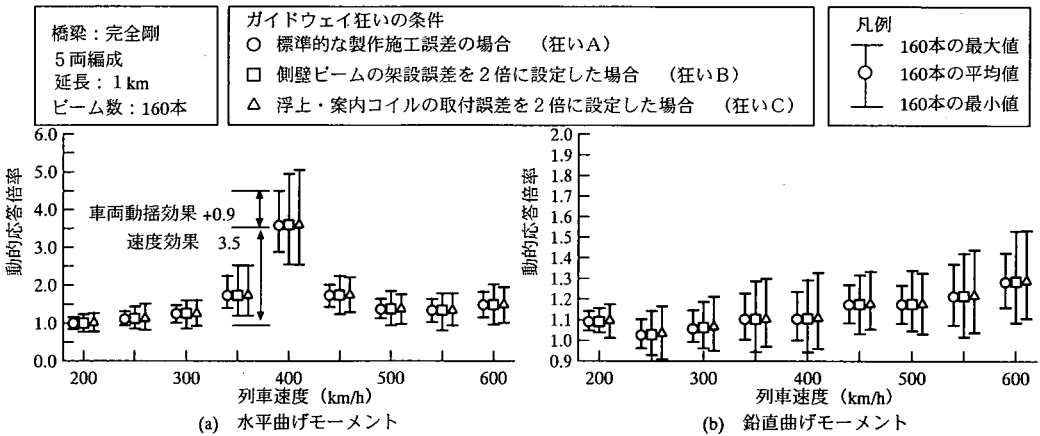


図-12 側壁ビームの動的応答倍率

側)の方が若干大きい値であり、全体として、車両通過時は外側に広がりながら、やや内面側(コイル側)に傾く挙動を示していることが分かる。

(3) ガイドウェイ狂い波形と側壁ビームの動的応答

図-11に、水平方向のガイドウェイ狂い波形と、第3台車のSCM変位及び側壁ビームに作用する最大曲げモーメントの空間波形との関係を示す。3つの波形は位相差

があるものの高い相関があり、ガイドウェイ狂いが大きい区間ではSCM変位が大きく、それに伴い側壁ビームに作用する曲げモーメントも大きくなっていることが分かる。また、図中には示していないが、第1～6台車の各SCMはガイドウェイ狂いに従い同一地点ではほぼ同じ変位軌跡を描く。したがって、ガイドウェイ狂いが大きい区間の側壁ビームは、狂いの効果により常に大きい荷重を受けつつ、その荷重に対してさらに前述の繰り返しによる共振増幅作用を受けることとなる。

(4) 列車速度とガイドウェイ狂いの程度が側壁ビームの動的応答に及ぼす影響

車両が延長1kmガイドウェイモデル上を走行した場合の、各速度における動的応答倍率を図-12に示す。図中では、左右合計160本の側壁ビームの動的応答倍率の最大値、最小値、平均値を示した。

a) 水平方向

水平方向の場合、前述の2次共振の影響により列車速度400km/h付近に大きなピークが生じる。いわゆる速度効果による動的応答倍率である。共振速度は以下の式(11)により求めることができる¹⁹⁾。

$$v = f \cdot L_v \quad (11)$$

ここで、 v は速度、 f は構造物の基本固有振動数、 L_v は台車(荷重)間隔である。この1/2、1/3の速度においてもそれぞれ2次共振、3次共振が発生する。

ガイドウェイの狂いによる動的応答倍率、すなわち車両動揺による効果は、基本ケースである狂いAの場合で速度400km/hで0.9である。これは鉄車輪/レール系の設計標準²⁰⁾で取り得る最大値0.15と比較して大きな値であると言える。側壁ビーム架設誤差 σ_b と浮上・案内コイル取り付け誤差 σ_c の程度が、それぞれ動的応答倍率に及ぼす影響はほぼ同等で、各誤差の標準偏差を2倍にした場合には、全ての速度領域で1.5～1.7倍の値となる。特に注意が必要なのは、前節でも述べたように、ガイドウェイ狂いの大きい区間では側壁ビームの応答が常に大きくなるため、車両動揺による動的応答倍率自体も速度効果の影響を受け、共振点において最大値となることである。断面耐力的には十分対応できる値であるが、今後の設計において留意が必要である。

b) 鉛直方向

鉛直方向の場合、速度が高くなるにつれ、動的応答倍率は漸増傾向にあるが、側壁ビームの1次固有振動数が25.0Hzと高いために速度効果の影響は比較的小さい。

車両動揺の効果は、基本ケースである狂いAの場合、速度550km/hで0.15で、速度効果と同等程度の影響度を示している。側壁ビーム架設誤差 σ_b と浮上・案内コイル

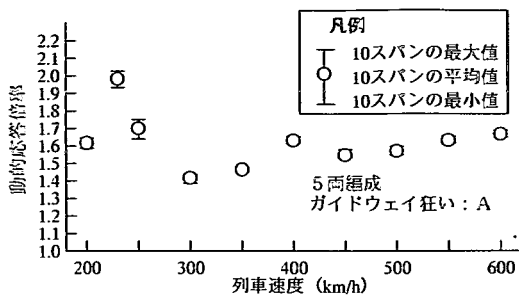


図-13 PRC 桁の動的応答倍率
(スパン中央曲げモーメント)

取り付け誤差 σ_c の程度が、それぞれ動的応答倍率に及ぼす影響は、やはりほぼ同等で、各標準偏差を2倍にした場合には、全ての速度領域で1.5倍程度となる。

(5) ガイドウェイ狂いが PRC 桁の鉛直曲げモーメントに及ぼす影響

図-13にガイドウェイ狂いがPRC桁の鉛直曲げモーメントの動的応答倍率に及ぼす影響について示した。10スパンのPRC桁(区間長378m)における、最大値、最小値、平均値である。

速度効果により列車速度230km/hでピークが生じているが、これは桁の1次固有振動数3.0Hzとの1次共振によるものである。

標準的なガイドウェイ狂い(狂いA)を用いた場合、車両動揺による動的応答倍率は230km/hで最大0.04と非常に小さな値にとどまった。PRC桁上の側壁ビーム桁による狂いの平均化、スパン長による平均化によりガイドウェイ狂いの影響が薄れたためであると思われる。

5. 列車の走行性評価

(1) 走行性の評価指標

鉄道構造物の設計標準においては、列車の走行性は、走行安全性と乗り心地の2つの項目から評価される。具体的には、使用限界状態における仕様規定として、変位量の規制値が示されている。

まず走行安全性であるが、磁気浮上式鉄道の場合、図-1で示したように、列車は両側面を壁により拘束されており、鉄車輪・レール系鉄道で言うところの、脱線による転倒や、対向列車との衝突といった危険性について考慮する必要が無い。

また、ガイドウェイ構造物が非接触を保てるか否かについても、実際の列車には、ガイドウェイへの接触防止用の車輪が水平・鉛直方向とも設けられており、

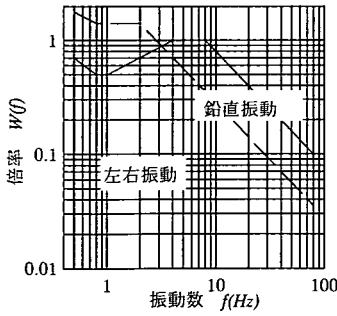


図-14 乗り心地フィルター

表-4 乗り心地レベルによる評価区分

乗り心地レベル(dB)	評価
$L_T < 83$	非常に良い
$83 \leq L_T < 88$	良い
$88 \leq L_T < 93$	普通
$93 \leq L_T < 98$	悪い
$98 \leq L_T$	非常に悪い

通常の走行ではこの点についても考慮する必要は無い。

したがって本論では、列車走行性の評価は乗り心地の観点からのみ行うこととした。

乗り心地基準として、一般に用いられているのは、乗り心地レベル²⁾と乗り心地基準³⁾がある。いずれも旧国鉄で定められたもので、前者は定常的な現象、例えば軌道管理等に用いられ、後者は過渡的な応答、すなわち橋梁等の土木構造物の設計等に適用されている。

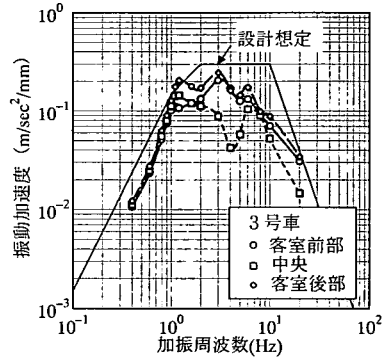
本論では、同一のガイドウェイ構造物が長区間連続する場合の準定常的な乗り心地を評価するため、乗り心地レベルを評価指標として用いた。乗り心地レベル L_T (dB)は式(12)のように定義される。

$$L_T = 10 \cdot \log(\bar{a}_w^{-2} / a_{ref}^2) \quad (12)$$

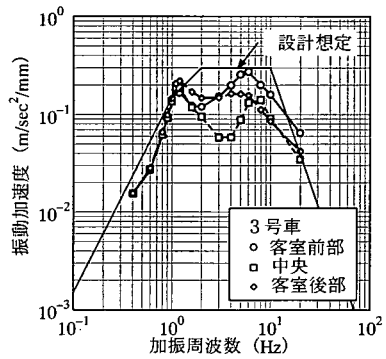
$$= 10 \cdot \log(1/T) \int_0^T (\bar{a}_w^{-2}(t) / a_{ref}^2) dt$$

ここに、 $a_w(t)$ は乗り心地補正した振動加速度、 \bar{a}_w は乗り心地補正した振動加速度の実効値、 a_{ref} は基準加速度で $10^3(m/s^2)$ の値、 T は評価時間をそれぞれ表す。

図-14に乗り心地補正に用いる乗り心地フィルターを示す。これは、ISO-2631を基本に1Hz以下を国鉄が独自に拡張して定めた等感覚曲線である。式(12)に示す乗り心地レベルの評価基準を、表-4に示す。なお、乗り心地の評価を行う車体加速度の着目点は、客室最前部、重心、最後部の各窓側座席位置とした。



(a) 水平方向の周波数応答特性



(b) 鉛直方向の周波数応答特性

図-15 浮上式車両の周波数応答特性

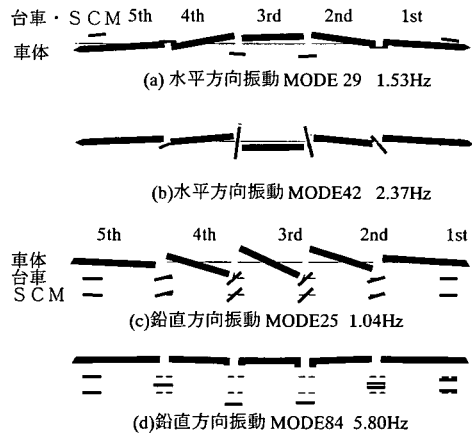
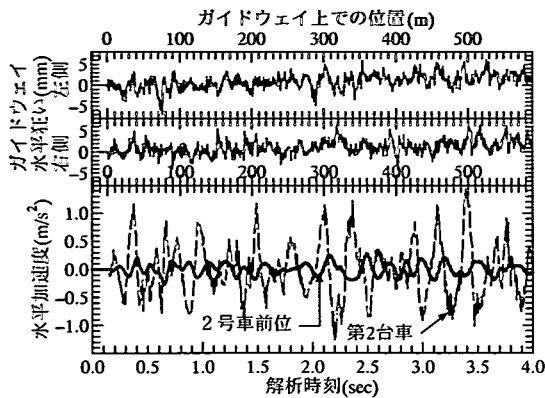


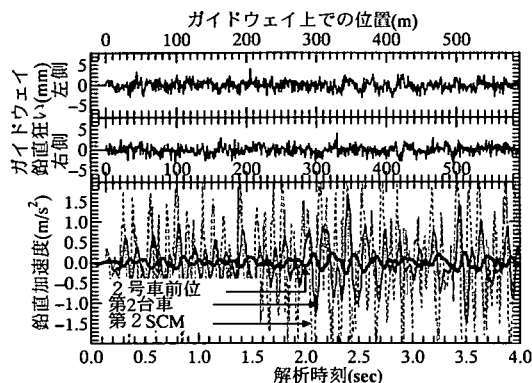
図-16 浮上車体の固有振動モード

(2) 浮上列車の周波数応答特性

乗り心地の議論するに先立ち列車の車体加速度の基本的な応答特性について述べておく。図-15に、連続する正弦波ガイドウェイ狂い(ガイドウェイは剛体で非振動)を用いて、浮上列車の周波数応答特性について検討した結果を示す。先頭車、後尾車は車体質量が大き



(a) 水平方向



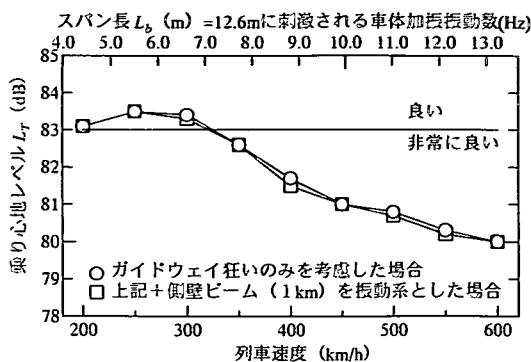
(b) 鉛直方向

図-17 列車速度550km/hにおける空間波形と車体・台車・SCM振動加速度の関係

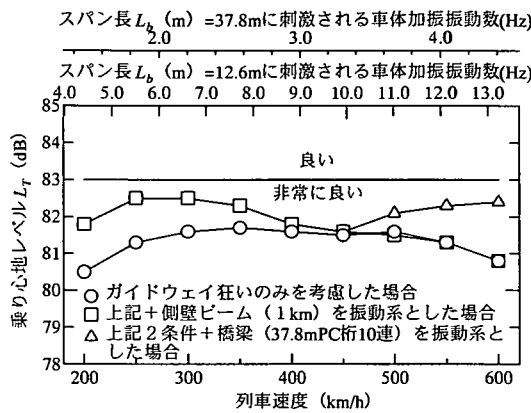
いたために応答が他の車両に比べて小さい。このため、3号車に着目して示した。図中の直線はガイドウェイの設計で仮定した車両の周波数応答の包絡線で、車両設計時のより詳細な数値解析などにに基づき定められたものである⁹⁾。また、図-16に、列車編成を固有値解析して得られた振動モードを併せて示した。

水平振動では、図-15(a)から客室前部と後部が客室中央部より大きな応答を示すこと、最大加速度は $0.3\text{m/sec}^2/\text{mm}$ で設計で想定している包絡線でカバーされることが分かる。振動モードは、水平振動がローリング、ヨーイング振動と連成する結果となった。したがって、明確なピークが生じず、各振動モードの主たる励振要因を見分けることは難しい。比較的レベルに近いモードとしては、例えば図-16(a)に示す、車体の水平+ヨーイング振動と台車の水平振動の連成モード(153Hz)、図-16(b)に示す車体の水平+ヨーイング振動と台車の水平+ヨーイング振動の連成モード(237Hz)が存在する。

鉛直方向では、図-15(b)からやはり客室前部と後部が客室中央部より大きな応答を示すこと、最大加速度は



(a) 水平方向の乗り心地レベル



(b) 鉛直方向の乗り心地レベル

図-18 ガイドウェイ構造物の振動が乗り心地に及ぼす影響

$0.3\text{m/sec}^2/\text{mm}$ で設計で想定している包絡線でカバーされることが分かる。図-16(c)に示す車体の鉛直+ピッチング振動の連成モード(1.04Hz)と図-16(d)に示す車体、台車、SCMの鉛直振動の連成モード(5.80Hz)が顕著である。

(3) 時系列波形

図-17(a)に、列車速度550km/hにおける水平方向ガイドウェイ狂いの空間波形とそれに対応する2号車前位及び第2台車の水平方向応答加速度時系列波形を示す。SCMの水平方向加速度はモデル上、台車のそれと同値となる。

ガイドウェイ狂い波形は、片振幅5mm程度で変動している。加速度応答波形は、0.9m単位で設置される浮上案内コイルの取付誤差よりはむしろ、波長20~50m程度の狂いに支配されていることが分かる。12.6mを基本単位とし、支承部の微調整により長い波長での乗り心地管理を行おうとしたコンセプトを裏付けている。また同図より、台車-車体間バネ系により応答加速度は 1.0m/s^2 から 0.2m/s^2 にまで吸収されていることが分かる。

図17(b)に、列車速度550km/hにおける鉛直方向ガイドウェイ狂いの空間波形とそれに対応する2号車前位、第2台車、第2SCMの鉛直方向応答加速度時系列波形を示す。ガイドウェイ狂い波形は、概ね片振幅5mm程度で変動している。加速度応答波形は、水平方向と同様にやはり波長20~50m程度の狂いに支配されている。また同図より、SCM一台車一車体間バネ系により応答加速度が2.0, 1.0, 0.2m/s²と吸収されていくことが分かる。

(4) ガイドウェイ構造物の振動が乗り心地に及ぼす影響

図-18に側壁ビームや構造物の振動が乗り心地に及ぼす影響を示す。ガイドウェイ狂いAを基本として、側壁ビームや橋梁を振動系にした場合と剛とした場合とで、乗り心地レベルの差異を比較した。

図-18(a)の水平方向より、側壁ビームの振動は、水平方向の乗り心地に、ほとんど影響を及ぼさないことが分かる。

図-20(b)の鉛直方向より、側壁ビームの振動は、鉛直方向の乗り心地に、低速領域で1.5dB程度の影響を及ぼすが、走行の中心となる400km/h以上の高速速度領域では影響が非常に小さい。250km/hで付近で影響が出るのは、図-18(d)の5.8Hzの振動モードがビームスパン長12.6mに刺激されているためであると考えられる。

橋梁の振動を考慮した場合、高速領域で1.0dB程度の影響が出る。高速域で影響がでるのも、図-18(d)の5.8Hzの振動モードが橋梁スパン長37.8mに刺激されているためであると考えられる。

(5) ガイドウェイ狂いの程度が乗り心地に及ぼす影響

図-19にガイドウェイ狂いの程度が乗り心地に及ぼす影響を定量的に把握するために、基本ケースであるガイドウェイ狂いAと、側壁ビーム架設誤差 σ_b 又は浮上・案内コイル取り付け誤差 σ_c の一方を2倍に設定した場合の、計3ケースの乗り心地レベルを示す。

図から、製作施工誤差の標準偏差を基本ケースである狂いA程度に収めることができれば全ての速度領域で良好な乗り心地を確保できることが分かる。

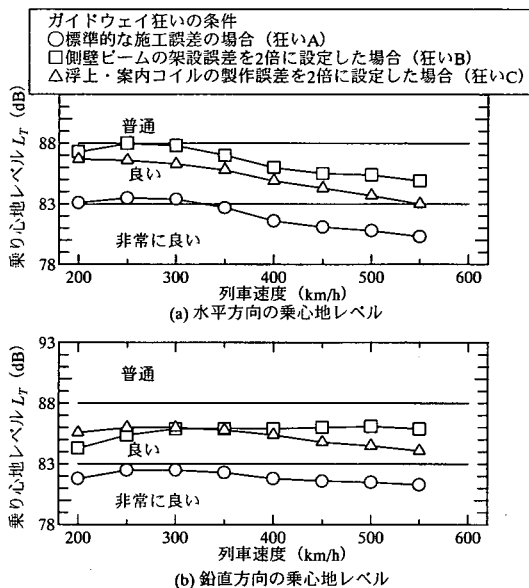


図-19 列車速度、ガイドウェイ狂いが乗り心地レベルに及ぼす影響

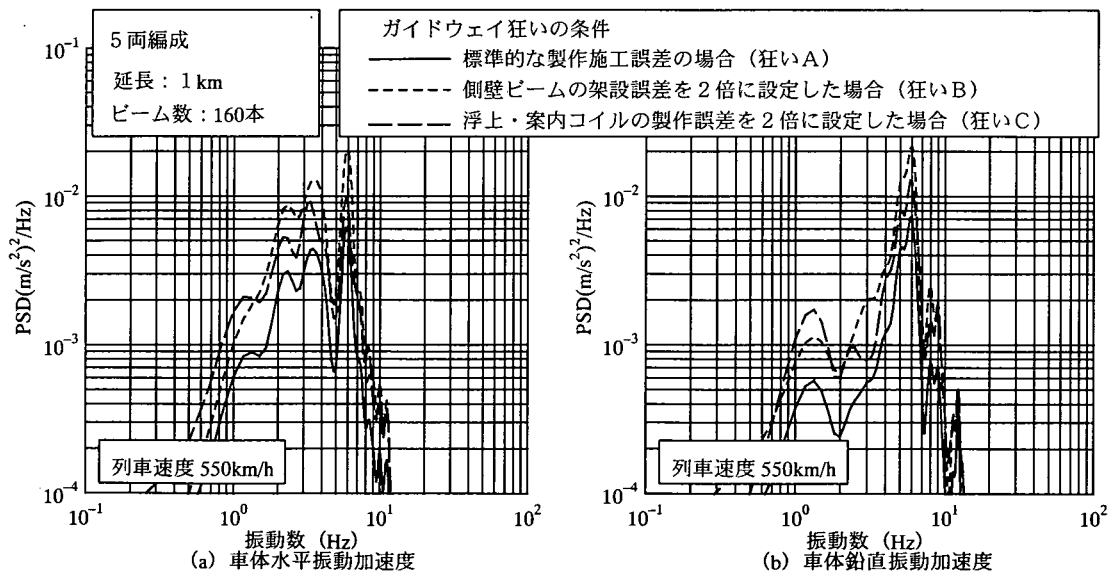


図-20 車体振動加速度のワースペクトル密度

また、12.6m単位の側壁ビーム架設誤差の方が0.9m単位の浮上・案内コイルの取付誤差よりも影響が大きいこと、架設誤差2倍の影響は5.0dB、浮上・案内コイル誤差2倍の影響は3.0～4.0dBであることが分かる。これは、架設誤差を修正する方が、浮上・案内コイル誤差を修正するよりも有効であることを示している。

図-20に列車速度550km/hにおける水平・鉛直方向の車両振動加速度のパワースペクトル密度を示す。図から、特に2～10Hz (1/s)の周波数領域、空間周波数に換算すると1/15～1/75 (1/m)の領域でのパワーが大きいことが分かる。図から空間周波数1/12.6m単位でガイドウェイを整備する有効性が確認できる。

一方、10Hz (1/s)を超える周波数領域ではパワーが極端に小さくなっており、0.9m単位でコイルの位置を整備することは非常に効率が悪いことが読みとれる。

以上から、架設位置の修正により乗り心地を管理する手法が有効であること、側壁ビーム方式ガイドウェイの開発コンセプトが適切であることが分かる。

6. 側壁ビームの振動低減と実車走行試験

(1) 側壁ビームの中間支承

4章の動的相互作用シミュレーションの結果、列車速度400km/hにおいて共振応答が生じ、定員積車状態で、ガイドウェイ狂いが顕著の場合には、コンクリートの縁引張応力度が設計制限値を超える可能性が考えられた。そこで、図-21に示す中間支承を取付水平振動を低減することとした。この支承は、側壁ビームの水平方向振動についてはゴム沓で変位を拘束するが、鉛直方向振動は妨げない構造となっている。

(2) 試験方法

側壁ビームの中間支承の制振効果と4章で示した側壁ビームの共振応答を検証することを目的とし、山梨リ

ニア実験線において、図-22に示す浮上列車を用いた36回の走行試験を実施した。中間支承は、それぞれ有りの状態で18回、無し状態で18回の走行試験を行った。中間支承有りの状態では中間支承の振動低減効果を、中間支承無し状態では桁の共振現象をそれぞれ検討した¹⁹⁾。

図-23に測定位置を示す。図に従い向かい合う一対の側壁ビームのたわみ、応力を測定した(応力は南側のみ)。図-24に中間支承を有する場合の解析モデルを示す。中間支承は、剛なはりとしてバネ要素でそれぞれモデル化した。ガイドウェイ狂いについては、高い精度の軌道検測データが無いため、狂い無しを基準とし測定値と比較することとした。

(3) 試験結果

a) 固有振動数及び減衰定数

水平方向の固有振動数測定結果を表-5に示す。南側と北側の側壁ビームでは1Hzの個体差があること、水平方向の剛性を補う制振装置を外すと剛性が30%低下すること等が分かる。設計では、中間支承の無い場合の水平固有振動数を9.3Hzと仮定しており、実物は1.6～1.8倍の剛性を有していると推定できる。これは、地上コイル等の非構造部材の影響によると思われる。したがってこの剛性に従った解析を実施した。測定された減衰

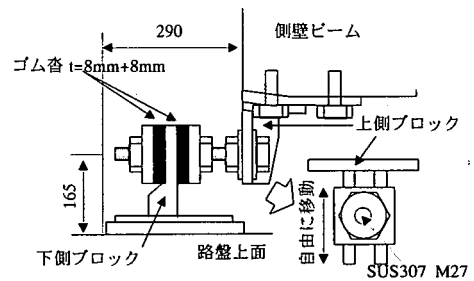


図-21 側壁ビームの中間支承

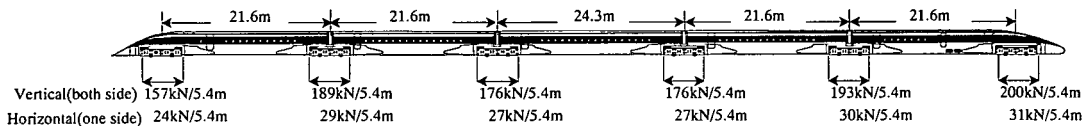


図-22 山梨実験線浮上車体第1編成(MLX001)

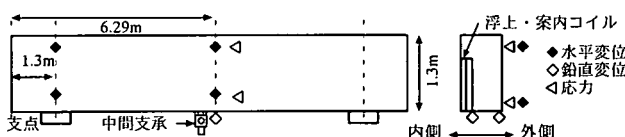


図-23 側壁ビームの測定位置

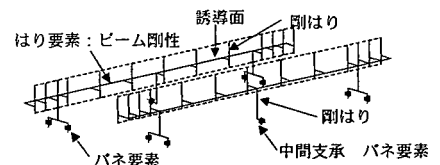


図-24 側壁ビームの解析モデル

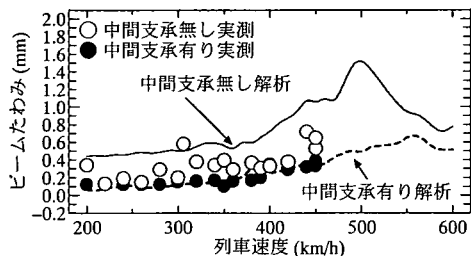


図-25 南側側壁ビームの水平方向たわみ

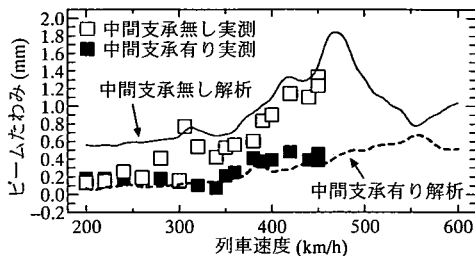
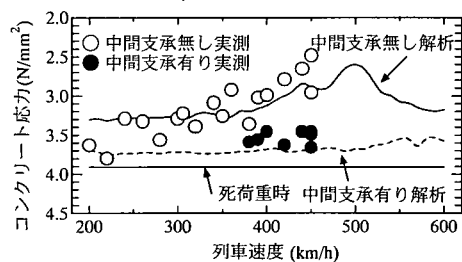
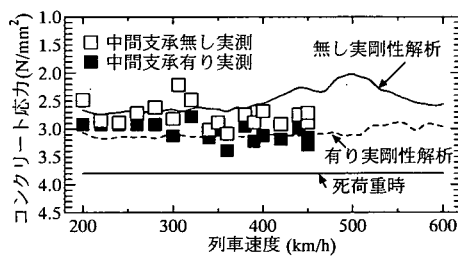


図-26 北側側壁ビームの水平方向たわみ



(a) 上側



(b) 下側

図-27 南側側壁ビームのコンクリート応力

定数は、中間支承有りで1.0%、無しで2.1%であった。

b) 側壁ビームの動的応答

図-25, 26に列車速度と側壁ビーム中央上側の水平方向たわみの関係を示す。北側側壁ビームは、ほぼ解析に近い挙動を示し共振応答を確認できたが、南側側壁ビームの共振応答は北側ほど明確ではなかった。これは、ガイドウェイの狂いや若干固有振動数が高いこと等の影響と考えられる。測定された動的応答倍率は、分母となる静的応答の取り方により異なるが、解析値を参考とすると南側で1.5、北側で3.0程度であったと推測される。たわみの絶対値自体は、中間支承無しで1.2mm、有りで0.4mmと、地上コイルの強度から定められた制限値3.0mmと比較して十分小さな値であり、安全性上問題の無い値であった。

また中間支承の振動低減効果であるが、北側ビームにおける速度450km/hにおけるたわみを比較すると、中間支承の設置によりたわみ量を1/3程度に低減していることが分かる。

図-27に南側側壁ビームのコンクリート応力を示す。上側では共振現象が明確に区別できるが、下側は鉛直方向荷重が支配的となるため、水平方向の共振の影響は識別できない。応力の変動の絶対値は、永久荷重作用時の圧縮4.0N/mm²の応力状態から、最大で2.5N/mm²程度の変動であった。

限られた検証試験ではあるが、列車荷重により共振が実際に起こり得ること、またその場合、顕著な動的応答倍率が生じる得ること、中間支承の振動低減効果

表-5 固有振動数測定結果

測定速度	南側ビーム(Hz)		北側ビーム(Hz)	
	中間支承有り	中間支承無し	中間支承有り	中間支承無し
200km/h	149	125	139	118
300km/h	149	125	139	119
400km/h	149	125	139	118
2次共振速度	579km/h	486km/h	540km/h	459km/h

が認められること等を実証的に明らかにすることができた¹⁹⁾。

7. 結論

超電導磁気浮上列車とガイドウェイ構造物との動的相互作用解析手法を確立し、その手法を用いて、ガイドウェイ構造形式の一つである「側壁ビーム方式ガイドウェイ」について、定量的な性能評価を実施した。また振動を低減するための中間支承を提案し、実車走行試験によりその効果を検証した。本論の結果を以下にまとめて示す。

- (1) 車体、台車、SCM を剛体とし、これをバネ、ダンパーで結合した三次元編成モデルを提案し、このSCM と、三次元の有限要素でモデル化されるガイドウェイ構造物の誘導面との間に働く磁気バネ、す

なわち動的相互作用力の影響を定式化した。

- (2) 各側壁ビームに生じる車両動揺による動的応答倍率の分布は、ガイドウェイ狂いと位置関係で説明できる。
- (3) 速度 400km/h において、水平方向に 2 次共振のピークが生じる。またその場合、水平方向では車両動揺による動的応答倍率も大きくなる。
- (4) 側壁ビームの振動は、水平方向の乗り心地には影響を及ぼさない。鉛直方向の乗り心地には低速域で 1.0dB の影響を及ぼすが、共用速度である高速域では影響を及ぼさない。また、橋梁のたわみは 550km/h で鉛直方向の乗り心地に 1.0dB の影響を及ぼす。
- (5) 側壁ビームの 12.6m 単位でガイドウェイ狂いを修正することが、コイル 1 枚 0.9m 単位で修正するよりも、乗り心地の改善上有効であり、側壁ビーム方式ガイドウェイの基本コンセプトは効果的である。
- (6) 400km/h 付近の水平振動を低減するために提案した中間支承は、実車走行試験において、水平振動を 1/3 程度に低減している。
- (7) 実車走行試験において側壁ビームの中間支承を外すと、共振により 3.0 程度の動的応答倍率が発生する。

謝辞：本研究をまとめるにあたり、埼玉大学の山口宏樹教授に多くの有益なご助言を賜りました。また、現地測定計画、実施にあたりニア関係各所から多くの助言、指導を頂きました。ここに深甚の謝意を表します。本研究は、国庫補助を受けて実施された。

参考文献

- 1) 宮田尚彦, 松浦章夫, 高木肇: 超電導磁気浮上式鉄道, 土木学会論文集, No.415/V1-12, pp.17-25, 1990.
- 2) 涌井一: 超電導磁気浮上式鉄道のガイドウェイ構造, コンク

リート工学, Vol.28, No.12, pp.4-12, 1990.

- 3) 松浦章夫: 高速鉄道における橋桁の動的応答に関する研究, 鉄道技術研究所報告, No.1074, 1978.
- 4) 涌井一, 松浦章夫: 鉄道車両の走行性から見た長大吊橋の折れ角限度, 土木学会論文報告集, No.291, pp.41-51, 1979.
- 5) 涌井一, 松本信之, 松浦章夫, 田辺誠: 鉄道車両と線路構造物の連成応答解析法に関する研究, 土木学会論文集, No.513/ I -31, pp.129-138, 1995.
- 6) 松浦章夫, 川上博道: ガイドウェイ構造物と浮上車 MLU001 との動的相互作用解析, 鉄道技術研究所速報, No.A-85-116, 1985.
- 7) 富田健司, 松浦章夫: 浮上式鉄道の許容変位, 鉄道総研報告, No.1, Vol.6, pp.43-50, 1992.
- 8) 吉岡博, 渡邊健: 側壁浮上システムにおける車両運動特性, 鉄道総研報告, Vol.8, No.10, pp.29-34, 1994.
- 9) 松浦章夫, 橋本涉一, 古川敦: 超電導磁気浮上式鉄道ガイドウェイの施工精度と乗り心地レベル, 土木学会論文集, No.482/IV-22, pp.67-76, 1994.
- 10) 曾我部正道, 松本信之, 藤野陽三, 涌井一, 金森真, 宮本雅章: 共振領域におけるコンクリート鉄道橋の動的設計法に関する研究, 土木学会論文集, No.724/ I -62, pp.83-102, 2002.
- 11) 鉄道総合技術研究所: 鉄道構造物等設計標準・同解説 - コンクリート構造物, 丸善, 1992.
- 12) 河野志郎: 乗り心地基準の見直しについて, JREA, 第23巻12号, pp.6-11, 1980.
- 13) 国鉄列車速度調査委員会: 車両の乗り心地基準, 資料3A-2-1, 1963.
- 14) 上野真, 曾我部正道, 四十九勇治, 涌井一, 松本信之: 山梨リニア実験線側壁ビームの高速共振試験, 土木学会第55回年次学術講演会講演概要集 I -B102, pp.224-225, 2001.

(2002. 3. 7 受付)

A STUDY ON DYNAMIC INTERACTION ANALYSIS FOR MAGLEV VEHICLE AND GUIDEWAY STRUCTURES

Masamichi SOGABE, Nobuyuki MATSUMOTO, Makoto TANABE,
Yozo FUJINO, Hajime WAKUI and Makoto UENO

The authors developed a dynamic interaction analysis program for Maglev vehicle and guideway structures. In this program, the Maglev vehicle is three dimensionally modeled as having a body, a truck, and a superconducting magnet connected by springs and dampers. The structures are modeled by three-dimensional finite element method.

Using this program, it was carried out that the second resonance to the first horizontal bending mode of the twin beam is caused at 400 km/h and the vibration of the Twin Beam exerts the influence only by about 1.0dB at the riding comfort level of the vehicle. By the train running examination up to 500 km/h in speed, it was clarified that the partial bearing was able to control a dynamic response to 1/3.