

浮上式鉄道構造物の設計に用いる許容変位

富田健司*・松浦章夫**

浮上式鉄道の連接方式5両編成列車の車両運動数値解析モデルを用いて、橋梁や高架橋の設計許容変位を求めた。構造物に変位を与えたガイドウェイを走行する浮上式鉄道車両の動的応答解析を行い、乗り心地および走行安全性の観点からその結果を評価し、浮上式鉄道の構造物を設計する際に必要となる桁の許容たわみ量と許容不同変位量を提案した。

Key Words: allowable displacement for structures, deflection of girders, mismatch in line at joint, bent at joint, MAGLEV

1. まえがき

列車の載荷により鉄道橋の桁には「たわみ」が生じる。また、構造物自体の不同沈下によっても、桁端部には「目違い」や「折れ角」が生じる。これらは、列車側からは走行路の変位と見なされ、車両の乗り心地や走行安全性の低下の原因となり得る^{1)~8)}。在来形式の鉄道では、鉄道構造物等設計標準の中で、このような走行路変位に対して、桁のたわみの許容値、構造物のレール・レベルでの目違い、折れ角の限度値を定めることによって、これらがある値以上にならないようにして、列車の正常な走行性を確保している^{9), 10)}。このように鉄道構造物における設計許容変位は、主桁の剛性や橋脚、基礎、地盤を含めた構造物全体の変形特性などの基本諸元に直接影響するため、比較的重要な設計条件とされている。

一方、道路構造物においては、橋梁の桁にはたわみの許容値の規定はあるものの、自動車には「脱線」という概念がないため、構造物の目違い、折れ角の限度値に関する規定はない¹¹⁾。したがって、構造物の目違い、折れ角に関する規定を設けて設計に反映させているのは鉄道固有のことである。

現在、我が国で開発中の超電導磁気浮上式鉄道は、実用最高速度500 km/hの新しいタイプの高速鉄道である。地上のガイドウェイに設置したコイルと車両の台車に取り付けた超電導磁石との間で電磁力すなわち磁気ばねが誘発され、車両は地上構造物と非接触で浮上および案内されて走行する¹²⁾。したがって、列車荷重は磁気ばねを介して構造物に作用し、構造物の変形は地上コイ

ルの位置狂いとなって走行車両に伝達される。このように浮上式鉄道は、鉄車輪・レール系の在来形式鉄道とは異なる荷重効果や力の伝達機構を有するが、走行車両が桁にたわみを発生させたり、逆に車両が桁のたわみや目違い、折れ角の影響を受けて運動する力学的現象には大きな相違はない¹³⁾。

本論文では、変位が既に存在する走行路を通過する際の車両の走行特性、すなわち乗り心地および走行安全性の評価を行い、これに基づいて浮上式鉄道構造物の設計に用いる許容変位の提案を行う¹⁴⁾。なお、構造物と車両の運動に関連する動的相互作用の研究も構造物の設計上重要な課題であるが、それは個々の構造物の構造諸元に依存する内容で、許容変位の算出に当たっては二次的な効果しかもたないのが一般的であるので、ここではこれには触れず、別の機会に譲ることとする。

2. 変位走行路上の車両の運動

浮上式鉄道構造物の許容変位を得るために、以下に述べるモデルを基本にして、図-1に掲げた解析手法を導いた。

ここで用いる車両の解析モデルは、現在研究開発中の連接方式5両編成列車を対象としたもので、図-2, 3に示す鉛直・水平両方向の現象を別々に解析するものである。この車両は車体、台車および超電導磁石で構成されている。車体と台車、台車と超電導磁石とは通常の機械ばねで結ばれているが、超電導磁石と地上コイルとは磁気ばねで結び付けられている。この編成列車の中間部分は、2つの車体が連結箇所で1台車を共有する連接方式である。新幹線列車のように各車両がそれぞれ2台車を専有する構造であれば、本論文と同様の解析を行うのに1車両だけをモデル化すれば十分である。事実、現行の鉄道構造物等設計標準に規定されている桁の許容たわみ量、構造物の許容目違い量、折れ角量は、1車両モデル

* 正会員 (財)鉄道総合技術研究所 主任研究員
(〒185 東京都国分寺市光町2-8-38)

** 正会員 工博 金沢工業大学教授 土木工学科
(前(財)鉄道総合技術研究所 施設研究部長)

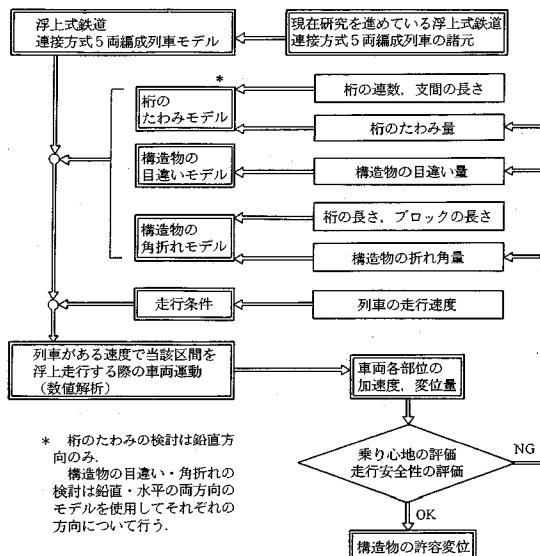


図-1 構造物の変位と浮上走行列車の車両運動の数値解析の流れ

に関する研究成果に基づく^{9), 10)}。一方、連接方式では、1編成を構成する車両の運動が相互に影響し合うため、1編成全体を1つのモデルにしなければ正当な結果は得られない。連接方式の浮上式鉄道5両編成列車モデルを用いてこの種の解析を行うのははじめてである。先頭車、中間車、最後車で運動方程式は若干異なるが、ここでは中間車の運動を取り上げてこの解析モデルを説明する。

(1) 車両運動モデル—ばね伝達力

ガイドウェイ側の地上コイルと*i*号台車に取り付けられた超電導磁石との間の磁気ばねに作用する力は、次式で表される。

$$f_{wgi} = k_{wg} \{ g(x_{ij}) - (y_{wi} \pm \theta_{wi} \cdot l_{wgi}) \} \quad (1)$$

ここで、 $i=1, \dots, 6$, $j=1, \dots, 4$ であり、 f_{wgi} は*i*号台車に固定した4個の超電導磁石コイルに分布される磁気力を1コイル毎の集中力に置換したもので、ばねの伸びる方向の力を正とする。 k_{wg} は磁気ばねのばね係数である。 $g(x_{ij})$ は磁気ばねの位置 x_{ij} における走行路変位、 y_{wi} は超電導磁石重心の鉛直方向あるいは水平方向の変位で、それぞれ下方向、右方向を正とする。 θ_{wi} は超電導磁石重心の回転角で、時計回りを正とする。その他のばね力と変位および回転角の正負はそれぞれ上述と同じ約束とする。 l_{wgi} は超電導磁石重心から力の作用点までの距離である。 $\theta_{wi} \cdot l_{wgi}$ の複号は、力の作用点が超電導磁石重心の進行方向側にあるときに正号を与える。その他の複号の正負はこの約束に従う。なお、磁気ばねの減衰効果は極めて小さいので省略した。

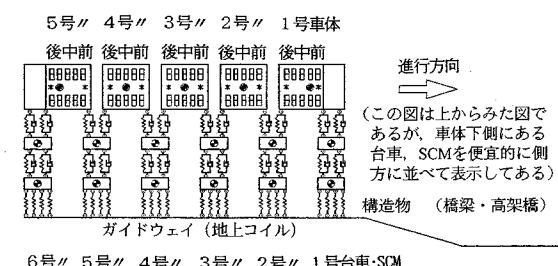
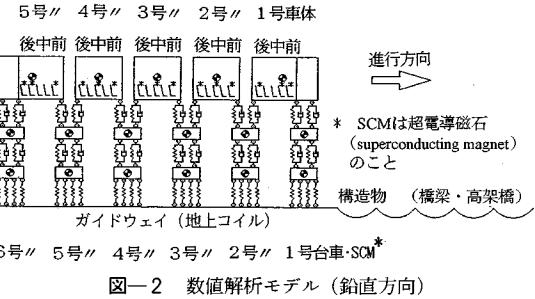


図-2 数値解析モデル(鉛直方向)

図-3 数値解析モデル(水平方向)

*i*号台車と超電導磁石間のばね力は、次式で表される。

$$\begin{aligned} f_{uwij} = & k_{uw} \{ (y_{wi} \pm \theta_{wi} \cdot l_{uwij}) \\ & - (y_{ui} \pm \theta_{ui} \cdot l_{uwij}) \} \\ & + c_{uw} \{ (\dot{y}_{wi} \pm \theta_{wi} \cdot \dot{l}_{uwij}) \\ & - (\dot{y}_{ui} \pm \theta_{ui} \cdot \dot{l}_{uwij}) \} \end{aligned} \quad (2)$$

ここに、 f_{uwij} は超電導磁石と台車間のばね力である。 k_{uw} , c_{uw} はこのばね係数と減衰係数である。 y_{wi} , y_{ui} は超電導磁石重心、台車重心の鉛直方向あるいは水平方向の変位、 \dot{y}_{wi} , \dot{y}_{ui} はそれぞれの変位速度である。 θ_{wi} , θ_{ui} は超電導磁石重心、および台車重心の回転角。 θ_{wi} , θ_{ui} はそれぞれの回転速度である。 l_{uwij} , \dot{l}_{uwij} は超電導磁石重心からばねまで、および台車重心からばね取り付け位置までの距離である。なお、 $i=1, \dots, 6$, $j=1, 2$ である。

中間の*i*号車体と*i*号および(*i*+1)号台車間のばね力は、次式で表される。

$$\begin{aligned} f_{su1} = & k_{su} \{ (y_{ui} - \theta_{ui} \cdot l_{sus1}) \\ & - (y_{si} + \theta_{si} \cdot l_{sus1}) \} \\ & + c_{su} \{ (\dot{y}_{ui} - \dot{\theta}_{ui} \cdot \dot{l}_{sus1}) \\ & - (\dot{y}_{si} + \dot{\theta}_{si} \cdot \dot{l}_{sus1}) \} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} f_{su2} = & k_{su} \{ (y_{u(i+1)} + \theta_{u(i+1)} \cdot l_{us(i+1)1}) \\ & - (y_{si} - \theta_{si} \cdot l_{sus2}) \} \\ & + c_{su} \{ (\dot{y}_{u(i+1)} + \dot{\theta}_{u(i+1)} \cdot \dot{l}_{us(i+1)1}) \\ & - (\dot{y}_{si} - \dot{\theta}_{si} \cdot \dot{l}_{sus2}) \} \end{aligned} \quad (4)$$

ここに、 f_{su1} は車体と台車間のばね力である。 k_{su} と c_{su} はばね係数と減衰係数である。 y_{ui} , $y_{u(i+1)}$, y_{si} はそれぞれ*i*

号, $(i+1)$ 号台車, i 号車体重心の鉛直方向あるいは水平方向の変位, \dot{y}_{ui} , $\dot{y}_{u(i+1)}$, \dot{y}_{si} はそれぞれの変位速度である. θ_{ui} , $\theta_{u(i+1)}$, θ_{si} はそれぞれ i 号, $(i+1)$ 号台車, i 号車体重心の回転角, $\dot{\theta}_{ui}$, $\dot{\theta}_{u(i+1)}$, $\dot{\theta}_{si}$ は回転速度である. l_{susij} , $l_{sus(i+1)j}$, l_{suuij} はそれぞれ i 号, $(i+1)$ 号台車, i 号車体重心から車体・台車間にばね取り付け位置までの距離である. なお, $i=2, \dots, 4$, $j=1, 2$ である.

(2) 車両運動モデル—運動方程式

車体, 台車, 超電導磁石の各部位が剛体運動するものとして, 求められた各ばね力を用いて運動方程式を立てる.

i 号車体 ($i=2, \dots, 4$) :

$$m_{si} \ddot{y}_{si} = \sum_{j=1}^2 f_{susij} \quad (5)$$

$$J_{si} \ddot{\theta}_{si} = \sum_{j=1}^2 (\pm 1) f_{susij} \cdot l_{susij} \quad (6)$$

i 号台車 ($i=3, \dots, 5$) :

$$m_{ui} \ddot{y}_{ui} = -f_{su(i-1)2} - f_{su(i-1)1} + \sum_{j=1}^2 f_{uwij} \quad (7)$$

$$J_{ui} \ddot{\theta}_{ui} = -f_{su(i-1)2} \cdot l_{sus1} + f_{su(i-1)1} \cdot l_{sus2} + \sum_{j=1}^2 f_{uwij} \cdot l_{uwij} \quad (8)$$

i 号超電導磁石 ($i=1, \dots, 6$) :

$$m_{wi} \ddot{y}_{wi} = -\sum_{j=1}^2 f_{uwij} + \sum_{j=1}^4 f_{wgi} \quad (9)$$

$$J_{wi} \ddot{\theta}_{wi} = -\sum_{j=1}^2 (\pm 1) f_{uwij} \cdot l_{uwij} + \sum_{j=1}^4 (\pm 1) f_{wgi} \cdot l_{wgi} \quad (10)$$

ここに, m_{si} , m_{ui} , m_{wi} はそれぞれの質量, J_{si} , J_{ui} , J_{wi} はそれぞれの重心まわりの慣性モーメントである. また, \ddot{y}_{si} , \ddot{y}_{ui} , \ddot{y}_{wi} はそれぞれの重心の鉛直方向あるいは水平方向の変位加速度, $\ddot{\theta}_{si}$, $\ddot{\theta}_{ui}$, $\ddot{\theta}_{wi}$ はそれぞれの重心の回転加速度である.

これらの運動方程式をルンゲ・クッタ・ギル法により数値的に解くことによって, 走行路の変位区間を通過したときの車両各部位の運動を数値的に算出して, 次章で述べる車両走行特性に基づいた許容変位を求めることができる. なお, 本解析に用いた主な車両諸元を表-1に掲げる.

3. 車両の走行特性の評価

変位した走行路上の車両走行特性の評価を「乗り心地」および「走行安全性」の二つの観点から行う.

乗り心地については, 日本国鉄道が定めた基準に基づくものとする. この乗り心地基準は, 鉛直振動については, アメリカ自動車技術協会のJanewayが提案した

表-1 主な車両諸元

| | | |
|--------------|----------|---------------------------------------|
| 中間車体質量 | m_s | 14,500 kg |
| 台車質量 | m_u | 2,500 kg |
| SCM質量 | m_w | 3,000 kg |
| 車体・台車ばね係数 | k_{su} | 鉛直 400,000 N/m 水平 500,000 N/m |
| 台車・SCMばね係数 | k_{uw} | 鉛直 1,000,000 N/m 水平 64,000,000 N/m |
| 磁気ばね係数 | k_{wg} | 鉛直 1,288,700 N/m 水平 735,000 N/m |
| 車体・台車ばね減衰係数 | c_{su} | 鉛直 10,000 N·s/m 水平 30,000 N·s/m |
| 台車・SCMばね減衰係数 | c_{uw} | 鉛直 30,000 N·s/m 水平 144,000 N·s/m |

自動車の鉛直振動に対する基準をもとに定めたものであり, 左右振動については, Jacklinの実験結果, 国鉄の鉄道技術研究所における実験結果ならびに低い振動数領域のアメリカ鉄道連合(AAR)の試験結果をもとに定めたものである.

ISOの振動基準「全身振動暴露に関する評価指針」(ISO-2631)に基づく方法も考えられる. しかし, この基準は工場振動のように長時間定常的に作用する振動を対象としており, 走行列車の車内の振動のように非定常性の強い振動に対しての適用に当たっては, さらに詳細な検討が必要である. したがって, ここでは前者の基準による方法を用いることとする. なお, 参考として, 桁の許容たわみに対してのみ後者の基準による評価も行うこととする.

走行安全性については, 浮上走行する車両がガイドウェイと常に接触しないことを条件とする. 超電導磁石のクエンチなど異常時の検討も必要と考えられるが, ここでは全ての超電導磁石が正常であることを前提とする.

地震時の許容変位の考え方としては, 地震の結果, 不同変位が生じた構造物上を車両が浮上走行する場合を想定した走行安全性の評価を行う. 地震動を受けている最中に構造物上を走行する場合の安全性については, 使用する地震波の性質, 個々の構造物の振動特性に依存する内容となるため, 別途研究するものとして, ここでは扱わないこととする.

乗り心地の評価は, 図-1の＊印で示した各車両客室内で揺れが最も大きいと考えられる最前部と最後部, 車体のピッキング運動あるいはヨーリング運動の回転中心である中央部の各部位で行う.

桁のたわみは鉛直方向のみとし, 10 m から 150 m までの支間長をもつ1連, 3連, 5連の橋桁を対象とする. 桁のたわみの曲線形状は半正弦波と仮定し⁶⁾, 客室内各部位における乗り心地が, 振動乗り心地で「良い」と判断される区分, すなわち, 乗り心地係数で1.5以下となる桁のたわみを求める. 先にも述べたように,

ISO-2631に基づく乗り心地レベルで93 dB未満となる桁のたわみも参考として求めたが、その評価時間は最長のものでも5秒程度と短く、算出された結果の詳細な解釈については、別途の検討が必要である。

構造物の目違い・折れ角に関しては、鉛直・水平の両方向の変位を考え、常時に対して客室内各部位の乗り心地評価を行う。その基準は桁のたわみの場合と同様に、乗り心地係数で1.5以下とする。さらに、常時ならびに地震時における車両運動を代表する超電導磁石各部位と車体各部位との変位差を求め、それからガイドウェイとの非接触が確保されるか否かを判断する。

地震時については、車両各部位の最大変位から、ガイドウェイとの接触を起こす場合と、車両運動に伴って鉛直・水平方向に作用する動的荷重が、衝撃も考慮した常時作用している活荷重の1.5倍となる場合の二つの限界値の比較から許容変位を求める。折れ角については、桁長やブロック長により車両運動は異なるが、今回の解析においては、標準的な高架橋のブロック長ということで、平行移動・折れ込みともに40 mと60 mの2種を検討の対象とする。

乗り心地ならびに走行安全性の評価を行うための列車走行速度は500 km/hとする。なお、一部のケースについては、他の速度領域という意味で、400 km/h台の速度領域についても検証しておくこととする。

4. 浮上式鉄道構造物の許容変位

連接方式5両編成列車の車両運動数値解析から得られた結果を、車両の走行特性すなわち乗り心地ならびに走行安全性の二つの観点から検討し、浮上式鉄道構造物の桁のたわみ、目違い、折れ角に対してそれぞれの評価値を得た。これらの許容変位は、500 km/hの速度で浮上走行する区間に構築する構造物を対象としたものである。

(1) 桁の許容たわみ量

1号車から5号車までの客室内の全ての部位においても、振動による乗り心地の乗り心地係数で1.5以下となる桁のたわみを、桁が5連と1連の場合について求めた結果を図-4、5に示す。なお、同図中には、ISO-2631に基づいて良いと判断される乗り心地レベル93 dB未満となる桁の許容たわみ量も併記してある。

桁の許容たわみ量としては、支間長を l とした場合、5連の場合の限度値 $l/6000$ を基本に考えたが、1連の場合で支間長の大きい場合、これよりも限度値は大きくなる。

一方、新幹線構造物の場合、桁の許容たわみ量の最も厳しい値が2連以上で、支間長50~100 mの場合の $l/2500$ 、1連のみの場合は $l/1600$ となっている^{9), 10)}。

(2) 構造物の許容目違い量

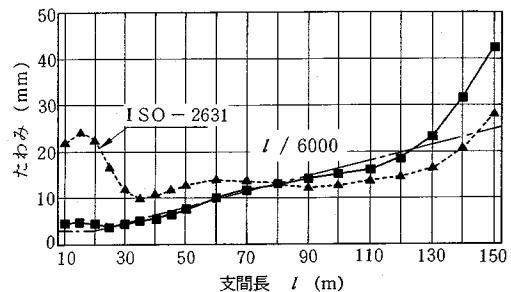


図-4 5連の場合の許容たわみ量
(乗り心地係数1.5)

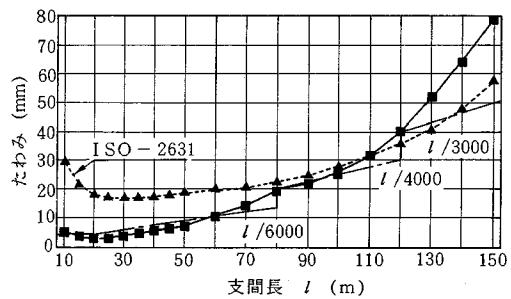
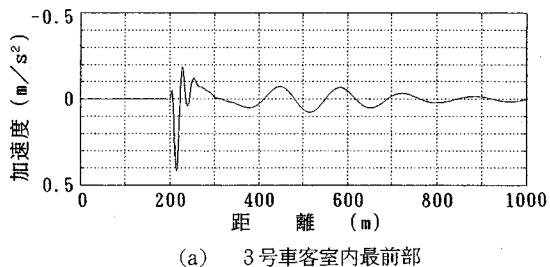


図-5 1連の場合の許容たわみ量
(乗り心地係数1.5)

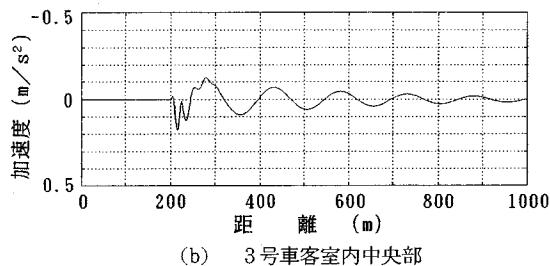
構造物の常時の許容目違い量として、鉛直方向4.0 mm、水平方向2.0 mmを提案する。

数値解析は、設定目違い量を0.5 mmずつ変化させて繰り返し行った。各ステップにおいて算出された諸量が3章で設定した各基準すべてを満足する目違い量の上限を許容目違い量とした。

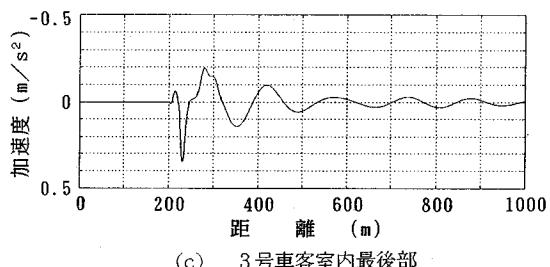
客室内で感じられる振動加速度は、車体の回転運動、すなわち、鉛直方向であればピッキング、水平方向であればヨーリングにより、客室内最前部、最後部、回転中心部である中央部ではそれぞれ異なる値となる。図-6に鉛直方向4.0 mmの目違い部を走行したときの3号車客室内3か所の振動加速度波形を示す。乗り心地は最大加速度の大きさとその振動数により決定される。振動数の読み取りはゼロ・クロッシング法によった。目違い部通過時のように、大きな振動が単発的に発生する場合の乗り心地評価に対しては緩和措置を講じられるようになっているが、ここではそれを考慮せずにそのまま厳しい値を採用した。この場合の3号車客室内3か所の乗り心地係数は、最前部0.18、中央部0.20、最後部0.44である。図-7に5号車車体最後部の相対変位波形を示すが、ガイドウェイへの接近量は最大でも4 mm程度とごく小さい。図-8に6号台車に取り付けられた超電導磁石前端部の相対変位波形を示すが、ガイドウェイへの接近量は最大7 mm程度である。水平方向2.0 mmの目違い部を走行したときの2号車客室内3か所の乗り心地係



(a) 3号車客室内最前部



(b) 3号車客室内中央部



(c) 3号車客室内最後部

図-6 鉛直方向 4 mm 目違い部走行時の車体振動加速度波形

数は、最前部 1.13、中央部 0.31、最後部 0.79 である。車体、超電導磁石のガイドウェイ側壁への接近量はいずれも最大 2 mm 程度である。

一方、構造物の地震時の許容目違い量としては、以下の理由に基づき、鉛直・水平の両方向とも 10.0 mm を提案する。

緊急着地シューあるいは台車に取り付けた左右ストッパーがガイドウェイ表面と接触する限界の目違いは、鉛直方向 53 mm、水平方向 34 mm である。また、衝撃も考慮した常時の活荷重の 1.5 倍の動荷重が作用する場合の限界目違いは、鉛直方向 10 mm、水平方向 18 mm である。しかし、ガイドウェイと接触する緊急着地シュー、左右ストッパーは、10 mm より大きい目違い部を接触して高速で通過した場合、破損などが発生しないという車両設計上の保証がなされていない。よって、現時点では 10 mm を許容最大値とする。

新幹線構造物の場合、常時の鉛直方向は 2.0 mm、水平方向は 1.5 mm、地震時の鉛直方向は 11.0 mm、水平方向は 6.0 mm となっている^{9), 10)}。このように浮上式

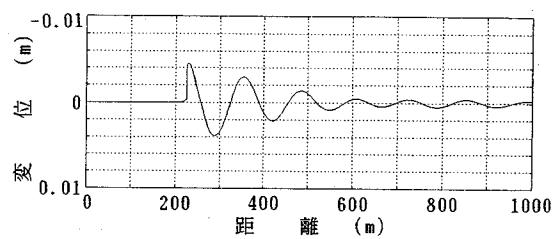


図-7 鉛直方向 4 mm 目違い部走行時の 5号車車体最後部相対変位波形

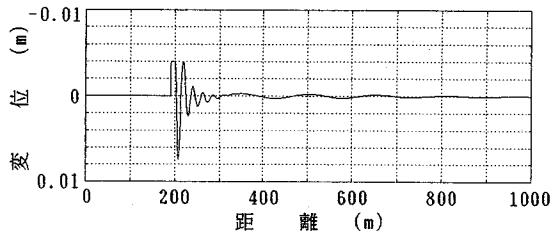


図-8 鉛直方向 4 mm 目違い部走行時の 6号 SCM 前端部相対変位波形

鉄道構造物の許容目違い量は、予想に反して新幹線構造物の許容値と大差ないこととなった。

(3) 構造物の許容折れ角量

構造物の常時の許容折れ角量として、平行移動・折れ込みのいずれの場合も、桁長やブロック長に関わらず、鉛直方向 1.5/1000、水平方向 0.4/1000 を提案する。

数値解析は、設定折れ角量を 0.1/1000 ずつ変化させて繰り返し行った。各ステップにおいて算出された諸量が 3 章で設定した各基準すべてを満足する折れ角量の上限を許容目違い量とした。

それぞれの場合における車両運動の解析結果として得られた乗り心地係数、車両のガイドウェイへの接近量の最大値などを表-2 にまとめた。

構造物の地震時の許容折れ角量としては、平行移動・折れ込みのいずれの場合も、桁長やブロック長に関わらず、鉛直方向 2.0/1000、水平方向 3.0/1000 を提案する。

緊急着地シューあるいは左右ストッパーがガイドウェイと接触する限界の折れ角は、鉛直方向の平行移動が 2.5/1000、折れ込みが 2.9/1000、水平方向の平行移動と折れ込みが 1.1/1000 である。また、衝撃も考慮した常時の活荷重の 1.5 倍の動荷重が作用する限界の折れ角は、鉛直方向の平行移動と折れ込みが 2.0/1000、水平方向の平行移動と折れ込みが 3.0/1000 である。提案した水平方向の許容変位量では、左右ストッパーがガイドウェイと接触することになるが、作用する荷重が許容範囲内であることから、上記を許容値とした。

なお、新幹線構造物の場合、常時の許容折れ角は鉛直方向が (3.0 ~ 4.0)/1000、水平方向が (1.5 ~ 2.5)/1000、地震時は鉛直方向が (7.0 ~ 9.5)/1000、水平方

表一2 枝れ角部走行時の車両運動の解析結果のまとめ

| 構造物の 変位 | 桁 長 | 乗り心地係数 (客室位置) | 車体・ガイドウェイ 最接近量・位置 | SCM・ガイドウェイ 最接近量・位置 |
|--------------------------|------|------------------|----------------------|-----------------------|
| 平行移動 鉛直方向 1.5/1000 | 40 m | 1.39 2号車最前部 | 50 mm 5号車最後部 | 25 mm 5号SCM前端部 |
| | 60 m | 1.48 4号車最後部 | 60 mm 5号車最後部 | 31 mm 5号SCM前端部 |
| 平行移動 水平方向 0.4/1000 | 40 m | 1.50 4号車最後部 | 10 mm 5号車最後部 | 13 mm 5号SCM前端部 |
| | 60 m | 1.50 4号車最後部 | 12 mm 5号車最後部 | 15 mm 5号SCM前端部 |
| 枝れ込み 鉛直方向 1.5/1000 | 40 m | 1.19 4号車最後部 | 20 mm 5号車最後部 | 19 mm 5号SCM前端部 |
| | 60 m | 1.32 4号車最後部 | 28 mm 5号車最後部 | 30 mm 5号SCM前端部 |
| 枝れ込み 水平方向 0.4/1000 | 40 m | 1.37 4号車最後部 | 9 mm 5号車最後部 | 12 mm 5号SCM前端部 |
| | 60 m | 1.23 4号車最後部 | 10 mm 5号車最後部 | 14 mm 5号SCM前端部 |

向が $(4.0 \sim 5.5)/1000$ となっている^{9), 10)}

浮上式鉄道構造物の設計許容変位量を、表一3～5にまとめて示した。ここに提示した許容変位は、通常 500 km/h 程度の速度で浮上走行する区間を対象にしたものである。浮上走行時でもより低い速度領域や車輪走行区間に關しては、これよりは緩和された許容変位を、本論文と同様の方法で求めることができる。

5. 今後の課題

500 km/h の速度で走行する浮上式鉄道の構造物の許容変位量は、新幹線のそれと比較して全般的に厳しいものになった。したがって、実務上はこの許容変位を少しでも緩和するための工夫が要求される。

桁がたわむことによって発生する車両振動は、ガイドウェイを構成している地上コイルにそのたわみを相殺する縦断線形をあらかじめ付けることによって、かなり軽減することができる¹⁵⁾。また、当初から比較的正確に把握できる桁のたわみに比べ、予測が難しいガイドウェイ狂いはかなり異質のものであると考えられる。ガイドウェイ狂いの存在を見越して桁の許容たわみを単純に厳しくすることは実務上避けた方が好ましいと考えられる。

浮上式鉄道車両は、ガイドウェイとの間隙の中での可動範囲は比較的大きい。このことが地震時の走行安全性検討を複雑にしている原因のひとつにもなっている。すなわち、台車に取り付けられる緊急着地ショーや左右ストッパーとガイドウェイとの接触や、列車先頭部あるいは最後部のスカートとガイドウェイとの接触を考慮しなければならないからである。前者については、車両側とガイドウェイ側の双方で許容できるストッパーとガイド

表一3 桁の許容たわみ量

| 支間長 (m) | $I \leq 20$ | $20 < I \leq 80$ | $80 < I \leq 120$ | $I > 120$ |
|------------|-------------|------------------|-------------------|-----------|
| 2連以上連続する場合 | 3.0 mm | | $I/6000$ | |
| 1連のみの場合 | 3.0 mm | $I/6000$ | $I/4000$ | $I/3000$ |

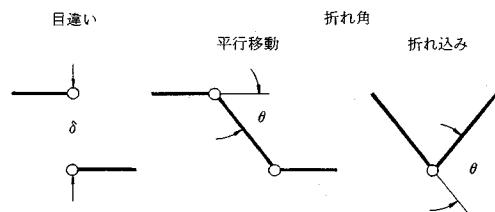
表一4 構造物の許容不同変位量(常時)

| 変位の方向 | 目違い δ (mm) | 折れ角 θ (1/1000) | |
|-------|-------------------------|-----------------------|------|
| | | 平行移動 | 折れ込み |
| 鉛直 | 4.0 | 1.5 | 1.5 |
| 水平 | 2.0 | 0.4 | 0.4 |

表一5 構造物の許容不同変位量(地震時)

| 変位の方向 | 目違い δ (mm) | 折れ角 θ (1/1000) | |
|-------|-------------------------|-----------------------|------|
| | | 平行移動 | 折れ込み |
| 鉛直 | 10.0 | 2.0 | 2.0 |
| 水平 | 10.0 | 3.0 | 3.0 |

用語の意味はつきのとおりである。



ウェイとの接触力に応じて許容値を求めることが可能だが、後者の場合はスカート下の間隙を大きくとるとともに、車両先頭をある程度しづり込んだ形状にするなどの工夫が必要になってくる。

構造物自体にも、目違いや折れ角が発生しにくい構造形式を採用するなどの工夫が必要である。すなわち、隣接構造物のフーチングと一体化した基礎構造とすることや、緩衝桁を挿入することなども考えられる。

車体の振動を積極的に制御するアクティブ・コントロールの採用など車両側での振動軽減対策も考えられるが、ここでは、桁の許容たわみに対する車端ダンパの効果について若干触れておく。

新幹線車両の連結部に設けられている車端ダンパは、図一9のようなものである。高速走行時の車体の運動を抑制する働きをする。新幹線の場合、車端ダンパの減衰係数は 78.4 kN·s/m である。これと同等の性能を有する車端ダンパを、現在開発中の浮上式鉄道車両に適用した場合の検討を行った¹⁶⁾。その結果、車端ダンパを設置することにより、支間 60 m 以上の橋梁において、平均して 10～20% 程度の許容たわみの緩和効果が確認

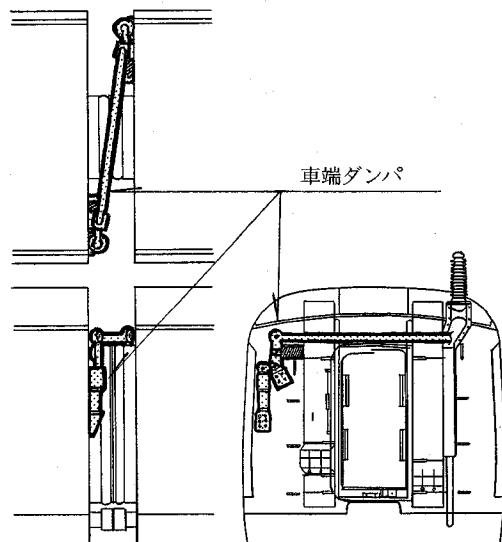
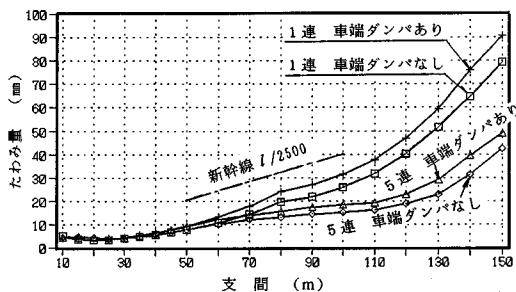


図-9 新幹線の車端ダンパー

図-10 車端ダンパーによる桁の許容たわみの緩和効果
(走行速度 500 km/h で乗り心地係数 1.5 確保)

できた。しかし、支間 30 m 前後では、その効果はほとんど認められない(図-10 参照)。短支間の桁のたわみに伴って発生する車体振動は、長支間の場合に比べて相対的に振動数が大きくなり、そのため車端ダンパーの減衰効果が十分に得られないこと、車端ダンパーは前後の車体の相対運動を利用して減衰効果を得るものなので、車体の振動モードによっては減衰効果が得られない場合があることなどが原因として考えられる。また、車端ダンパーは一列車中の各車体の振動を平均化する効果をもっており、車体のピッキングやヨーイングにより極端に悪くなる部位の乗り心地改善に寄与することが確認できた。

6. あとがき

高速鉄道の橋梁や高架橋を設計する際には、走行車両による桁のたわみや隣接構造物との間に生じる目違い、折れ角などの設計許容値が必要となる。本論文は、現在研究開発が進められている超電導磁気浮上式鉄道の構造物設計に用いるたわみなどの許容変位量を、車両運動数値解析シミュレーションに基づいて提案したものであ

る。

解析技術そのものについては従来の方法と大差はないが、磁気ばねを有する連接車両による編成列車を解析モデルに取り入れて、この種の解析を行い設計条件を求めたのは全くはじめてである。

今回提示した浮上式鉄道構造物の許容変位は、現時点での考慮できる諸条件を最大限に取り込んで求めたものであるが、さらに幅広い見地からの検討を加えることにより、その信頼性を高めることが必要である。すなわち、超電導磁石の異常時を考えた走行安全性の検討、鉛直方向と水平方向の両方向の変位が競合する場合、磁気ばねの非線形特性を考慮した場合の検討、編成両数の異なる列車でも本質的内容が変わらないことの確認などの研究が残されている。

本論文で浮上式鉄道構造物の設計に不可欠な構造物の許容変位を提示することができた。これは、浮上式鉄道実験線のガイドウェイ構造物の設計に直接に取り入れられている。この実験線を通じてさらに浮上式鉄道の研究開発、ひいては実用化に向けた技術の進歩に貢献できるものと信じている。

謝 辞

本論文をまとめるに当たり、(財)鉄道総合技術研究所理事・浮上式鉄道開発本部長宮田尚彦氏、施設研究部長(前浮上式鉄道開発本部土木部長)岡田勝也氏はじめ、多くの浮上式鉄道開発本部関係者にお世話になった。ここに、深く感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 松平 精: 橋梁のたわみによる折れ角の許容限度、東海道新幹線に関する研究(第2回), 鉄道技術研究所, 1964年4月.
- 2) 松浦章夫: 単純支持桁橋のたわみ制限についての計算一橋りょうのたわみ制限(第1報), 鉄道技術研究所速報, No. 66-116, 1966年7月.
- 3) 佐藤吉彦・三浦 重: 走行安全ならびに乗り心地を考慮した線路構造物の折れ角限度、鉄道技術研究報告, No. 820, 1972年8月.
- 4) 岡田勝也・川村八郎・志村雄三: 鉛直角折れを走行する車両応答一ワーラー型貨車走行試験一、鉄道技術研究報告, No. 832, 1973年1月.
- 5) 松浦章夫: 高速鉄道における車両とガイドウェイ構造物の動的相互作用、鉄道技術研究報告, No. 870, 1973年10月.
- 6) 松浦章夫: 新幹線橋りょうにおける橋桁の鉛直たわみの許容限度、鉄道技術研究報告, No. 894, 1974年3月.
- 7) 松浦章夫・涌井 一: 二軸貨車の走行性からみた長大吊橋の折れ角限度、鉄道技術研究報告, No. 1086, 1978年7月.
- 8) Permissible deflection of bridges, ORE Question D 160, Report No. 1~6, Dec. 1983 ~ Apr. 1988.
- 9) 鉄道構造物等設計標準・同解説、鋼・合成構造物、運輸省鉄道局監修、鉄道総合技術研究所編、丸善、1992年10月.
- 10) 鉄道構造物等設計標準・同解説、コンクリート構造物、運輸省鉄道局監修、鉄道総合技術研究所編、丸善、1992年10月.

年 10 月.

- 11) 道路橋示方書・同解説, I 共通編, II 鋼橋編, III コンクリート橋編, 日本道路協会, 1994 年 2 月.
- 12) 富田尚彦・松浦章夫・高木 肇: 超電導浮上式鉄道, 土木学会論文集, No. 415/VI-12, pp. 17~25, 1990 年 3 月.
- 13) 富田健司・村田信之・松浦章夫: 浮上式鉄道における浮上方式とローリング運動の発生機構, 土木学会第 45 回年次学術講演概要集 I, pp. 754~755, 1990 年 9 月.
- 14) 富田健司・松浦章夫: 浮上式鉄道構造物の許容変位, 鉄道総研報告, Vol. 6, No. 1, pp. 43~50, 1992 年 1 月.
- 15) 川上博道・松浦章夫: 橋梁におけるけた上軌道の適正キャンバーに関する試算, 土木学会第 38 回年次学術講演概要集 I, pp. 525~526, 1983 年 9 月.
- 16) 富田健司・松浦章夫: 浮上式鉄道橋りょうのたわみ制限に対する車端ダンパーの効果, 土木学会第 46 回年次学術講演概要集 I, pp. 884~885, 1991 年 9 月.

(1993.11.4 受付)

ALLOWABLE DISPLACEMENT FOR GUIDEWAY STRUCTURES OF MAGLEV

Kenji TOMITA and Akio MATSUURA

The allowable displacement for bridges and viaducts of MAGLEV was obtained by a numerical analysis model of a MAGLEV train consisting of five articulated vehicles. The dynamic responses of the MAGLEV vehicles running through displaced blocks of structures were analyzed, and the results were assessed from the viewpoints of riding comfort and running safety. Allowable deflection of girders and allowable bent-angle between structures of MAGLEV turned out severer than those of Shinkansen.