鉃道総研報告

第38巻 第5号	2024年5月
論文	
(施設)構造物の不同変位の限界値に与える軌道構造条件の影響 	,徳永宗正(1)
(電気)信号設備の振動耐久試験における加振加速度の提案	,一色竜杜(11)
(電気) ばね式自動張力調整装置の伸縮量計算手法	,山下義隆(17)



公益財団法人 鉃道総合技術研究所

構造物の不同変位の限界値に与える軌道構造条件の影響

箕浦 慎太郎* 池田 学** 徳永 宗正**

Effect of Track Structure Condition on Limit Value for Uneven Displacement at Bridge Boundary

Shintaro MINOURA Manabu IKEDA Munemasa TOKUNAGA

In the Design Standards for Railway Structure and Commentary (concrete structure) provides a guideline on the limit values for uneven displacement (angular bent / misalignment) of the track surface with regard to the recoverability of track damage at normal conditions and during earthquakes. However, in recent years, the fastening intervals and support stiffness of real railway lines have often differed from the assumptions when calculating the reference limit values in the aforementioned design standard. In addition, there is a possibility that the limit values for recoverability can be increased by selecting appropriate track structure conditions at the time of design. In this study, we sort out the track conditions that are dominant over the limit values and evaluate the influence of various parameters such as the track support stiffness and the fastening interval on the limit value of track maintenance and recoverability.

キーワード:設計標準,不同変位,角折れ,目違い,軌道構造条件

1. はじめに

2023 年1月改訂の鉄道構造物等設計標準・同解説(コ ンクリート構造物)(以下,コンクリート標準)¹⁾²⁾では, 使用性の照査及び復旧性の照査の一部として,軌道の損 傷等から定まる構造物境界の不同変位の照査を行うこと となっている。これは,常時及び地震時において,軌道 部材を健全あるいは補修しないで使用可能な状態に保 つ,または短期間で補修可能な程度の損傷に抑えること から定めたものである。具体的には,軌道パッド,締結 ばね,タイプレート等の締結装置に作用する力(レール 圧力)と,レールに作用する応力(レール応力)が一定 の値以下となるように軌道面の不同変位(角折れ・目違 い)に対して照査を行う。

図1に構造物境界に生じる不同変位(角折れ・目違い)を示す。平成18年2月発刊の鉄道構造物等設計標準・同解説(変位制限)(以下,変位制限標準)においては,代表的な軌道構造条件における軌道面の不同変位(角折れ・目違い)の限界値の目安が提示されており, 実際の設計ではこの目安をそのまま使用することが多い。また,コンクリート標準においてもこれを踏襲し, 付属資料において詳細な計算方法が記載されている。しかしながら,現在では様々な軌道構造や締結装置が使用 されていることから,限界値の目安の前提となっている 締結間隔や支持剛性とは異なる条件で建設されるケース も多く,この目安が現在の軌道構造条件に適応している

かを確認する必要がある。また、設計時に適切な軌道構 造条件を選択することにより、この限界値を緩和でき、 より合理的な設計が可能となる可能性がある。そこで本 研究では、まず変位制限標準に示されている限界値の目 安に対して,支配的となる軌道構造条件と各限界値の算 出方法を整理した上で、締結間隔や軌道の鉛直方向の支 持剛性(鉛直支持ばね定数)といったパラメータが限界 値へ与える影響を調査した。さらに、今後の設計への対 応のために,実際に使用されている軌道構造条件を想定 した限界値の目安の例を提示した。なお、本論文は文献 4の内容に再計算を行い、加筆したものである。具体的 には、 文献 4 では、 締結間隔の影響のみを評価するため に、すべての締結間隔において鉛直および水平支持ばね 係数に同じ値を用いていたが、本論文ではより実態に即 した結果とするために、締結間隔に応じて支持ばね係数 を変化させて再計算している。



図1 構造物境界に生じる不同変位のイメージ

文

論

^{*} 鉄道力学研究部 軌道力学研究室

^{**} 鉄道力学研究部 構造力学研究室

2. 構造物の不同変位の限界値の設定方法

ここで用いる構造物の不同変位の限界値は、軌道面に 生じる角折れ及び目違いによって、レールに発生する応 力(レール応力)と、軌道パッド、ばね、タイプレート 等の締結装置に作用するレール圧力を求め、それらが定 められた限度値を超えないように定められる。軌道強度 上・保守上の限度値には、第一限度値(作用と所要強度 から見て特に問題はない値)、第二限度値(注意を要す る値)、第三限度(許容されない値)の3段階があるが、 常時に対しては第二限度値に示される値を超えないよう に、L1 地震動に対しては第三限度値に示される値を超 えないこととしている³。

表1にレール応力とレール圧力の第二限度値,及び第 三限度値を示す。この限度値は,以下のような考え方に 基づいて算出されている。

レール応力については、レール曲げ応力の限度 (200N/mm²)からロングレールの温度応力による負担 分(100N/mm²)と列車荷重による応力(50N/mm²)を 差し引いた値(50N/mm²)を第一限度とし、この値を 2 倍したものを第二限度、3 倍したものを第三限度として いる⁵⁾。

鉛直方向のレール圧力については,締結装置の初期締結力(6kN)に着目し,構造物境界部から2つ目の締結 装置(第2締結部)または3つ目の締結装置(第3締 結部)がこの値に達して締結力を喪失する条件を第二限 度としている⁵⁾。そのため鉛直方向のレール圧力の照査 は締結装置が引き抜かれる方向のみに対して行う。な お,第1締結部についてはこの限度値で設計すると過剰 に厳しい値となるため除外している。また,地震時につ いては第3締結部が締結力を喪失する状態を想定して いる。鉛直方向の照査は,後述する弾性支持モデルを使 用して算出する。

水平方向のレール圧力については,直結4型締結装 置,直結5型締結装置,及びその改良型である直結8 型締結装置を想定して限度値を設定している。直結4型 締結装置に対しては,締結装置のばねに作用する荷重に 着目している。ここでは,作用荷重が設計荷重より平均 で25%増加すると耐用年数は1/2.5になり,荷重が 50%増加すると耐用年数は1/5に減少するとし,この 耐用年数が1/5になるときの荷重増分(設計荷重の 50%)を第二限度としている⁵⁰。具体的には,横圧の設

表1 レール応力とレール圧力の限度値³⁾

	照查項目	第二限度値	第三限度値	
約古	レール応力	100 N/mm ²	150 N/mm ²	
亚巨.	レール圧力	6 kN	6 kN	
	レール応力	100 N/mm ²	150 N/mm ²	
水平	レール圧力(弾性支持)	16 kN	32 kN	
	レール圧力(等間隔固定支持)	32 kN	64 kN	

レール圧力については、タイプレートに作用する荷重に 着目している。直結5型及び直結8型締結装置では, タイプレートが 64kN で軌道スラブ上を移動する設計と なっていることから、この時の値を第三限度とし、第二 限度はその値の 1/2 をとって 32kN としている。また, タイプレートとレールの間には 1mm 程度の隙間がある ため、限界値の算出に当たっては計算値に 1mm をプラ スした値を限界値としている。タイプレートが移動する までは、桁、タイプレート、レールそれぞれの間には相 対変位は生じないと仮定し、ここでの照査では後述する 等間隔固定支持モデルを使用する。なお、本検討では軌 道部材の限度値は変位制限標準に合わせて設定したが. この設定についても近年の知見を反映した値に見直す余 地がある。 3. 限界値の目安算出のための応答値の求め方 本章ではまず、鉛直・水平方向それぞれの角折れ・目 違いに対する限界値の目安算出のための応答値の求め方 を整理する。

計荷重 64kN に荷重分散係数 0.5 を考慮して,水平方向 のレール圧力の第二限度を 64kN×0.5 (分散係数)×0.5

=16kNとしている。また、第三限度を第二限度の2倍

である 32kN としている。直結4型締結装置についての

照査では、後述する弾性支持モデルを使用する。直結5 型締結装置、及び直結8型締結装置に対する水平方向の

3.1 鉛直方向の角折れによる軌道の応答値

図2に弾性支持モデルでの角折れによるレール変形 のモデル化を示す。鉛直方向の角折れによる応答値の算 出では、弾性支持モデルにより算出する。弾性支持され たレールが曲げ変形を受ける際の力のつり合い式は、以 下に示す4階の微分方程式で表される。

$$EI d^{4}y/dx^{4} + ky = 0$$
(1)
境界条件: x = 0, y' = - $\theta/2$, y''' = 0
x = ∞ , y = 0



図2 弾性支持モデルによる角折れのモデル化³⁾

単位長さ当たりのレールの支持ばね定数, θ:折れ角で ある。

ここで、
$$y=e^{\lambda x}$$
, $\beta = \sqrt[4]{\frac{k}{4EI}}$ として微分方程式を解くと、

次の式が得られる。

$$y = \frac{\theta}{4\beta}\phi_3(\beta x) \tag{2}$$

ただし、 $\phi_3(\beta x) = e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x)$ である。よって、 第1締結部、第2締結部、第3締結部でのレール圧力は、 次の通りとなる。

$$P_1 = \int_0^a ky \, dx = \frac{k\theta}{4\beta^2} \{ \phi_2(\beta a) - \phi_2(0) \}$$
(3)

$$P_2 = \int_a^{2a} ky \, dx = \frac{k\theta}{4\beta^2} \{ \phi_2(2\beta a) - \phi_2(\beta a) \}$$
(4)

$$P_3 = \int_{2a}^{3a} ky \, dx = \frac{k\theta}{4\beta^2} \{ \phi_2(3\beta a) - \phi_2(2\beta a) \}$$
(5)

ただし、 P_1 :第1締結部のレール圧力、 P_2 :第2締結部 のレール圧力、 P_3 :第3締結部のレール圧力、a:締結 間隔、 $\phi_2(\beta x) = e^{-\beta x} \sin \beta x$ である。

また、レール曲げモーメントはx=0のとき最大となることから、レール応力の最大値 σ_{max} は、次の通りとなる。

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{D} = -\frac{EIy''(0)}{D} = EI\frac{\theta\beta}{2D}$$
(6)

ただし、 $D: \nu - \nu o$ 断面係数、 $M_{max}: \nu - \nu c$ 生じる 最大の曲げモーメントである。

3.2 水平方向の角折れによる軌道の応答値

図3に等間隔固定支持モデルでの角折れによるレー ル変形のモデル化を示す。水平方向では直結4型締結装 置を想定した弾性支持モデルに加えて,直結5型締結装 置,及び直結8型締結装置を想定した等間隔固定支持モ デルを使用して応答値を算出する。弾性支持モデルによ る応答値の算出方法は、レール曲げ剛性、ばね定数、断 面係数の値が異なる以外は鉛直方向と同じである。等間 隔固定支持モデルにおいて、レールが曲げ変形を受ける 際の力のつり合い式は、以下の4階の微分方程式で表さ れる。

 $EI d^4 y/dx^4 = 0 \tag{7}$

これを図3に示すように締結間隔ごとに区間分けし て解くと、レールの変位は、次の通りとなる。

$$y_{1} = \frac{a\theta}{6} - \frac{\theta}{2}x_{1} + \frac{\theta}{3a}x_{1}^{2}$$
(8)

$$y_2 = -\frac{\theta}{6}x_2 + \frac{\theta}{3a}x_2^2 - \frac{\theta}{6a^2}x_2^3$$
(9)

ただし, *y*₁:区間1のレールの水平方向変位, *y*₂:区間 2のレールの水平方向変位である。また,各締結装置位 置でのレール圧力 *P*₁, *P*₂は,次の通りとなる。

$$P_2 = -EIy_2^{'''} = EI\frac{\theta}{a^2} \tag{10}$$

$$P_1 = -P_2 = -EI\frac{\theta}{a^2} \tag{11}$$

レール応力の最大値 σmax は以下の通りとなる。

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{D} = \frac{-EIy_1''(0)}{D} = -\frac{2}{3}EI\frac{\theta}{aD}$$
(12)

3.3 鉛直方向の目違いによる軌道の応答値

図4に弾性支持モデルでの目違いによるレール変形 のモデル化を示す。弾性支持されたレールが図4に示す 曲げ変形を受ける際の力のつり合い式は、以下に示す4 階の微分方程式で表される。



図3 等間隔固定支持モデルによる水平角折れの モデル化³⁾



図4 弾性支持モデルによる鉛直目違いのモデル化³⁾

$$EI d^4 y/dx^4 + ky = 0$$
 (13)
境界条件: $x = 0, y = h/2, y'' = 0$
 $x = \infty, y = 0$

ただし, *h*:目違い量である。角折れの場合と同様に, レール変位量は境界条件より以下の通りとなる。

$$y = \frac{h}{2}e^{-\beta x}\cos\beta x = \frac{h}{2}\phi_4(\beta a) \tag{14}$$

ただし、 $\phi_4(\beta x) = e^{-\beta x} \cos \beta x$ である。また、締結装置 のレール圧力は、次の通りとなる。

$$P_1 = \int_0^a ky \, dx = -\frac{kh}{4\beta} \{\phi_3(\beta a) - \phi_3(0)\}$$
(15)

$$P_2 = \int_a^{2a} ky \, dx = -\frac{kh}{4\beta} \{\phi_3(2\beta a) - \phi_3(\beta a)\}$$
(16)

$$P_3 = \int_{2a}^{3a} ky \, dx = -\frac{kh}{4\beta} \{\phi_3(3\beta a) - \phi_3(2\beta a)\}$$
(17)

レールのせん断力が0となるとき、すなわちy'''=0のとき に曲げモーメントが最大となり、そのときのxは $x=\pi 4\beta$ である。よって、レール応力の最大値 σ_{max} は、次の通りと なる。

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{D} = -\frac{EIy''\left(\frac{\pi}{4\beta}\right)}{D}$$
$$= -\frac{\sqrt{2}e^{-\frac{\pi}{4}}}{2D}EIh\beta^{2}$$
$$= -\frac{0.32}{D}EIh\beta^{2}$$

3.4 水平方向の目違いによる軌道の応答値

図5に等間隔固定支持モデルでの目違いによるレー ル変形のモデル化を示す。目違いにおいても角折れと同 様に,水平方向では弾性支持モデルのほかに等間隔固定 支持モデルを使用して応答値を算出する。角折れと同様 に,力のつり合い式は式(7),境界条件は以下の通りと なる。

$$x_{1} = 0, y_{1}' = 0, y_{1}'' = 0$$

$$x_{1} = a/2, y_{1} = \delta = h/2,$$

$$y_{1}' = y_{2}', y_{1}'' = y_{2}''$$

$$x_{2} = 0, y_{2} = \delta = h/2, y_{2}' = y_{1}', y_{2}'' = y_{1}''$$

$$x_{2} = a, y_{2} = \delta = h/2, y_{2}' = 0$$

この境界条件から $A_1 \sim A_8$ を求めると、レール変位は次の通りとなる。

$$y_1 = \frac{6h}{5a} x_1 - \frac{4h}{5a^3} x_1^3 \ (0 \le x_1 \le a/2) \tag{19}$$

$$y_2 = \frac{h}{2} + \frac{3h}{5a}x_2 - \frac{6h}{5a^2}x_2^2 + \frac{3h}{5a^3}x_2^3 (x_2 \ge 0)$$
(20)

ただし、 $h=2\delta$ である。締結位置でのレール圧力は、 次の通りとなる。

$$P_2 = -EIy_2^{'''} = -\frac{18}{5}EI\frac{h}{a^3}$$
(21)

$$P_1 = -EIy_1^{'''} - P_2 = \frac{42}{5}EI\frac{h}{a^3}$$
(22)

レール曲げモーメントは式(19)及び式(20)を2階微 分することにより求められ、その値は $x_1 = a/2(x_2=0)$ の とき最大となる。よって、レール応力の最大値 σ_{max} は、 次の通りとなる。

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{D} = \frac{-EIy_1''\left(\frac{a}{2}\right)}{D} = \frac{12}{5}EI\frac{h}{a^2D}$$
(23)

4. 各種パラメータが限界値へ与える影響の評価

変位制限標準では、締結間隔や支持ばね定数に関して、 特定のケースのみに対する限界値を示しており、締結間 隔や支持ばね定数といったパラメータが限界値に与える 影響については示されていない。そこで本章では、3章 で示した応答値の算出方法に対し、スラブ軌道、50N レール及び 60kg レールを基本ケースとし、締結間隔、 支持ばね定数、レール応力の限界値、レール圧力の限界 値をパラメータとして、各パラメータが角折れ、目違い の限界値に与える影響について検討した。

4.1 検討方法

表2及び表3に応答値の算出の際に用いた各種諸元 を示す。レール諸元については日本製鉄(株)のレール



図5 等間隔支持モデルによる水平目違いのモデル化³⁾

表2 レール諸元⁶⁾

レール種別	50kgN	60kg
ヤング率 E (N/mm ²)	200000	200000
断面二次モーメント <i>I_X</i> (mm ⁴)	19600000	30830000
断面二次モーメント I _Y (mm ⁴)	3340000	5120000
鉛直方向の曲げに対する 断面係数 D _x (mm ³)(レール頭部)	242000	321000
水平方向の曲げに対する 断面係数 D _v (mm ³)(レール底部)	52500	70700

表3 軌道のばね定数³⁾

道床種別	スラブ軌道	
単位長さあたりのばね定数k	鉛直	96
(kN/mm/mm)	水平	32
ρ	鉛直	0.0015
p	水平	0.0019
締結間隔a (mm)	625	

のカタログ⁶⁾を、道床諸元については変位制限標準の付 属資料を参考にした。レールの断面係数については、レー ル頭部とレール底部で異なるが、安全側の評価となるよ うに、鉛直方向についてはより厳しい条件となるレール 頭部、水平方向についても同様にレール底部の値を用い た。本研究では、表3に示すスラブ軌道のばね定数を基 本とし、50kgN レール及び 60kg レールに対して締結間 隔及び鉛直支持ばね定数の影響を評価した。具体的には, 締結間隔を 300mm~1100mm の範囲において 20mm 刻 みで変化させた際の限界値を算出した。また鉛直支持ば ね定数については、5N/mm/mm~200N/mm/mm の範囲 で 5N/mm/mm 刻みで変化させた際の限界値を算出し た。2章で述べた通り、直結5型締結装置、及び直結8 型締結装置は水平方向の荷重をタイプレートで受ける構 造となっており、等間隔固定支持モデルによる検討が妥 当であると考えられる。そのため、弾性支持モデルで使 用する単位長さあたりの水平ばね定数には、直結4型締 結装置のものを使用した。なお、締結間隔については、 変位制限標準ではスラブ軌道の場合 625mm を基本とし ているが、近年設計された事例としては、整備新幹線に おいて締結間隔 750mm に拡大した軌道スラブが使用さ れている⁷⁾。また、既往の研究では端部締結間隔を 900mm まで拡大可能であるという検討結果が得られて いる⁷⁾⁸⁾。支持ばね定数については、変位制限標準では 軌道パッドばね定数が60MN/m(直結4型)のものを 基準としているが, 地盤振動及び騒音低減を目的として, 20MN/m と基準の 1/3 程度の低ばね定数の軌道パッドが 使用されたケースが報告されている^{9) 10)}。

なお、締結間隔の影響の評価の際には、軌道パッドの ばね定数を 60kN/mm、水平方向の一締結あたりの横ば ね定数を 20kN/mm とし、軌間に応じて以下の式により 鉛直および水平支持ばね係数を変化させた。

$$k = \frac{1}{\left(1/D_p\right)a} \tag{24}$$

ただし、k:支持ばね係数、 D_p :軌道パッドばね定数も しくは一締結あたりの水平ばね定数、a:締結間隔である。

4.2 検討結果

4.2.1 締結間隔の影響

図6に常時における鉛直方向角折れに対する締結間 隔の影響を、図7に鉛直方向目違いに対する締結間隔の 影響を示す。図では、レール応力の限度値及び各締結装 置のレール圧力の限度値から求まる角折れ・目違いの限 界値を示しており、それぞれの締結間隔に対してレール 応力またはレール圧力(常時の鉛直方向はP₂, P₃)か ら求まる最も小さい限界値がその締結間隔での限界値と



図6 鉛直角折れに対する締結間隔の影響(常時)



図7 鉛直目違いに対する締結間隔の影響(常時)

なる。また、図中には、変位制限標準に記載の限界値の 算出の際に使用された締結間隔(625mm)も併せて示 す。なお、図中で角折れの限界値が常に 20mrad 以上も しくは目違いの限界値が常に 14mm 以上のものは記載 を省略した。図より、鉛直方向の角折れ及び目違いに対 しては、第2締結または第3締結でのレール圧力によ り限界値が決まることがわかった。角折れに対しては、 締結間隔を拡大しても限界値はほぼ変化しないが、目違 いに対しては締結間隔の拡大により限界値を増加させる ことが可能であった。なお、各図ではレール圧力の限度 値から定まる目違いの限界値が無限大に発散しているよ うな箇所がみられるが、これは締結間隔を変化させたこ とで各締結装置の位置が変化し、それにより締結装置に よっては鉛直上向きの荷重がほとんど作用せず. 前後の 締結装置で鉛直上向きの荷重を負担するような条件と なったためと考えられる。

図8に常時における水平方向角折れに対する締結間隔



図8 水平角折れに対する締結間隔の影響(常時)



図 9 水平目違いに対する締結間隔の影響(常時)

の影響を、図9に水平方向目違いに対する締結間隔の影響を示す。水平方向の角折れの限界値は、締結間隔の拡 大により限界値が増加する傾向にあった。50kgN レール では締結間隔約 750mm まで、60kg レールで約 850mm までは等間隔固定支持モデルのレール応力で限界値が定 まり、それ以上の領域では弾性支持モデルによるレール 応力で限界値が定まった。一定の値となった。一方で、 目違いに対しては、50kgN レールと 60kg レールのいず れも締結間隔が 1000mm までは、等間隔固定支持モデル でのレール応力または第 1 締結部のレール圧力で限界値 が定まり、締結間隔の拡大により限界値が増加した。

図 10 に地震時における鉛直方向角折れに対する締結 間隔の影響を、図 11 に鉛直方向目違いに対する締結間 隔の影響を示す。図では、レール応力の限度値及び締結 装置のレール圧力の限度値から求まる角折れ・目違いの 限界値を示しており、それぞれの締結間隔に対してレー ル応力またはレール圧力(地震時の鉛直方向は P₃のみ) から求まる最も小さい限界値がその締結間隔での限界値 となる。地震時においては、50kgN レールと 60kg レー



図 10 鉛直角折れに対する締結間隔の影響(地震時)



図 11 鉛直目違いに対する締結間隔の影響(地震時)

ルのいずれに対しても,鉛直方向の角折れの限界値は変 位制限標準での締結間隔(625mm)よりも大きな締結 間隔とすると限界値が増加した。同様に,目違いに対し ても 50kgN レールでは締結間隔を大きくすることで, 60kg レールでは締結間隔を約 800mm 以上とすること で変位制限標準での締結間隔の条件よりも限界値が増加 した。

図 12 に地震時における水平方向角折れに対する締結 間隔の影響を、図 13 に水平方向目違いに対する締結間 隔の影響を示す。水平方向については、締結間隔を 625mm から拡大すること限界値が増加した。50kgN レー ルで約 700mm 以上、60kg レールで約 800mm 以上の条 件では一定となった。

4.2.2 鉛直支持ばね定数の影響

図 14 に常時における鉛直方向角折れに対する鉛直支



図 12 水平角折れに対する締結間隔の影響(地震時)



図13 水平目違いに対する締結間隔の影響(地震時)

持ばね定数の影響を、図15に鉛直方向目違いに対する 鉛直支持ばね定数の影響を示す。角折れに対しては、 50kgN レール 60kg レール共に鉛直支持ばね定数を低下 させることで限界値を増加させることが可能であった。 一方、目違いについては、鉛直支持ばね定数の低下によ る限界値への影響は限定的であった。

図16に地震時における鉛直方向角折れに対する鉛直 支持ばね定数の影響を、図17に鉛直方向目違いに対す る鉛直支持ばね定数の影響を示す。図より、地震時にお いても常時と同様の傾向が確認できた。

4.2.3 実際の軌道構造条件を想定した限界値の目安

表4および表5に実際の軌道構造条件を想定した常時および地震時の角折れ・目違いの限界値の目安の例を示す。ここでは、変位制限標準で使用されているスラブ



図 14 鉛直角折れに対する鉛直支持ばね定数の影響 (常時)



図 15 鉛直目違いに対する鉛直支持ばね定数の影響 (常時)



図 16 鉛直角折れに対する鉛直支持ばね定数の影響 (地震時)



図 17 鉛直目違いに対する鉛直支持ばね定数の影響 (地震時)

軌道の値を基本とし、既往の研究^{71 9) 10)} を参考にして、 締結間隔を 750mm としたケースと、軌道パッドのばね 定数を 20MN/m として単位長さあたりの鉛直支持ばね 定数を算出したケースを想定した。表より、常時および 地震時において、角折れ・目違いともに水平方向に対し ては影響が限定的であるが、鉛直方向に対しては締結間 隔の拡大または鉛直支持ばね定数の低下により限界値を 緩和させることが可能であった。例えば、締結間隔を 750mm、軌道パッドばね定数を 20MN/mm(鉛直支持 ばね定数 27N/mm/mm)としたケースでの常時の限界値 は、変位制限標準での条件から算出した結果と比較して、 50kgN レールの鉛直角折れで 4.8mrad, 60kg レールの 鉛直角折れで 3.3mrad 増加し、50N レールの鉛直目違

表4 限界値の目安の例(常時)

(a) 50kgNレール							
ケース	鉛直支持ばね 定数 [N/mm/mm]	角打 [0 /1 鉛直	Fれ 000] 水平	目達 [m 鉛直	違い m] ┃水平		
基準値	625	96	3.4	7.4	3.2	2.3	
締結間隔拡大	750	80	3.2	8.8	3.7	2.8	
軌道パッド 低ばね化	625	32	7.6	7.4	3.9	2.3	
間隔 拡大 + 低ばね化	750	27	8.2	8.8	6.4	2.8	

(b) $60 \text{kg} \nu - \nu$						
ケース	締結間隔 [mm]	鉛直支持ばね 定数 [N/mm/mm]	角打 [θ/1 鉛直	fれ 000] 水平	目道 [m 鉛直	量い m] ┃水平
基準値	625	96	3.3	6.5	2.4	1.9
締結間隔拡大	750	80	2.9	7.8	3.3	2.6
軌道パッド 低ばね化	625	32	6.4	6.5	2.9	1.9
間隔拡大 + 低ばね化	750	27	6.6	7.8	4.2	2.6

表5 限界値の目安の例(地震時)

(a) 50kgNレール						
ケース	締結間隔 [mm]	鉛直支持ばね 定数 [N/mm/mm]	角打 [θ/1 鉛直	fれ 000] 本平	目達 [m 鉛直	違い m] ┃水平
基準値	625	96	3.4	11.1	3.2	2.9
締結間隔拡大	750	80	3.2	13.3	3.7	3.8
軌道パッド 低ばね化	625	32	7.6	11.1	3.9	2.9
間隔拡大 + 低ばね化	750	27	8.2	13.3	6.4	3.8

(D) $OUKg \nu - \nu$							
ケース	締結間隔 [mm] 鉛直支持ば 定数 [N/mm/mn	鉛直支持ばね 定数	角折れ [0 /1000]		目違い [mm]		
		[N/mm/mm]	鉛直	水平	鉛直	水平	
基準値	625	96	3.3	9.7	2.4	2.7	
締結間隔拡大	750	80	2.9	11.7	3.3	3.4	
軌道パッド 低ばね化	625	32	6.4	9.7	2.9	2.7	
間隔拡大 + 低ばね化	750	27	6.6	11.7	4.2	3.4	

...

(1-) 001.....

いで3.2mm, 60kg レールの鉛直目違いで1.8mmの増加となった。なお、本研究で実施した検討は変位制限標準における軌道の損傷等から定まる構造物の不同変位の限界値の観点のみについて行ったものであり、実際の設計において締結間隔や軌道パッドを選定する際には、これに加えて列車の走行安全性や軌道部材等の経済性・メンテナンス性等の観点も含めた総合的な検討を行う必要がある。

5. まとめ

本研究では、変位制限標準の軌道の損傷等から定まる 構造物の不同変位の限界値の算出方法を整理し、軌道の 鉛直方向の支持剛性や締結間隔といったパラメータが与 える影響を調査した。さらに、実際の軌道構造条件を想 定した限界値の目安を提示した。得られた知見は以下の 通りである。

 1)常時の鉛直方向については、角折れ目違いともに第
 2締結部または第3締結部のレール圧力により限界 値が決定する場合が多いことが分かった。常時の水 平方向については、角折れはレール応力、目違いは レール応力または第1締結部のレール圧力で限界値 が決まることが多いことが分かった。

2)常時・地震時共に締結間隔の拡大量によっては、鉛 直方向の目違い及び水平方向の角折れ・目違いの限 界値を増加させることが可能であった。鉛直支持ば ね定数についても、常時・地震時ともに値を低下さ せることで鉛直角折れに対する限界値を増加させる ことが可能であった。

文 献

- 国土交通省監修・鉄道総合技術研究所編:鉄道構造物等設 計標準・同解説(コンクリート構造物)第Ⅰ編 基本原則 /第Ⅱ編 橋りょう, pp.219-245, 2023
- 渡辺健、田所敏弥、池田学、岡本大:鉄道構造物等設計標準・同解説(コンクリート構造)の改訂概要,鉄道総研報告, Vol.37, No.11, pp.1-5, 2023
- 国土交通省監修・鉄道総合技術研究所編:鉄道構造物等設 計標準・同解説(変位標準),丸善出版,pp.111-120, 2006
- 4) 箕浦慎太郎,池田学,徳永宗正:軌道条件が橋りょう境界

の不同変位の限界値に与える影響評価,鉄道工学シンポジ ウム論文集, Vol.26, pp.177-184, 2022

- 5)佐藤裕,平田五十:構造物の変位とスラブ軌道 理論計算, 鉄道技術研究報告, No.801, 1972
- 6)日本製鉄株式会社:レール, https://www.nipponsteel.com/ product/catalog_download/pdf/K003.pdf(参照日:2023年 11月6日)
- 7) 宮腰豊:経済性,施工性の向上を目指したスラブ軌道の改良
 一整備新幹線一, JREA, Vol.61, No.12, pp.42701-42704,
 2018
- 名村明,羽賀修,楠田将之,安藤勝敏,川崎祐征:スラブ 軌道のレール締結間隔拡大に関する検討,土木学会第55 回年次学術講演会, Vol.55, No.IV-266, pp.504-505, 2000
- 9)横山秀史,岩田直泰,芦谷公稔:低ばね定数軌道パッド敷設による地盤振動に対する影響,鉄道総研報告, Vol.22, No.5, pp.29-34, 2008
- 10)田中靖幸,高橋亮一,出穂浩,江後満喜,田淵剛:軌道パッドのばね定数低下が沿線騒音・振動に及ぼす影響(新幹線スラブ軌道における現地敷設結果),土木学会第59回年次学術講演会,Vol.59, No.4-055, pp.109-110, 2004

信号設備の振動耐久試験における加振加速度の提案

押味 良和* 潮見 俊輔* 神谷 剛志* 一色 竜杜*

Proposal for Excitation Acceleration in Vibration Endurance Testing of Signaling Equipment

Yoshikazu OSHIMI Shunsuke SHIOMI Tsuyoshi KAMIYA Ryuto ISSHIKI

Signaling equipment is installed at a place where vibrations occur during the passage of trains over rails, sleepers, and roadbeds. It is therefore necessary to design signaling equipment taking into account the influence of vibration to avoid damage due to vibration. In recent years, the installation environment of signaling equipment has changed due to the speedup of trains and changes in tracks and structures. However, the details of vibration propagation to signaling equipment have not been investigated so far. In addition to current issues, this paper reports on a guideline for vibration acceleration amplitude in vibration endurance testing. $+- \nabla - \tilde{k}$: 信号設備,振動,加速度,振動耐久試験,加速度測定

1. はじめに

鉄道の信号設備は、列車通過時の振動をレールやまく らぎ、路盤等を介して受ける位置に設置されることから、 その機能を損なわないために使用環境における振動の影 響を考慮して設計する必要がある。信号設備の振動試験 に関する日本産業規格 JIS E 3014 (鉄道信号保安部品 – 振動試験方法、以下、JIS E 3014) では、設備の設置箇 所ごとに実施すべき試験項目と加振方向、試験時間、振 動数や振幅等の試験条件が定められているが、1976 年 に制定されて以来、当該規格の試験項目や試験条件の大 きな見直しは、行われていない^{1) 2) 3)}。

その一方で,近年の列車速度の向上や新工法の軌道や 構造物の導入等により,列車通過時の振動に影響しうる 環境は変化しているが,信号設備に対する影響は明らか にされていない状況である。

そこで,現在の信号設備の使用環境に基づく振動耐久 試験条件を示すため,信号設備が受ける振動加速度を調 査し,その実態把握を行った。本報告では,現状の一般 的な使用環境下で晒される振動加速度を明らかにし,今 後のJIS 規格改定の検討に必要となるデータを示すとと もに,振動耐久試験における正弦波加振試験の加振加速 度振幅の在り方を示す。また,国内の使用環境と海外の 状況を比較するため,欧州の鉄道沿線における振動加速 度の周波数特性が示されている国際規格 IEC 62498-3 (以下,IEC)と,今回,取得した国内の信号設備使用 環境における周波数特性の比較を行った。

2. 信号設備の振動耐久試験規格とその課題

2.1 振動設備の振動耐久試験規格の制定と改定経緯

JISE 3014 は、1972 年度に社団法人信号保安協会に設 置された原案作成委員会の審議を経て、1976 年 12 月に 制定された¹⁾。その後、1992 年に SI 単位系への移行と 規格票様式の改定を行い²⁾、1999 年には、振動試験の際、 加振装置に ATS 地上子を固定している部分が、摩擦等 により発熱してしまうという課題に対して、振動耐久試 験の際に温度上昇が生じる場合には、試験を断続させる 等の処置を可能とする内容に改定を実施している³⁾。制 定から 2 度の改定が行われているが、試験方法および試 験条件に関しては、制定時と同一の内容である。

2.2 過去の振動環境調査とその課題

JISE 3014 が制定された際の振動環境を調査するた め、振動加速度測定を実施した箇所の条件を表1に示 す⁴⁾。これらの測定は、バラスト軌道のみであり、主と して新幹線と在来線の土構造区間で行われた。高架橋区 間での調査は、新幹線、在来線ともに1箇所であった。 また、測定された新幹線の最高速度は、土構造区間で 188km/h、高架橋区間で205km/hであり、在来線の最高 速度は、土構造区間で112km/h、高架橋区間で47.5km/h であった。

これに対して、制定後の列車速度の向上やバラスト軌 道以外の新工法の軌道や構造物の導入等により、信号設 備の設置環境は変化していると考えられるが、設備に伝 播する振動の変化やその影響が現行のJISE 3014の試 験条件には反映されていないという課題がある。この課 題に対して、現在の信号設備の実使用環境の実態を把握 するための調査が必要であると考え、様々な使用環境に おける振動加速度の測定を実施した。 文

論

^{*} 信号技術研究部 信号システム研究室

		構造物	勿種別	最高速度
		土構造	高架橋	(km/h)
立ち古今火白	50T	0	—	188
木厂早十市永	50T	_	0	205
	50N	0	_	112
	50N	0	—	75
	50N	0	—	70
	50N	0	—	65
	40N	0	—	66
大士纳	40N	0	_	43
1土木脉	40N	0	—	20
	37	0	_	65
	37	0	_	54
	37	0	_	47
	37	0	_	20
	50N	—	0	47.5

表1 過去の振動環境調査における測定条件

3. 現地における信号設備の振動調査

3.1 振動加速度調査の箇所選定

現在の新幹線および在来線では,過去に振動環境調査 が行われた土構造物や高架橋に敷設されたバラスト軌道 の区間に加えて,スラブ軌道や直結軌道などの軌道構造 が採用されている線区がある。

また、営業最高速度については、新幹線で320km/h, 一部在来線で130~160km/hに向上している。本調査で は、現在の振動環境の実態を把握することを目的とし、 信号設備が設置される箇所で振動加速度の調査を行っ た⁵⁾⁶⁾。調査箇所は、過酷側の使用条件箇所として、新 幹線では高速走行を行う区間、在来線では、貨物列車や 特急列車が走行する区間を抽出し、これらの区間におい て構造物種別が異なる箇所で調査を行った。

3.2 現地振動調査の測定項目および測定方法

測定は、各調査箇所においてレール底部、まくらぎ上 を必須とし、近隣に器具箱が設置されている場合は、器 具箱を含めた3点で実施した。測定には、圧電型の加速 度センサ(リオン PV-93)およびチャージアンプ(リオ ン UV-15, UV-16)を使用し、測定開始のトリガとして、 車軸検知器(近接センサ:コプト R004-MK II)を設置 した。レール底部への加速度センサの取り付けは、レー ル底部のテーパにあわせた取付治具を使用して接着剤で 固定し、まくらぎ、器具箱については、直方体の取付治 具を使用して対象物に絶縁用のアクリル板を介した状態 で接着剤により固定した。以下、3軸の加速度の測定方 向は、レール長手方向を前後、垂直方向を上下、まくら



図1 Peak to peak 值(p-p 值)

ぎ方向を左右とする。なお、本測定におけるサンプリン グ周波数は 10kHz とした。

3.3 測定データの処理方法

測定した振動加速度の結果は,振動加速度の時間変化 波形として記録される。この波形に対して,以下の処理 を実施した。

①ローパスフィルタによる高周波成分の除去

② Peak to Peak 値の算出

列車の走行による振動を原因とする信号設備の機械的 な損傷は、構成部材の共振による疲労破壊が原因として 考えられる。また、構成部材の重量や弾性特性から、そ の共振周波数は1kHz以下であることが知られており、 JIS E 3014 における共振周波数探査では 1kHz を上限に 実施しているほか、従来行われてきた振動加速度測定後 のデータ処理では、1kHz以上の信号は減衰させる処理 を行っている。本調査においても同様に各測定で取得し た振動加速度について,数値演算ソフト上に構築した カットオフ周波数 1kHz のローパスフィルタ (チェビ シェフⅡ型,10次,阻止帯域減衰量80dB)により高周 波数成分の除去を行った。また、振動加速度の大きさを 示す指標として,最大最小値ではなく,加速度の時間変 化波形のうち局所的な1波の山と谷の差(Peak to peak 値,以下 p-p 値,図1)が一般的に用いられている。本 測定では、ローパスフィルタ処理後の波形について、 p-p 値の列車ごとの最大値(以下,最大 p-p 値)を算出 した。

4. 現地測定結果の全体傾向

4.1 測定箇所

新幹線と在来線の計44箇所で列車通過時の振動加速 度を測定した。構造物種別,軌道種別等の内訳は,表2 に示す通りである。

4.2 沿線における振動加速度の傾向

4.2.1 列車通過時の加速度波形

列車通過時のレール, まくらぎ, 器具箱各部の加速度

	構造物 種別	軌道 種別	線形	測定 箇所数
	土構造	バラスト	分岐	1
新幹線	古加场	バラスト	分岐	1
	同木简	直結	分岐	1
	土構造		直線	8
		バラスト	曲線	6
			分岐	6
		バラスト	直線	3
			曲線	1
在来線			分岐	4
	高架橋	古姓	直線	2
		巨市山	分岐	4
		フラブ	直線	1
			分岐	4
	橋梁	直結	直線	2

表2 振動加速度の測定箇所数



図2 列車通過時の振動加速度(レール上下)

の測定結果のうち,例として列車通過時のレール上下方 向の波形を図2に示す。加速度は列車通過時に大きく変 動し, p-p値は概ね輪軸が通過する瞬間に大きな値を示 した。JISE 3014の振動耐久試験の加振加速度振幅に関 する試験条件の制定を行った際の考え方⁴⁾⁷⁾を踏襲し, 各測定箇所の列車通過時の p-p 値を基に現在の使用環境 に即した加振加速度振幅の試験条件を定めることとした。

ー部の輪軸が通過した際に、レールにおいて JIS E 3014の試験条件(4種 C)である981m/s²を上回る著大な振動加速度が観測された。特定の輪軸において観測されるこのような著大な加速度の変化は、車輪フラット等による車輪の形状不整が作用したものであると考えられる。

4.2.2 最大 p-p 値と軸数平均 p-p 値

輪軸通過時の振動加速度は,概ね1輪軸通過ごとに大 きな p-p 値が計測される。この p-p 値は,図3(a) に 示すように列車の輪軸ごとにその大きさが異なる。これ は,車種や乗車人数による軸重の違い,コンテナや積荷



(a) 抽出した p-p 値と各軸 p-p 一致



(b) 抽出した p-p 値と各軸 p-p 不一致

図 3 軸数平均 p-p 値算出時に抽出した p-p 値の例 (〇印部分が算出に採用した p-p 値)

の積載状況,輪重のバランス,車輪フラット等の形状不 整などが影響していると考えられる。車輪フラットによ る衝撃のような大きな変動がなく,1つの輪軸が通過し た際に得られるピークが1個であると仮定した場合に は,1編成N軸の列車であれば1編成分の測定データ から上位N個のp-p値を抽出することで,輪軸ごとの p-p値を得たことになる。したがって,各輪軸のp-p値 の平均に相当する指標として,上位N個のp-p値の和 をNで除した平均値(以下,軸数平均p-p値)を算出 してこれを用いることとした⁸。

最大 p-p 値は前述の車輪フラットなどの影響を受ける 一方,軸数平均 p-p 値は個々の輪軸の状態に係わるばら つきをある程度排除できると考えられる(図3(a)中に 示した赤色の一点鎖線)。しかし,両者の値に大きな乖 離がある場合,軸数平均 p-p 値を振動耐久性の評価指標 とすることはできず,最大 p-p 値で評価する必要がある。

そこで,最大 p-p 値と,軸数平均 p-p 値をそれぞれ算 出し,両者の結果について比較を行った。軸数平均 p-p 値算出の際には,1編成通過時の全ての p-p 値から軸数 分のデータ数を大きい方から順に抽出するため,車輪フ ラット等により同一軸で高い p-p 値が複数観測された場 合には,抽出した p-p 値が輪軸通過時の p-p 値と必ずし



図 4 最大 p-p 値と軸数平均 p-p 値の速度段別平均値, 標準偏差



も一致しない場合がある(図3(b))。しかし,算出し た軸数平均 p-p 値は,各輪軸が通過した部分のみ切り出 した際に最大となる p-p 値の全軸数(1編成)分の平均 を取った値よりも大きい値であるため安全側の評価とな る。また,データ処理の自動化が容易なため今回の分析 では上記の方法で算出した軸数平均 p-p 値を用いた。

測定結果の最大 p-p 値と軸数平均 p-p 値について,速 度段ごとの平均値 μ,および標準偏差 σ の算出を行った。 算出の結果,各測定点の3軸方向において上下方向の振 動加速度が最も大きい結果であったため,例として図4 にレール上下方向の最大 p-p 値と軸数平均 p-p 値を示 す。軸数平均 p-p 値と最大 p-p 値の速度段ごとの平均値 の差はレール上下方向で概ね 200m/s² 以下に留まる。ま た,軸数平均 p-p 値の標準偏差σは最大 p-p 値のそれに 比べて小さい。

この結果から,散発的に発生する車輪フラット等による著大な加速度(以下,衝撃)の影響は別途議論を行っている⁸⁾が,列車通過に伴う定常的な振動の加速度の傾向については軸数平均 p-p 値を用いて評価を行っても列

車ごとの最大値との差は概ね 200m/s² 以下に留まり,大 きく乖離はしないと考える。そこで,列車通過による定 常振動に対する耐久試験条件を定めるための分析につい ては,この軸数平均 p-p 値を適用することとした。

4.3 通過列車の速度段ごとの振動加速度分布

列車速度を 5km/h を基準として 10km/h 単位の速度段 に分けた際の軸数平均 p-p 値の分布について述べる。例 として、列車速度 105~115km/h におけるレール上下方 向の軸数平均 p-p 値の累積頻度分布を図 5 に示す。各速 度段の軸数平均 p-p 値の分布は、正規分布とは異なるが、 平均値 μ と標準偏差 σ を算出したところ、 μ + σ の範囲 (図 5 の例では、軸数平均 p-p 値 0m/s²~800m/s²)まで の階級に含まれるデータ数の測定データ全体に対する割 合を示す累積相対度数は、0.9 となった。このことから、 各速度段の測定データの 90% が含まれる値として μ + σ を用いて評価することとした。

5. 測定結果の分析

測定結果から得られた各測定点,各方向の加速度の軸 数平均 p-p 値について,速度段ごとに平均値 μ と標準偏 差 σ を算出した。例としてレールの結果を図6に示す。 図中の各点は速度段ごとの平均値 μ ,エラーバーの先端 は μ + σ の値を示す。なお,各測定点の3軸方向におい て上下方向の振動加速度が最も大きい結果であったた め,以下,例として1軸方向のみを示す場合には,上下 方向について述べる。

レールの軸数平均 p-p 値のμ+σの大きさは、在来線の 一部(130km/h 付近の速度段の上下方向)を除いて、上 下、左右、前後方向共に現行 JIS(4種 C)の981m/s² 以下であった。981m/s²を超過した在来線130km/h 付近 の速度段のレール上下方向についても、特定の測定箇所 の整備状態に起因して加速度が著大となった影響を受け たものであった。レール左右方向と前後方向については、 新幹線の速度域(300km/h 付近)においても、μ+σの値 は 500m/s² 程度である。また、列車速度が増加するにつ れて、軸数平均 p-p 値も概ね増加する結果が得られた。

6. 信号設備の振動耐久試験条件の在り方

6.1 現地測定結果に基づく加振加速度振幅の在り方

本節では、今回の測定結果とJISE 3014の振動耐久 試験条件を比較し、現状の使用環境を考慮した際の加振 加速度振幅の在り方について述べる。JISE 3014では、 供試体に対して3軸方向全て同じ条件の正弦波加振の 振幅が規定されており、レール設置の設備(4種C)では981m/s²、まくらぎ設置の設備(3種C)では147m/s²、 器具箱設置の設備(2種C)では9.81m/s²で加振するこ ととなっている。また,加振周波数は,供試体の共振周 波数とすること(1kHzまでに共振点がない場合は, 100Hz)を条件としている。

現状の一般的な使用環境下で晒される振動加速度の目 安値として、レール、まくらぎ、器具箱各部の μ + σ の 最大値とJISE 3014 規定の加振加速度振幅と比較した。 その結果、図6に示すようにレールの場合には、JIS 規 定の加振振幅 981m/s² に対して μ + σ の最大値は、前後方 向 550m/s²、左右方向 450m/s² 程度であった。また、実 際の設置状態で晒される振動加速度は、様々な周波数成



図 6 振動加速度測定結果

分が含まれており、共振周波数のみで加振される状態で はないことを考慮すると実使用環境を想定した正弦波加 振試験の場合、レール前後方向、左右方向に関しては、 振動耐久試験時の加振速度振幅緩和の可能性を裏付ける 結果を得た。なお、レール上下方向、および、まくらぎ と器具箱の3軸方向についても同様の検討をした結果、 測定データから得られた μ + σ の最大値は、概ね JIS 規定 の加振加速度振幅程度であることに加え、測定箇所に よっては、設備の整備状態に起因して加速度が著大とな る場合も確認されたため、これらの項目は、現行の加振 振幅が妥当であると考える⁶。

6.2 周波数特性の国際規格との比較

近年、車両などの分野では、より実使用環境に近い加 振状態を再現するため、これまでの正弦波加振による振 動耐久試験の他にランダム波による加振が試験条件とし て新たに加えられ、加振方法の選択が可能となってい る⁹⁾。また、IECでは沿線の使用環境について、ランダ ム波を想定したパワースペクトル密度(以下, PSD)に よって特性を示している。そのため、国際規格との比較 を行うにあたり、取得した振動加速度の時間変化データ に対して FFT (Fast Fourier Transformation, 高速フーリ エ変換)を行い、周波数に対する PSD を算出した。

今回の測定項目のうちレールとまくらぎの振動加速度 に関する PSD については、IEC において、欧州におけ る鉄道沿線の振動の周波数特性が示されている。測定結 果については、IEC と同様に 1/3 オクターブバンドを適 用した結果としてとりまとめた。なお、1/3 オクターブ バンドは、1 オクターブ(2 倍の周波数)の 1/3 となる 周波数を中心周波数とした帯域ごとの PSD を求めたも のであり、振動評価で一般的に用いられている。

測定データから算出した PSD(以下,現場測定 PSD) を重ね合わせた結果を図 7 に示す。図中の紫線は,現場 測定 PSD における周波数ごとの最高値を包絡したもの であり,全測定結果における PSD の周波数ごとの最高 値を示している(現場最高値)。この PSD が,全測定結 果を包含した PSD となる。また,緑線は IEC で示され ている PSD である。欧州の鉄道沿線の振動環境に基づ いて制定された IEC と今回の測定結果を比較すると, レールおよびまくらぎに関しては,ある特定の周波数域 に突出した PSD のピークは認められず,1kHz までは, 周波数が高くなるにつれて PSD が高くなるなど国内と 欧州の分布は類似している。なお,1kHz 以上の領域で は国内の現場環境の PSD が高い結果を示したが,この 要因は現時点では不明である。







(b) まくらぎ上下方向

図7 振動加速度の PSD

7. まとめ

本報告では、列車通過時に信号設備が受ける振動加速 度の傾向を把握するため、新幹線と在来線の列車通過時 の定常振動を対象として、計44箇所で振動加速度を測 定し、現状の一般的な使用環境下で晒される振動加速度 を明らかにした。その結果から、今後のJIS 規格改定の 検討に必要となるデータを示すとともに、振動耐久試験 における正弦波加振試験の加振加速度振幅の在り方を示 した。なお、今回の検討対象としなかった散発的に発生 する車輪フラット等による衝撃の影響については、別途、 JIS E 3015 (鉄道信号保安部品 – 衝撃試験方法)¹⁰ で定 める試験方法を改定する際に議論が必要であると考えて おり、継続して検討を進める予定である。

また、取得した振動加速度データから、IEC と同一尺 度で比較可能な国内の PSD を導出した。この結果と IEC で示されている PSD を比較すると、レールおよび まくらぎに関しては、特定の周波数域に突出した PSD のピークは認められず、1kHz までは、周波数が高くな るにつれて PSD が高くなるなど国内と欧州の分布は類 似したものとなった。なお、1kHz 以上の領域では国内 の現場環境の PSD が高い結果を示した。IEC が定めて いる分布との差異については、今後さらに国内における PSD の特性データを蓄積して要因を明らかにしていく 必要があると考える。

今後は、今回得られた PSD の特性を基に、時間領域 に変換することにより実使用環境を再現した振動加速度 波形(ランダム波)を用いて、振動耐久試験を実施する 際の加振時間の検討を行う予定である。

謝 辞

本報告における現地調査の実施にあたり,北海道旅客 鉄道株式会社,東日本旅客鉄道株式会社,東海旅客鉄道 株式会社,西日本旅客鉄道株式会社,四国旅客鉄道株式 会社,九州旅客鉄道株式会社の関係者には多大なご協力 をいただいた。この場を借りて厚くお礼申し上げる。

文 献

- 日本工業規格:鉄道信号保安部品の振動試験方法,JIS E 3014:1976,日本規格協会,1976
- 日本工業規格:鉄道信号保安部品一振動試験方法,JIS E 3014:1992,日本規格協会,1992
- 3)日本産業規格:鉄道信号保安部品一振動試験方法,JISE 3014:1999,日本規格協会,1999
- 4) 鈴木貞夫:信号設備の環境調査と使用材料,信号保安,28
 巻,7号, pp.7-15,1973
- 5) 押味良和,潮見俊輔,高崎建,神谷剛志:信号設備の使用 環境下における振動加速度調査,第29回鉄道技術連合シン ポジウム, J-RAIL2022,講演論文集, No.S7-4-4, pp.348-351, 2022
- 6)一色竜杜,押味良和,潮見俊輔,高﨑建,神谷剛志,会田 直矢:構造物・軌道の種類に対する信号機器が受ける振動 の分析,電気学会交通・電気鉄道研究会資料,TER-23-036,2023
- 7)日本工業規格:鉄道信号保安部品の振動試験方法(解説), JISE 3014:1976,日本規格協会,1976
- 潮見俊輔,会田直矢,押味良和,神谷剛志,一色竜杜:レー ル直結の信号設備が受ける車両通過時の衝撃に関する調 査,電気学会 交通・電気鉄道研究会資料,TER-23-035, 2023
- 9)日本産業規格:鉄道車両用品-振動及び衝撃試験方法, JISE 4031:2013,日本規格協会,2013
- 日本工業規格:鉄道信号保安部品一衝撃試験方法,JIS E 3015:1992,日本規格協会,1992

文

ばね式自動張力調整装置の伸縮量計算手法

佐藤 宏紀* 山下 義隆**

Calculation Method for Expansion and Contraction of the Spring Tension Balancer

Koki SATO Yoshitaka YAMASHITA

It has been reported that tension balancers, in some cases, may reach its movable limit. One of the causes is thought to be the creeping move of overhead contact lines. In addition, if expansion or contraction characteristics due to temperature at each of both ends of overhead contact lines are not identical, it may also cause the tension balancers to reach its movable limit. However, phenomena based on these causes have not been sufficiently investigated, so that it is required to clarify the phenomena. Therefore, we conducted numerical calculations and field tests to clarify the factors that cause the creeping move of overhead contact lines and the generation of differences in temperature expansion/contraction characteristics of tension balancers at each of both ends. $+- \nabla - \mathbf{k}$: 張力調整装置, 可動限界, 可動 $\nabla = \mathbf{k} - \mathbf{k}$, 温度伸縮特性

1. はじめに

新幹線などの高速鉄道では、安定した集電を行うため に電車線の張力を一定の範囲内に保つことが不可欠であ る。整備新幹線の明かり区間では、電車線の両端または 片端にばね式自動張力調整装置(以後,STB)が設けら れ、外気温変化や負荷電流による電車線の熱膨張による 伸縮(以後,温度伸縮)を吸収することで常に適切な張 力が保たれる構造となっている。しかし、両端にSTB を設けた箇所でSTBの伸縮可能な領域の限界値(以後, 可動限界)に到達する可能性のある箇所が報告されてい る。STBの可動限界に達すると、適切な張力が維持で きなくなり、集電性能の悪化、トロリ線の異常摩耗など が生じる可能性がある。

従来,STBの可動限界に到達する要因について検討 がなされており,各種の条件を考慮した計算手法が示さ れている¹⁾²⁰。これらの計算は電車線の設計において考 慮されているものの,実態と乖離する場合があり,より 精度の高い計算手法が望まれている。STBの可動限界 に到達する可能性が生じた場合,対策としてターンバッ クル等による電車線長の修繕(以後,架線調整)が行わ れるが,STBの伸縮量の増大を抑えきれない場合もあ り,現場では保守管理に苦労している³。

そこで,STBの伸縮量に影響を与える現象およびその要因を挙げ,設備に関する要因がSTBの伸縮量に与える影響を数値計算によって評価した。加えて,STBが可動限界に到達しない条件の算出方法を示した。なお,本報告では整備新幹線の明かり区間の設備を対象とし,

電車線支持は可動ブラケットとする。

2. STB の伸縮量を増大させる現象とその要因

本章では,STBの構造を示し,伸縮量を増大させる2 つの現象を紹介する。その上でこれらの現象を生じさせ 得る要因を示す。

2.1 STB の構造

STBの構造を図1に示す。STBは電車線の伸縮を吸 収可能とする複数の円筒部材の組み合わせと、円筒内部 のコイルばねの伸縮によって発生する弾性力により電車 線に張力を付与するものである。収縮側可動限界と伸長 側可動限界の間の動作可能な範囲を可動域、その長さを 可動長と呼ぶ。STBはばねの特性を持ち、伸縮量に応 じて張力が変化する。加えて、STBが伸縮する際に発 生する摩擦力の特性も持ち合わせる。なお、本報告では STBのばね定数と摩擦力による張力変動特性をまとめ て STB の機械的特性と呼ぶ。

2.2 STB の伸縮量を増大させる現象

一般に,STBの伸縮量を増大させ,可動限界に到達 する原因は電車線流れであると考えられている。電車線 流れとは両端に張力調整装置を用いた電車線全体が線路



図1 STB の構造

^{*} 電力技術研究部 電車線構造研究室

^{**} 鉄道力学研究部 集電力学研究室

図2 STBの伸縮の模式図

方向に変位してしまう現象をいう。電車線流れが生じた 場合,横軸を温度,縦軸を STB の伸縮量とした温度伸 縮特性は,図2(a)に示す通りであり,起点方と終点 方の温度伸縮特性がそれぞれ逆方向へオフセットする。

また、起点方と終点方の STB の温度伸縮量は同一に なるとは限らず、片側に偏ることもある。本報告ではこ のような現象を STB の温度伸縮特性差と呼ぶ。図2(b) に示すように、STB の温度伸縮特性差が生じている状 態では起点方と終点方で温度伸縮特性の傾きが異なる。 電車線流れや STB の温度伸縮特性差の影響が大きい場 合は使用温度の範囲内であっても STB の可動限界に到 達する可能性がある。

2.3 STB の伸縮量に影響を与える要因

文献1, 文献2など電車線流れの要因が示されている 各種の文献によれば, STBの伸縮量に影響を与える要 因は以下の通りである。

- ① 線路勾配による重力の線路方向成分
- ② 曲線区間の可動ブラケットの横張力の線路方向成分
- 風圧等の気象条件による張力変動
- ④ パンタグラフのしゅう動力による張力変動
- ⑤ STB のばね定数による張力変動
- ⑥ STB の摩擦力による張力変動
- ⑦ 架設時の電車線長が設計値と異なる場合などの架設
 誤差

このうち、③、④は電車線が受ける非定常的な力であ り、明かり区間であれば設備条件によらず生じ得る要因 である。また、⑦は施工上の要因である架設状態に依存 する。他方、①、②、⑤、⑥は設備条件に依存する要因 である。

したがって、電車線の区間によって STB の伸縮量に 差異を生じさせる主要因は①,②,⑤,⑥と考えられる。 従来,これらの要因の影響を考慮して片側の STB から 電車線の温度伸縮の中心位置までの距離を予測すること で STB の可動限界を超えない条件を計算する方法が示 されている¹⁾。しかし,従来の計算手法では可動限界に 到達しないと想定されているにも関わらず,実設備にお いて可動限界に到達する可能性のある箇所が報告されて いる。

そこで、本報告では①、②、⑤、⑥の要因を考慮した 温度変化に対する STB の伸縮量計算手法とその妥当性 を示し、これを用いて STB の伸縮量が可動限界を超え ない条件を算出する方法を示す。

3. STB の伸縮量計算手法と妥当性確認

本章では、初めに STB の摩擦力を定義する。続いて、 2 章の要因①、②、⑤、⑥の影響を考慮した STB 伸縮 量の計算手法を示し、妥当性を現地試験により確認する。

3.1 STB の摩擦力の定義

STB 出荷時に提出される試験成績表を元に,STB の 摩擦力を定義する。図3に試験成績表のデータを,伸縮 量と張力の関係を示すグラフとしてプロットしたイメー ジを示す。STB の試験成績表には,往行および復行に 対する標準伸縮位置,収縮側可動限界,伸長側可動限界 時の張力測定結果が示される。なお,往行および復行の 方向は図3を参照されたい。

図3に示す通り,標準伸縮位置における設計上の張力 である標準張力を通り,設計上のばね定数による傾きを 持つ直線を理想の直線とする。ここで,往行の際に測定 された収縮側可動限界,標準伸縮位置,伸長側可動限界 時の張力をそれぞれA,B,Cとする。これらの張力が 理想の直線から乖離するのは主に摩擦力に起因する。そ

図3 STB のばね定数と摩擦力の定義

こで,理想の直線とA,B,Cの張力差の平均値を往行 の摩擦力と定義する。復行の摩擦力も同様に定義した。

3.2 計算手法の概要

図4(a) に示すようにちょう架線およびトロリ線を 等価な1本の電車線とみなし,径間毎の有限要素に分割 して,線路勾配に伴う外力や温度変化を与えた際の,各 接点における線路長手方向の変位を数値計算にて求め る。両端の接点における変位がSTBの伸縮量,その他 の接点における変位が各支持点の変位に該当する。

図4(b)のモデルについて, uは要素内の任意の点x における変位, fは接点に作用する外力とする。一般的 な梁の伸縮に関する有限要素法を適用すると,次式に示 すような運動方程式を得る。

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F_{ex} + dF_{th} \tag{1}$$

$$\boldsymbol{F}_{\boldsymbol{ex}} = [f_1 \ f_2 \ \cdots f_n \ f_{n+1}]^T \tag{2}$$

$$f_i = \boldsymbol{K}^{(i)} [\boldsymbol{u}_i \, \boldsymbol{u}_{i+1}]^T - \boldsymbol{dF}_{\text{th}}^{(i)}$$
(3)

 $dF_{\rm th} = \begin{bmatrix} -EA\alpha dT \ 0 \ 0 \ \cdots \ 0 \ EA\alpha dT \end{bmatrix}^T \tag{4}$

ここで, *M* は質量行列, *C* は減衰行列, *K* は剛性行列, *u* は各接点の変位ベクトル, *F*_{ex} は接点の両端に作用す る外力, *dF*_{tt} は気温の変化 *dT* により線条に生じる熱応 力による外力項, *EA* と a はそれぞれ要素の伸び剛性, 線膨張係数である。式 (1)の運動方程式に 2 章の要因①, ②, ⑤, ⑥による影響を下記の通り付与する。

①について,図4(c)のモデルを用いて線路勾配に よる影響を付与する。ρを要素の線密度,*l*_iを要素長さ, *g*を重力加速度,*θ*_iを要素の水平方向に対する角度とす れば,要素*i*には重力の線路方向成分*plg* sin*θ*_iが現れ, 要素の各接点はその左右の線条の重量を半分ずつ負担す る。したがって,線路勾配による重力により接点*i*が線 路方向に受ける分力は以下の通りになる。

$$f_{sli} = \frac{\rho l_{i-1}g\sin\theta_{i-1}}{2} + \frac{\rho l_{i}g\sin\theta_{i}}{2}$$
(5)

②について、可動ブラケットは電車線を所定の偏位に 保持するために、電車線に線路に対して横方向へ引く力 (以後,横張力)を与える。可動ブラケットは横張力の 方向により区別され、横張力が電柱側に向く場合を I型、 電柱外側に向く場合をO型と呼ぶ。図4(d)に示すよ うに、電車線の温度伸縮等に伴い、可動ブラケットが回 転すると横張力による線路方向への分力が生じる。接点 iについて、可動ブラケットの回転に伴う線条の線路長 手方向変位 xi と線条の線路長手方向に作用する力 fbriの 関係は、曲線半径をR、ゲージおよび電車線偏位の和を G, 線条張力をT, 可動ブラケット両端の径間長をl, l_{i+1} とすれば式 (6) で表され, x_i の係数を可動ブラケット の等価ばね定数として扱うことができる。なお、実際の 可動ブラケットの種類の配置は直線区間の場合. [型と O型が交互に配置されるため、可動ブラケットの横張力 による線路長手方向の分力はほぼ相殺される。一方、曲 線区間の場合はI型もしくはO型が連続して配置され るため、可動ブラケットの横張力による線路長手方向の 分力が蓄積し、その影響を検討する必要が生じる。

$$f_{bri} = \pm \frac{T_i(l_i + l_{i+1})}{2RG_i} x_i \ \left(+ : I \, \underline{\mathbb{P}}, \ - : 0 \, \underline{\mathbb{P}} \right) \tag{6}$$

 ⑤, ⑥について, STB の機械的特性を数値的に取り 扱うにあたり, *k*を STB の設計上のばね定数, *w*_uを往 行の摩擦力, *w*_dを復行の摩擦力とし, 図4 (a) の左側 の STB を添え字 L, 右側の STB を添え字 R で表すと, 左右の STB に働く外力 *f*_{STBL}, *f*_{STBR} はそれぞれ次のよう になる。

 $f_{\rm STBL} = k_{\rm L} x + w_{\rm uL} H_0(\dot{x}) + w_{\rm dL} H_0(-\dot{x})$ (7)

 $f_{\rm STBR} = k_{\rm R} x + w_{\rm uR} H_0(\dot{x}) + w_{\rm dR} H_0(-\dot{x})$ (8)

$$H_0(\dot{x}) = \begin{cases} 0 \ (x < 0) \\ 1 \ (x \ge 0) \end{cases}$$
(9)

式(6)の可動ブラケットの等価ばね定数と式(7),(8) で表される STB の機械的特性を式(1)の剛性行列に付 与し,式(5)の線路勾配による項を外力項に追加した上 で,気温の変化に伴う時系列の解析を行うことで,各接

電車線長 (m)	1368	STB のばね定数 (N/m)	7686
平均勾配 (‰)	14.1 (終点方が 低い)	起点方 STB 摩擦力 (N)	往行:996.7 復行:-743.3
曲線半径 (m)	全区間 4000 (O型)	終点方 STB 摩擦力 (N)	往行:1010.0 復行:-1186.7

表1 測定箇所の電車線条件

点変位を連続的に計算できる。

3.3 現地試験による計算手法の妥当性確認

前節で示した計算手法の妥当性を検証するため,表1 に示す条件の電車線に対し,両端のSTBの伸縮量およ び,起点方から順に引留区間内で1/4,1/2(電車線中 央),3/4となる支持点箇所における線路長手方向の電 車線変位を測定した。

STBの伸縮量はポテンショメータを設置して測定し, 支持点箇所の電車線変位は、タイムラプスカメラを電柱 に取り付け、トロリ線に取り付けたマーカの線路方向へ の変化分により測定した。また、それぞれの測定箇所に おいて,温度ロガーによりトロリ線表面温度を測定した。 測定期間は約1か月間であり、測定項目は全て10分間 隔とした。なお、使用したタイムラプスカメラには暗視 機能がついていないため、夜間の測定はできない。また、 測定区間は営業前の路線であるため、パンタグラフによ るしゅう動の影響は含まれない。

図5に現地試験結果と表1の条件で計算した結果と の比較を示す。計算時の温度入力は各測定点で実測した トロリ線表面温度の平均値とした。STBの伸縮量およ び支持点箇所の電車線変位の正負は起点方を正,終点方 を負とした。なお,計算はSTBの摩擦力を0とした標 準張力から始めるため,往行または復行の摩擦力による STBの張力変動が安定するまでの間に,各接点の変位 にずれが生じてしまう。この影響による測定結果と計算 結果の乖離を防ぐため,計算後しばらく時間が経過した 図5(b) 左側に示す箇所を変位の基準とした。

図5には、測定期間中にトロリ線表面温度が最低を記録した際のSTBの伸縮量を示している。測定結果と計

図5 測定結果と計算結果の比較

図6 一時的な電車線流れ発生箇所付近の拡大図

算結果の差は起点方,終点方とも可動長の5%未満である15mm以下であり,概ね一致する。

図6(a)は図5(a)のうち、赤枠箇所付近のデータ を拡大して示したものである。同図に示すように温度変 化に対し、STB箇所の電車線変位が不連続的に変化す る挙動がみられる。この挙動は温度変化により両端 STBに加わる電車線から生じる熱応力が式(7)、(8)に 示されるSTBの摩擦力以下である場合に伸縮が抑制さ れるためである。図6(b)は、図5(b)のうち、赤枠 箇所付近のデータを拡大したものである。計算結果でも 温度変化に対し、STBの伸縮量が不連続的に変化する 挙動が再現できている。

したがって、本計算では温度変化による電車線伸縮に 対し、一般的に STB の伸縮量に影響を与えると考えら れている要素である①、②、⑤、⑥を反映させた挙動を 再現することができ、それぞれの影響を含めた評価が可 能であると考えられる。

なお、図6(a)の紫枠部分では電車線変位が全体的に 負の方向へ変位し終点方へ流れており、この部分では測 定結果と計算結果との間に乖離が生じている。今回の検 討ではこの要因を解明できていない。しかし、次の日に は電車線変位の偏りが解消されており、一時的な現象で あった。よって、この現象により電車線の張力変動に伴 うトロリ線の異常摩耗等の問題が生じるとは考えにくい。

表2 計算条件

変数	値	変数	値
支持点数n[-]	34	k_L [N/m]	6125
ρ [kg/m]	2.366	$k_R[N/m]$	6125
<i>S</i> [m]	45	$w_{uL}[N]$	1500
EA[N]	3.1×10 ⁷	$w_{dL}[N]$	-1500
α[1/K]	1.7×10 ⁻⁵	$w_{uR}[N]$	1500
<i>G</i> [m]	3.9	$w_{dR}[N]$	-1500
STB 可動長ST[mm]	±320	線路勾配 h[‰]	0 or 25
使用温度範囲[℃]	±25	曲線半径R[m]	x

図7 温度伸縮特性の計算結果(線路勾配の影響)

4. STB が可動限界に到達しない条件

ここでは、2章の要因①線路勾配および②曲線区間の 可動ブラケットの影響の特徴を示し、その特徴を基に STB が可動限界に到達しない条件の算出方法を示す。

なお,実際の設備条件では両端 STB の機械的特性差 が極力小さくなるよう,製造会社が出荷前の試験成績表 を基に使用すべき組み合わせを選定している。本章では 簡単のため,両端 STB の機械的特性差がない理想的な 条件の下で計算を行った。

4.1 線路勾配の影響

表2に計算条件を示す。線路勾配の条件は0および 25‰とした。図7に起点方,終点方 STB の温度伸縮特 性の計算結果を示す。STB の伸縮量は伸長側を正,収 縮側を負とした。線路勾配が0の時,起点方と終点方の 温度伸縮特性はほぼ一致するが,線路勾配が25‰の条 件では起点方と終点方の温度伸縮特性がそれぞれ逆方向 に約70mmオフセットする。これは図2(a)の電車線 流れが発生した状態である。なお,図3に示す STB の 摩擦力を考慮したことにより往行時と復行時の伸縮量に 差が生じる。

表3 可動ブラケット配置条件

図9 温度変化最大時の各支持点位置の変位

4.2 曲線区間の可動ブラケットの影響

計算条件は表2において、線路勾配を0とし、曲線 半径 R を 1000m,4000m とした。可動ブラケットの配 置は引留内における電車線張力の偏りが大きくなりやす いと考えられる表3の条件とした。

図8に起点方,終点方 STB の温度伸縮特性の計算結 果を示す。曲線半径が1000mの条件では起点方と終点 方の温度伸縮特性の傾きが大きく異なる。これは図2 (b)の STB の温度伸縮特性差が生じた状態である。こ の場合,O型ブラケットが連続する側の終点方 STBの 伸縮量が可動限界に到達する可能性がある。曲線半径 4000mの条件では起点方,終点方 STB の温度伸縮特性 の傾きが異なるが,傾きの差は曲線半径1000mの条件 ほど大きくない。

図9は最大温度,最小温度の時の各支持点位置におけ る変位である。最大温度,最小温度の時の交点の位置は どの温度においても常に一定となり,交点を境に電車線 の温度伸縮量が起点方,終点方に分配されている。すな わち,図9の交点位置が温度伸縮の中心位置(以後,温 度伸縮中心)である。可動ブラケットの配置条件が同じ ならば,温度伸縮中心は曲線半径が小さくなるほど電車

線中央から遠ざかる。

4.3 STB が可動限界に到達しない条件の算出

4.2節では線路勾配が電車線流れを生じさせ、曲線区 間の可動ブラケットが STB の温度伸縮特性差を生じさ せることを示した。これらの特徴より、STB が可動限 界に到達しない条件を算出する方法を示す。

図 10 のように、電車線中央から温度伸縮中心までの 距離を ΔL_c とし、両端の STB 伸縮量を $\Delta L_L, \Delta L_R$ とする。 *L*を電車線全長、 ΔL を電車線全体の伸び量とすると、 4.2 節で示したように、温度伸縮中心を境に電車線全体 の伸縮量が起点方、終点方に分配されるので、 ΔL_c は式 (10)で求まる。

$$\Delta L_{\rm c} = \frac{\Delta L_{\rm R} - \Delta L_{\rm L}}{\Delta L} \times \frac{L}{2} \tag{10}$$

図 11 は表 2 の条件において、曲線半径を 1000~ 6000m(1000m 刻み)としたときの両端 STB の伸縮量 計算結果と式 (10) により、電車線中央から温度伸縮中 心までの距離 ΔL_c を求めた結果である。これより、温度 伸縮中心の位置は曲線半径に反比例して電車線中央から 遠ざかることが分かる。式 (10) に $\Delta L_L = \Delta L - \Delta L_R$ を代 入して整理すると、式 (11) を得る。これより、起点方、 終点方どちらの STB も、可動長 ST を超えない条件は式 (12) となる。

$$\Delta L_{\rm R} = \frac{\Delta L}{2} + \frac{\Delta L}{L} \Delta L_{\rm c} , \quad \Delta L_{\rm L} = \frac{\Delta L}{2} - \frac{\Delta L}{L} \Delta L_{\rm c}$$
(11)

$$\Delta L_{\rm c} \le \frac{|ST| - \frac{\Delta L}{2}}{\Delta L} \cdot L \tag{12}$$

線路勾配による電車線流れは、4.1節で示したように STBの伸縮量をオフセットさせる影響なので、電車線 流れが発生すると,STBの可動長がその分だけ短くなる。そのため,線路勾配による電車線流れの大きさを*d*すると,可動限界に到達しない条件は式(13)に補正される。

$$\Delta L_{\rm c} \le \frac{(|ST|-d) - \frac{\Delta L}{2}}{\Delta L} \cdot L \tag{13}$$

ここで、温度変化に伴う電車線全体の伸縮量 ΔL は、 $\Delta t を温度変化量, T_1, T_2 をそれぞれ変化前, 変化後の$ $電車線張力とすれば式(14)で求められる。また <math>\Delta L_L$, ΔL_R は両端 STB のばね定数を k_L , k_R とすれば式(15)か ら求まる。実際の設備では通常、両端 STB の型番を一 致させるので、設計上のばね定数も一致する。そこで、 $k_L = k_R = k$ とおくと、式(15)は式(16)にまとめられる。 式(16)を式(14)に代入して整理すると、温度変化に伴 う電車線全体の伸縮量は式(17)となる。ここに、式(7), (8)の摩擦力項を考慮すると電車線全体の伸縮量は式 (18)で求められる。

$$\Delta L = L \left(\alpha \Delta t + \frac{T_2 - T_1}{EA} \right) \tag{14}$$

$$T_2 = T_1 - k_{\rm L} \Delta L_{\rm L} = T_1 - k_{\rm R} \Delta L_{\rm R} \tag{15}$$

$$T_2 - T_1 = -\frac{k}{2}(\Delta L_{\rm L} + \Delta L_{\rm R}) = -\frac{k}{2}\Delta L \tag{16}$$

$$\Delta L = \frac{L\alpha\Delta t}{1+kL/2EA} \tag{17}$$

$$\Delta L = L \left(\frac{\alpha \Delta t}{1 + kL/2EA} + \frac{f_{\text{STBL}} + f_{\text{STBR}}}{2EA} \right)$$
(18)

式(18)から電車線全体の温度伸縮範囲を算出し,式 (13)に代入することで,電車線中央から温度伸縮中心ま での距離の限界値が求まる。この計算結果と図11より, STB伸縮量が可動限界に到達しない最小の曲線半径が 求まる。

例として年間温度差±25℃,表2の条件かつ可動ブ ラケットの配置が表3の電車線設備の場合について, STBの可動限界に到達しない曲線半径の最小値を求め る。線路勾配が0の場合,電車線流れの大きさd=0な ので式(18)および式(13)より,±25℃以内の温度変化 でSTBの可動限界に到達しない条件は,電車線中央か ら温度伸縮中心までの距離 ΔL_c が250m以内となる場合 である。この計算結果と図11により,可動限界に到達 しない曲線半径 R の条件は1600m 以上と求まる。

線路勾配が 25‰の場合,図7で示した通り電車線流 れの大きさdは約70mm なので,式(13)より ±25℃以 内の温度変化で STB の可動限界に到達しない条件は ΔL_c が33m 以内となる場合である。許容できる電車線 中央からの距離が極端に近く,図11よりほぼ直線条件 である曲線半径 10000m の場合においても条件を満足し ないことが分かる。このような場合、「可動長の大きい STB に変更する」、「引留長を短くする」、「流れ止め装 置を設置する」などの対策をすることが望ましい。

なお,この例では可動ブラケットの配置を,引留内に おける電車線張力の偏りが大きくなりやすい条件にて計 算を行ったが,可動ブラケットのO型・I型の種類の配 置によってもその影響度が異なることに注意を要する。

5. まとめ

電車線流れおよび両端張力調整装置の温度伸縮特性差 に対し,一般的に考えられている要因を挙げ,そのうち 設備に関する条件について数値計算によりその影響を検 討した。結果を以下に示す。

- (1) 線路勾配,曲線区間の可動ブラケット,STBの 機械的特性差の影響を考慮して,STB箇所と各 支持点位置における線路長手方向の温度伸縮を 計算する手法を示した。また,実験結果との比較 によって計算の妥当性を示した。
- (2) 可動ブラケットの種類が偏った配置になっている 場合,電車線の伸縮中心が曲線半径に反比例して 中央から遠ざかることを数値計算により示した。
- (3) 数値計算による結果を基に、STB が可動限界に
 到達しない条件を算出する方法を示した。

本報告では2章に挙げた要因①,②,⑤,⑥の影響を 含めて STB 伸縮を計算する方法を示した。一方,要因③, ④の風圧や列車走行に伴うパンタグラフしゅう動力の影 響については検討できていない。要因⑦の架設誤差の影 響についてもその評価手法を整理する必要がある。また, 作成した計算モデルでは図6に示す一時的な電車線流 れの挙動を再現できなかった。一時的な電車線流れの要 因の解明や計算手法の改良は今後の課題である。

謝 辞

本研究における現地試験の実施に当たり,鉄道建設・ 運輸施設整備支援機構の関係者には多大なご協力をいた だいた。この場を借りて厚くお礼申し上げる。

文 献

- 1) 日本鉄道電気技術協会:電車線 [Ⅱ], pp.99-106, 2008
- 2) 松井一三:架空電車線路の研究,鉄道技術研究所速報, Vol.76, No.22, pp.103-148, 1976
- 3)徳永正志:鉄道事業者の電車線路設備(16),鉄道と電気 技術, Vol.31, No.12, pp.52-55, 2020

鉄道総研報告 監修スタッフ

■監修責任者			
芦谷公稔			
■編集責任者			
谷村幸裕			
■企画・監修			
川﨑邦弘	長倉 清	日比野有	小方正文
仁平達也	石毛 真	神田政幸	重枝秀紀
桃谷尚嗣	布川 修	新井英樹	福田光芳
松井元英	上半文昭	斉藤実俊	水上直樹
富田 優	小島謙一		

鉄道総研報告 第38巻 第5号 2024年5月1日 発 行 監修・発行所:公益財団法人 鉄道総合技術研究所 〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38

©2024 Railway Technical Research Institute

本誌に関するお問い合わせ先 総務部広報 電話 042-573-7219

RTRI REPORT

Vol. 38 No. 5

May 2024

PAPERS

Effect of Track Structure Condition on Limit Value for Uneven Displacement at Bridge Boundary	
······S.MINOURA, M.IKEDA, M.TOKUNAGA	(1)
Proposal for Excitation Acceleration in Vibration Endurance Testing of Signaling Equipment Y.OSHIMI, S.SHIOMI, T.KAMIYA, R.ISSHIKI	(11)
Calculation Method for Expansion and Contraction of the Spring Tension Balancer	
······································	(17)

