

可変剛性機構を有するパンタグラフの性能向上の基礎検討

山下 義隆* 池田 充*

Basic Study on Performance Upgrade of Pantograph Using Variable Stiffness

Yoshitaka YAMASHITA Mitsuru IKEDA

In this report, the author proposes a new technique to improve compliance characteristics of pantographs. For this purpose, the pan springs are replaced with variable stiffness device. This report describes the result of the numerical simulation of dynamic behavior of the pantograph with the variable stiffness mechanism that contacts with the overhead contact wire, and discusses the effect of the device to the compliance characteristics. The report also proposes the variable stiffness mechanism that is comprised of two air springs facing each other, and investigates its availability theoretically and experimentally.

キーワード：可変剛性，パンタグラフ，追従性能，空気ばね，接触力変動

1. はじめに

パンタグラフの集電性能を評価する指標の一つに追従振幅特性がある。追従振幅は、ある周期の正弦波状の凹凸を有する剛体架線をパンタグラフが摺動しながら走行する場合に、離線を起こさずに走行可能な架線凹凸の最大振幅を意味する。一般に、追従振幅特性を計算するためには図1に示すようなばね・質点系モデルが用いられる。このとき、追従振幅特性には、ピークや谷を示す周波数が存在し、この周波数はパンタグラフモデルの質点の質量や質点間の剛性によって決定される。図2に示す追従振幅は図1のパンタグラフモデルから得られたものであり、パンタグラフの各パラメータは図1および図2の凡例で示した通りである。パンタグラフから見た架線凹凸周波数 f [Hz] がハンガ等の取付周期 L [m] と列車走行速度 V [m/s] によって

$$f = \frac{V}{L} \tag{1}$$

のみで決まるとすれば、列車速度に応じてパンタグラフの剛性を連続的に可変にしてピーク周波数と常に式(1)の周波数を一致させることで、図2の追従振幅ピーク点の包絡線のようにあらゆる速度域において架線凹凸に対する良好な追従振幅特性を得ることができる。

本報告は、速度に応じた剛性制御による架線-パンタグラフ系の挙動を数値シミュレーションによって調査し、その効果を検証するとともに、剛性の制御を可能とするための可変剛性機構を提案し、試作した可変剛性装置にて性能を調査するものである。

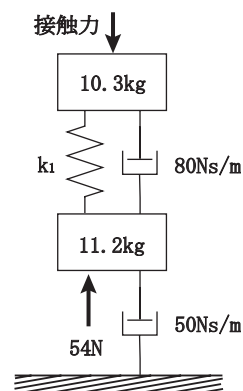


図1 パンタグラフの動的モデル

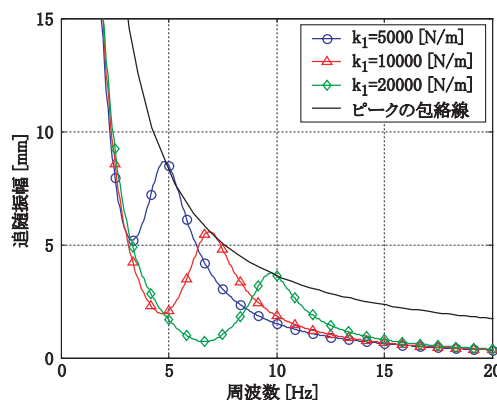


図2 パンタグラフの復元ばねの剛性の違いによる追従振幅特性の変化

* 鉄道力学研究部（集電力学）

特集：電力技術

2. 数値シミュレーションによる架線—可変剛性パンタグラフ系の相互作用解析

2.1 シミュレーション概要

前述のように、追従振幅は剛体架線の仮定のもとに求められており、架線とパンタグラフの運動が相互に影響しあうことは考慮されていない。そこで柔軟構造物である架空架線に対する可変剛性機構を用いたパンタグラフの有効性を検証するために、架線—パンタグラフ系シミュレーションソフト「架線道」¹⁾を用いて数値シミュレーションを行う。「架線道」は、架線系を質点で離散化し差分法を用いてパンタグラフの走行シミュレーションを行うものである。ここでは、質点の離散間隔は0.5mとした。

2.2 新幹線用パンタグラフ走行シミュレーション結果

パンタグラフの走行時に、架線—パンタグラフ間の接触力変動が大きくなり、その振幅が静押上力を上回ると、接触を維持できずにパンタグラフは離線する。このため、接触力変動はできるだけ小さいことが望ましい。ここでは、可変剛性を用いることによるパンタグラフ接触力変動低減効果を検証する。架線構造は図3に示す新幹線用標準コンパウンド架線、パンタグラフは現用の新幹線用パンタグラフとして、走行シミュレーションを行う。架線の主な諸元を表1に示す。架線構造は、径間長50mで1径間中にハンガ10本、ドロップ5本とし、パンタグラフが5径間走行するシミュレーションを行う。ただし、架線金具の影響を強調するためにハンガおよびドロップは電車線と剛に接続されているとし、実設備のような「浮き」は発生しないこととする。また、空気力の

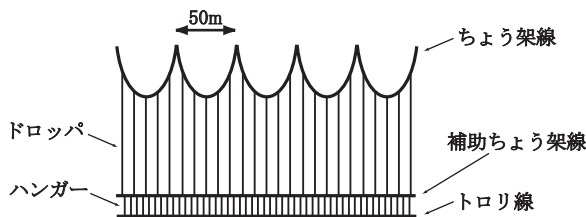


図3 コンパウンド架線の構造

表1 新幹線用架線の諸元 (コンパウンド架線)

| | トロリ線 | 補助 ちょう架線 | ちょう架線 |
|---------------|-------|-------------|-------|
| 線種 | Cu170 | PH150 | St180 |
| 張力 [N] | 14700 | 14700 | 24500 |
| 線密度 [kg/m] | 1.511 | 1.375 | 1.45 |
| 波動伝播速度 [km/h] | 355.1 | 372.2 | 468.0 |

影響によるパンタグラフの押上力増加等は考慮に入れないこととする。

走行シミュレーションにおいては、接触力変動の周波数成分が主にハンガの取付周期によるものと仮定し、走行速度に応じて追従振幅のピーク周波数が式(1)に $L=5$ を代入した周波数と一致するように剛性値 k_1 を制御することとする。以降、ハンガの取付周期に起因する周波数をターゲット周波数と呼ぶこととする。

数段階の速度について一定剛性パンタグラフおよび可変剛性パンタグラフの走行シミュレーションを行った。パンタグラフの剛性以外の各パラメータは図1の値を用いる。剛性は、一定剛性の場合では $k_1=14700$ [N/m] である。走行速度と各パンタグラフの剛性値の関係を図4に示す。このような剛性を持つパンタグラフが3径間目と4径間目を走行した際、接触力変動の時系列波形(図5各図上段参照)から接触力変動のパワースペクトル密度(以下、PSD)を求め(図5各図下段参照)、可変剛性を用いたパンタグラフの有効性を検証する。

図5(a)から図5(c)の上段に示した点線はパンタグラフの静押上力54Nを示す。また、図5(a)から図5(c)の下段のパワースペクトルを示す図内の点線は、低周波数側からそれぞれ、式(1)の L を径間周期50mに置き換えた周波数およびハンガ周期5mの場合の周波数で、それぞれ、径間支持物およびハンガに起因する外乱周波数を示している。なお、後者がターゲット周波数である。

走行速度100km/hの場合(図5(a))、可変剛性機構を用いることによって、接触力変動のPSDはハンガに起因する外乱周波数において低減されている様子が見える。可変剛性と一定剛性の剛性値がほぼ等しい160km/hの場合(図5(b))、当然ながら接触力変動の時系列波形およびPSDはほぼ同じ挙動を示す。220km/hになると(図5(c))、一定剛性の場合ではハンガに起因する外乱周波数における接触力変動のPSDが非常に大きくなっているのに対して、可変剛性を用いた場合ではこれが大幅に低減されている様子が見える。

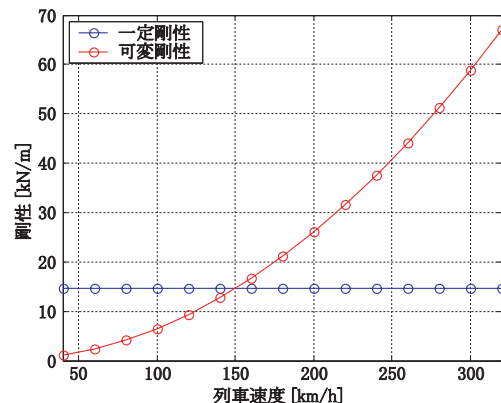


図4 走行速度と剛性の関係(新幹線)

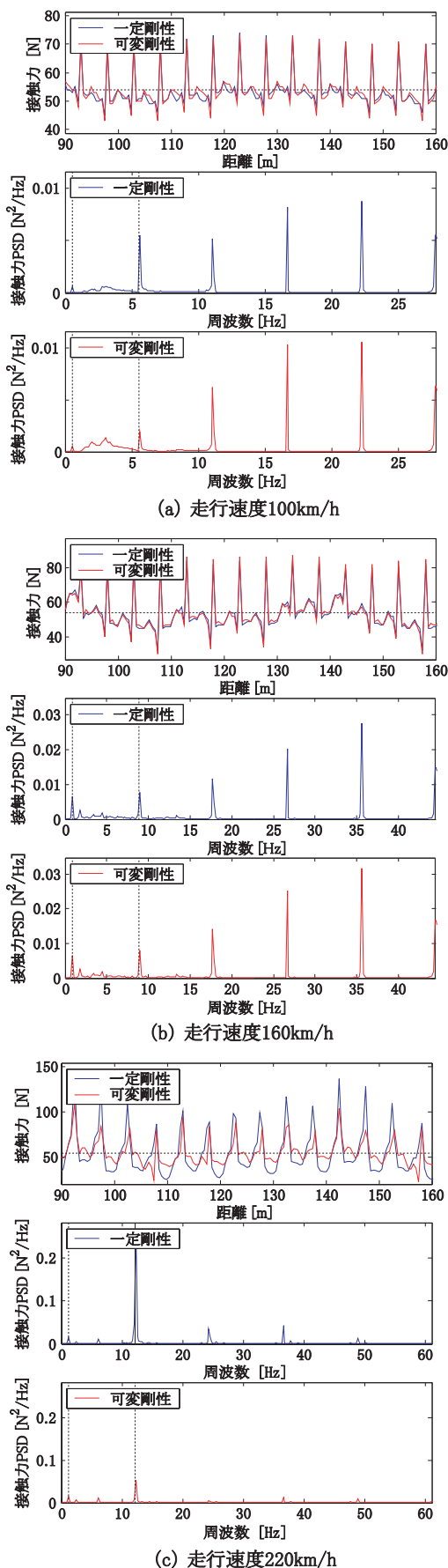


図5 接触力の時系列波形およびパワースペクトル密度

調査した各走行速度における接触力の標準偏差を図6に示す。図中の×印マーカーは、その速度において架線とパンタグラフが離線したことを示している。200km/h以上の速度域において可変剛性機構を用いることによって最大約20Nもの標準偏差の低減が確認できる。しかしながら、180km/h以下の速度域においては一定剛性の場合とほとんど変わらないことが確認できる。図5のPSDより、高速域においては接触力変動の卓越周波数がハンガに起因する外乱周波数に一致しており、可変剛性パンタグラフの剛性がこの外乱周波数をターゲットとして調節されているため接触力変動の低減効果が顕著に現れているものと考えられる。低速域においては、可変剛性を用いることによってターゲット周波数のPSDは低減しているが、接触力変動が卓越するのはむしろハンガに起因する外乱周波数の高調波成分であるため、接触力変動の低減効果が得られなかったものと考えられる。ただし実際には、この速度域においては接触力変動自体が小さくパンタグラフとしては問題ではない。

以上のように、新幹線走行を模擬したシミュレーションでは、高速域において非常に良好な接触力変動の低減効果が認められ、可変剛性機構を有するパンタグラフが有効であることが確認できた。

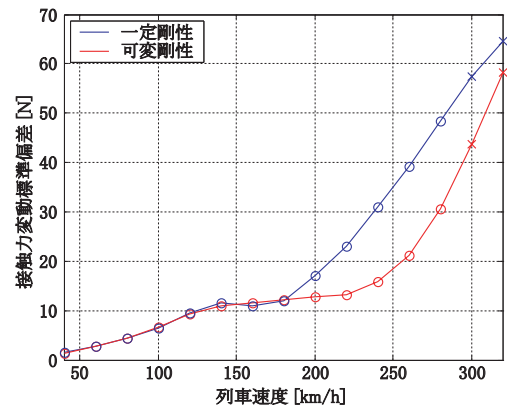


図6 各走行速度における接触力変動の標準偏差 (コンパウンド架線)

2.3 在来線用パンタグラフ走行シミュレーション結果

次に、在来線車両の走行に対する同様のシミュレーションを行った。架線構造は図7に示すシンプルカテナリ架線およびき電ちよう架式架線であり、各架線構造の諸元は表2および表3に示す通りである。パンタグラフの動的モデルは、図8に示す3元系とした。質点間の剛性は、一定剛性の場合では $k_1=10740\text{N/m}$, $k_2=21520\text{N/m}$ であり、可変剛性の場合には、走行速度に応じ図9のように剛性値 k_1 , k_2 を変化させた。

新幹線用パンタグラフの走行を模擬したシミュレーションと同様に、数段階の走行速度に対してシミュレー

特集：電力技術

ションを行い、各速度の接触力の標準偏差を図10および図11に示す。シンプルカテナリ架線の場合、剛性を可変にしても接触力変動の標準偏差が一定剛性の場合とほとんど変わらないことが分かる。

本報告では、在来線を模擬した場合の接触力の時系列波形および接触力変動のPSDの図は割愛するが、調査対象速度域において、接触力変動の卓越周波数が、今回ターゲットとしているハンガを起因とする外乱周波数ではなく、径間支持物を起因とする、より低い外乱周波数であるためである。これとは逆に、き電ちょう架式架線

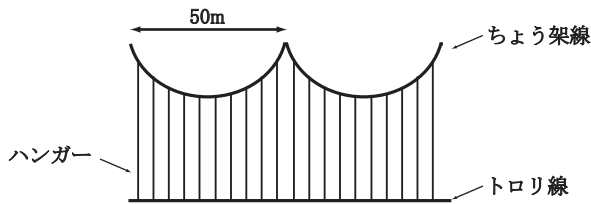


図7 シンプルカテナリ架線およびき電ちょう架式架線の構造

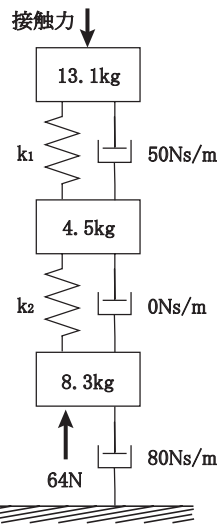


図8 在来線用パンタグラフの動的モデル

表2 在来線用架線の諸元（シンプルカテナリ架線）

| | トロリ線 | ちょう架線 |
|---------------|-------|-------|
| 線種 | Cu110 | St90 |
| 張力 [N] | 9800 | 9800 |
| 線密度 [kg/m] | 0.988 | 0.697 |
| 波動伝播速度 [km/h] | 358.6 | 426.9 |

表3 在来線用架線の諸元（き電ちょう架式架線）

| | トロリ線 | ちょう架線 |
|---------------|--------|---------|
| 材質 | GTM170 | PH356×2 |
| 張力 [N] | 14700 | 39200 |
| 線密度 [kg/m] | 1.511 | 6.440 |
| 波動伝播速度 [km/h] | 355.1 | 280.9 |

の場合では、可変剛性による接触力変動の低減効果が顕著であった。この場合、接触力変動の卓越周波数はハンガを起因とする外乱周波数と一致していた。

以上のことより、ターゲット周波数が主要な外乱周波数と一致していれば接触力変動の低減効果が期待できるが、一致していなければその効果は期待できないため、現象を把握した上で剛性可変方法を検討するということが重要であるということもわかる。本報告では、ハンガに起因する外乱周波数のみをターゲット周波数として剛性を変化させる方法をとったが、複数のターゲット周波

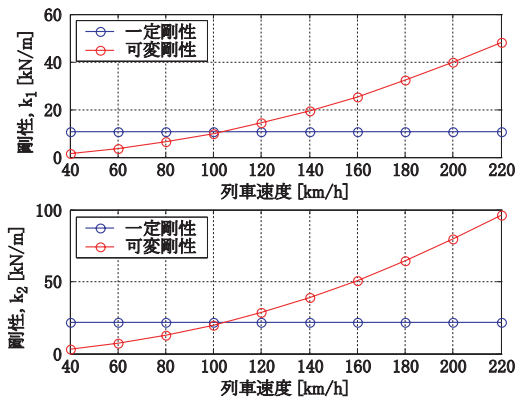


図9 走行速度と剛性の関係（在来線）

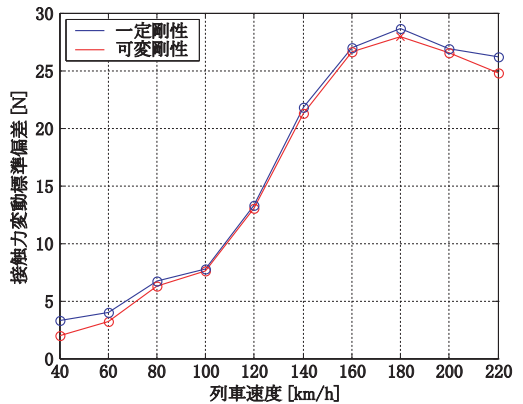


図10 各走行速度における接触力変動の標準偏差（シンプルカテナリ架線）

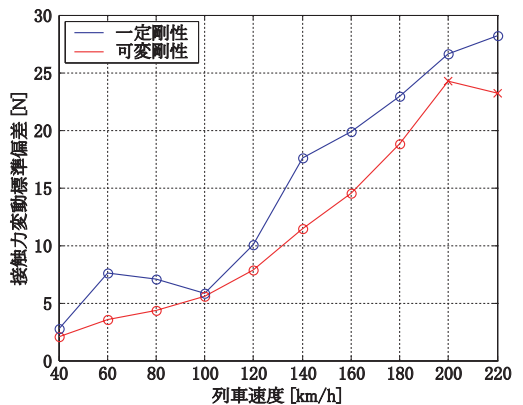


図11 各走行速度における接触力変動の標準偏差（き電ちょう架式架線）

数に対する追従振幅の和が最大となるように剛性を制御する等、可変方法の改善は今後の課題である。

3. 空気ばねを用いた可変剛性機構

3.1 可変剛性機構の概要

前述の剛性制御を可能とするために提案する可変剛性機構を図12(a)に示す。可変剛性機構は2個1組の小型の空気ばねで構成されている。2個の空気ばねのピストン部分を対向させるように上下に配置されている。空気ばねは、主に、気室の空気を密封するためのゴム製のダイヤフラム、ダイヤフラムの張出しを抑制するためのストップおよび本機構の荷重作用部であるピストンから成る。本機構の荷重-変位関係を調査するために試作した可変剛性装置を図12(b)に示す。剛に固定された枠組み(上板、下板および支柱)に空気ばねが上下に取り付けられている。使用される空気ばねは、パンタグラフへ

の取付けを考慮し直径40mm、高さ25mm(ピストン無負荷時)とした。本装置には、自立させるために4組の可変剛性機構を使用した。各空気ばねのピストンは荷重伝達板、荷重伝達棒と称する金属板と金属棒に接続されている。

上下に対向配置された空気ばねの気室体積 V_0 および空気圧 P_0 が中立位置において等しいとき1組の空気ばねに作用する荷重 F とピストン変位 x との関係は

$$F(x) = AP_0 \left\{ \left(\frac{V_0}{V_0 - Ax} \right)^\gamma - \left(\frac{V_0}{V_0 + Ax} \right)^\gamma \right\} \quad (2)$$

で与えられる²⁾。ここで、 A はピストンの断面積、 $\gamma(=1.4)$ は断熱指数である。ただし、ピストン変位に比例して気室体積が変化するものと仮定している。式(2)を $x=0$ 近傍でテイラー展開し、2階以上の高階微分項を無視し、 x の係数をこの装置の剛性 k とみなす。

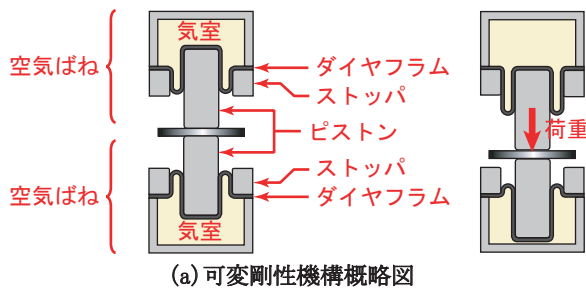
$$k = \frac{2\gamma A^2 P_0}{V_0} \quad (3)$$

式(3)より、この装置において空気圧あるいは気室体積を変えることで剛性を可変にできることがわかる。本報告では、空気圧制御による剛性可変方法を選択することとする。

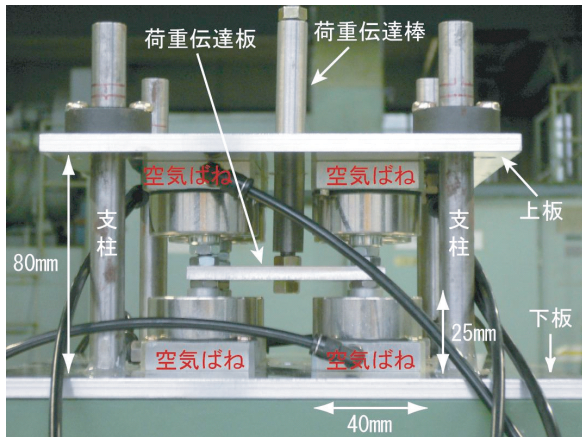
本装置における空気回路を図13に示す。コンプレッサからの圧縮空気はレギュレータにより必要な圧力まで減圧され、上下の空気ばねへ分岐される。レギュレータより下流には上下の空気ばね間での空気の流入・流出防止のためのストップバルブ、上下系の気室圧力をチェックするための圧力計がある。空気圧変更はストップバルブの手動による開閉によって行われる。なお、本装置に使用した空気ばねの耐圧は0.08MPaである。

3.2 変位復元力特性調査

本装置の空気圧変更による剛性変化を確認するために変位復元力特性を調査した。荷重伝達棒を加振器に取り付け、装置に強制変位を与えた状態で変位および復元力を測定した。変位は加振器出力から、復元力は荷重伝達棒と加振器との間に取り付けられたロードセルによって、それぞれ測定した。



(a) 可変剛性機構概略図



(b) 試作した可変剛性装置

図12 提案する可変剛性機構と試作可変剛性装置

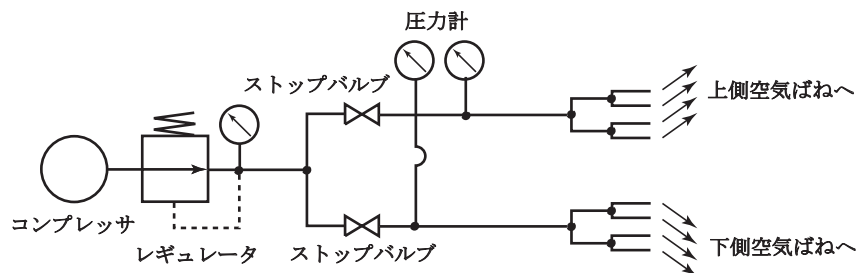


図13 可変剛性装置の空気回路

特集：電力技術

空気圧の変化による変位復元力特性への影響を図14に示す。加振周波数は0.1Hzである。調査した空気圧は0.00MPa, 0.02MPa, 0.04MPaおよび0.06MPaであり、空気ばねの圧力が0.08MPaを超えない範囲で試験を行った。なお、本報告で示す圧力は大気圧からの差圧とする。図14のように得られた変位復元力特性から最小二乗法によって求めた剛性と空気圧との関係を図15に示す。空気圧の増加に対してほぼ線形に剛性が増加していること

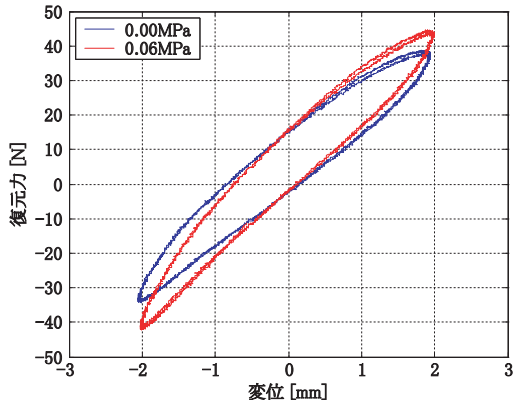


図14 空気圧の違いによる変位復元力関係の変化 (加振周波数0.1Hz)

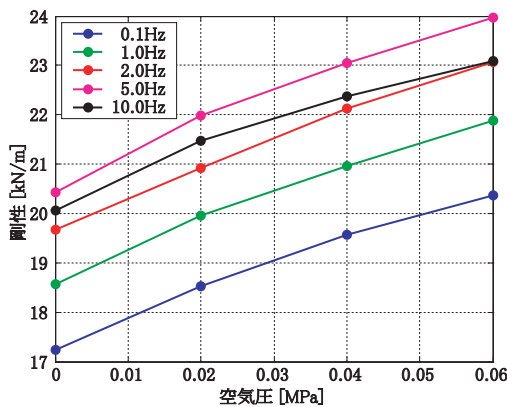


図15 空気圧と剛性の関係

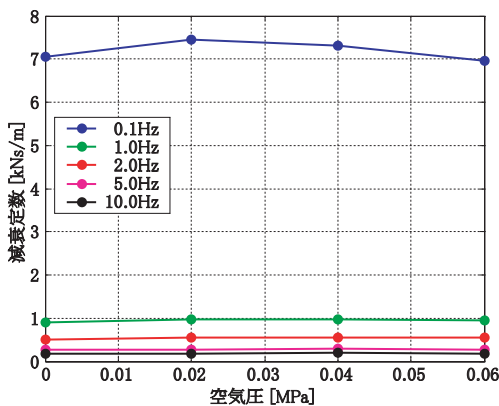


図16 空気圧と減衰定数の関係

がわかり、提案する可変剛性機構の基本動作が確認できた。しかし、剛性の変化量は3000N/m程度で現状では不十分であるが、今後改良を加え耐圧を向上させるなどの対策をとれば解決可能であると考えている。一方、本装置は気室を密閉しない状態でも部材のみによる約17000N/mもの剛性があり、剛性の変化量と比べて過大である。また、空気圧が同じ場合でも加振周波数が異なると剛性が異なる。これらは今後調査し改善すべき課題である。剛性と同様に求めた減衰定数(図16)は空気圧によらずほぼ一定であるが、加振周波数の増加に伴って減衰定数が減少し、高周波数になると減衰定数がある一定の値に収束する様子が分かる。これは空気ばねのピストン部分とゴム部材の摩擦に起因するもので、ピストンの移動速度が小さい場合には摩擦力が大きく働くためであると考えている。

4. おわりに

本報告では、パンタグラフの追従性能向上を図るためにパンタグラフの剛性要素に可変剛性機構を用いることを提案した。また、数値シミュレーションによって架線の運動も考慮に入れた可変剛性パンタグラフの追従性能への効果を検証した。さらに、その可変剛性機構を実現するために空気ばねを用いた機構を試作し、その基本動作の確認を行った。以下にその結果をまとめる。

- (1) 新幹線走行を模擬したシミュレーションでは、高速域において非常に良好な接触力変動の低減効果が認められ、可変剛性パンタグラフが有効であることが確認できた。ただし、在来線走行を模擬したシンプル架線に対するシミュレーションの結果からも分かるように、架線構造や走行速度によっては接触力変動の主要成分が異なるため、接触力変動の低減効果を得るためには、現象を把握した上でのターゲット周波数の決定が重要である。剛性の可変方法の最適化については今後の課題である。
- (2) 試作した可変剛性機構は、空気圧を変えることによって剛性を可変にすることができる。ただし、現状では剛性変化量が不十分であるため、改良が必要である。

文献

- 1) 真鍋克士：「架線道」で集電系の弱点を再現する, RRR, 55巻3号, pp.23-25, 1998
- 2) 飯田一嘉ら：現場実務者と設計者のための実用騒音・振動制御ハンドブック, エヌ・ティー・エス, pp.471-478, 2000年