

可変剛性ばねによるパンタグラフの動特性制御

山下 義隆* 池田 充*

Dynamic Characteristics Control of Pantographs Using Variable Stiffness Springs

Yoshitaka YAMASHITA Mitsuru IKEDA

The authors proposed a new technique to improve current collection performance of pantographs. In this technique, the pantograph springs are replaced with variable stiffness springs. The stiffness of the variable stiffness spring is controlled so that the peak frequency of the compliance characteristics is consistent with the dominant disturbance frequency from overhead contact lines to pantograph. From some numerical simulation results, the technique has been appropriate to be effective. In this report, the authors present the second prototype of variable stiffness spring which has extended variability of the stiffness, and some experimental results of the stiffness control using the pantograph with the prototype spring.

キーワード：パンタグラフ，集電性能，可変剛性ばね，追従振幅，空気ばね，接触力変動

1. はじめに

著者らは、パンタグラフの集電性能向上手法として、パンタグラフの復元ばねを可変剛性ばねに置き換え、走行速度に応じて可変剛性ばねの剛性制御を行うことを提案している。パンタグラフの追従振幅曲線において極大値をとる周波数を架線の代表凹凸周波数に一致させるように可変剛性ばねの剛性を制御することによって、接触力変動が低減するというを数値シミュレーションにより確認している¹⁾。本報告では、既報告で紹介した可変剛性ばねと比べて剛性変化範囲を拡大させた新たな試作品を紹介し、その基本特性に関する調査結果を示す。また、試作した可変剛性ばねを実機パンタグラフに組込み、パンタグラフの動特性制御を行った結果を示す。

この周波数とパンタグラフの追従振幅曲線のピーク周波数を一致させることによって集電性能を向上させることが可能であることを数値シミュレーションによって確認

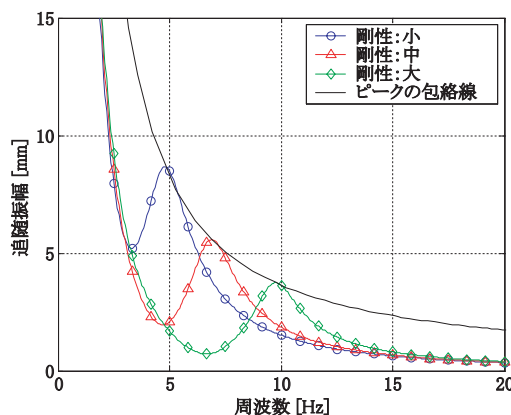


図1 パンタグラフの復元ばねの剛性と追従振幅特性の関係（2元系パンタグラフ）

2. パンタグラフの剛性制御方法

パンタグラフのばね要素の剛性を可変にすることによって、パンタグラフの追従振幅のピーク周波数を自在に制御することができる。図1は、パンタグラフの復元ばねの剛性の違いによる追従振幅曲線の変化および復元ばねの剛性を連続的に変化させた場合の追従振幅曲線のピーク周波数が描く軌跡を示したものである。カテナリ架線の代表的な凹凸がハンガ間隔などの架線設備の架設周期 (L [m] とする) によって決まると仮定し、パンタグラフの走行速度が V [m/s] のとき、パンタグラフへの強制変位の周波数は $f = V/L$ [Hz] で表される。著者らは、

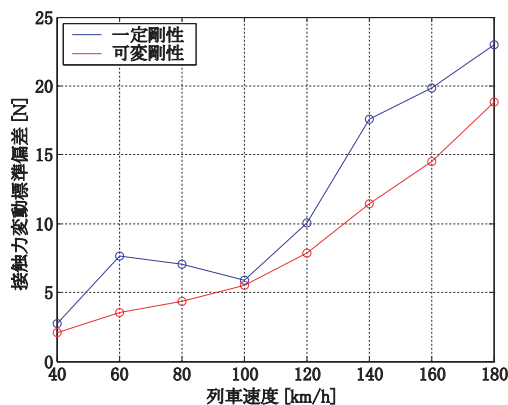


図2 列車速度と接触力変動との関係（き電ちょう架式架線走行シミュレーション）

* 鉄道力学研究部（集電力学）

特集：鉄道力学

している。図2は、き電ちよう架式架線を2元系パンタグラフが走行する際の接触力変動を復元ばねの剛性を変えた場合と、一定に保った場合とについて示したものである。図2から、速度に応じて剛性を変化させることによって接触力変動が低減され、集電性能が向上している様子がわかる。このような制御方法を採用する場合、制御される剛性の目標値は走行速度によってのみ決まるため、単純な回路によって制御系を実現することが可能である。

3. 可変剛性ばねの構成

3.1 概要

ここで、提案する可変剛性ばねは2個1組の小型の空気ばねで構成する(図3)。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する。初期状態では、可変剛性ばねの可動部が中立位置($x=0$)にあるとすると、可動部に作用する力 F と可動部変位 x の関係は、近似的に次式で表される。この場合、上下の空気ばね圧力および空気ばね体積がともに等しく、それぞれ P_0 および V_0 とする。

$$F = \frac{2\gamma A^2 P_0}{V_0} x \quad (1)$$

ここで、 A は可動部が気室から受ける圧力の受圧面積である。また γ はポリトロープ指数で、空気ばね内の気体が可動部の変位によって断熱変化する場合は $\gamma=1.4$ で与えられる。式(1)より、中立位置における空気ばね圧力 P_0 を変えることによって剛性を可変にできることがわかる。

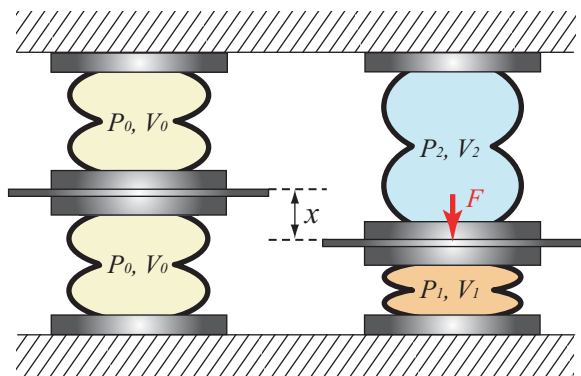


図3 可変剛性ばね概略図

3.2 1次試作品

試作した1次試作品を図4に示す。1次試作品は小型のベロフラム型空気ばねを組み合わせて使用するものであり、空気ばね一つ当りの寸法は幅40mm、奥行き40mm、高さ25mmである。図4は空気ばねを4組並列に使用した場合の例を示している。空気ばね耐圧は、ゴム部材の強度でほぼ決まり、0.08MPaである。なお、本報告で示す圧力は全て大気圧からの差圧である。

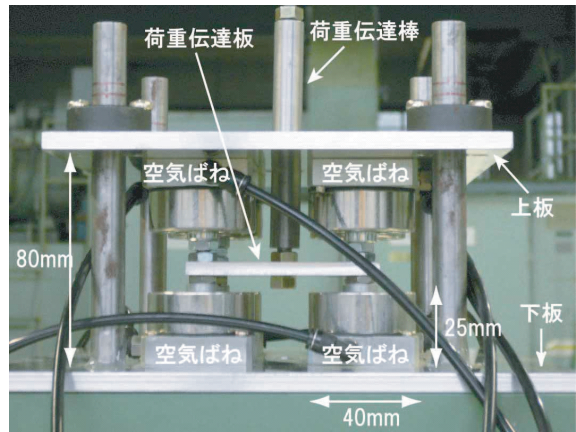


図4 1次試作品

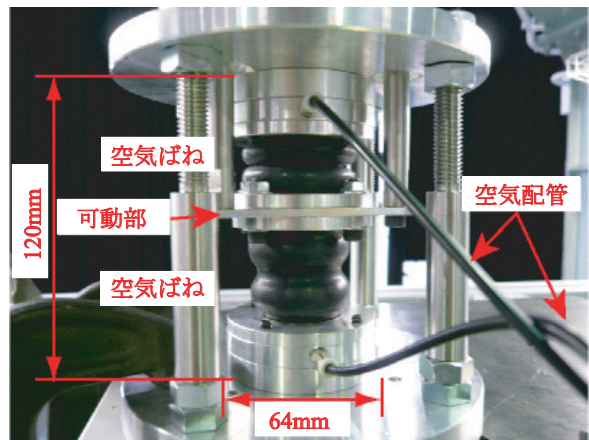


図5 2次試作品

3.3 2次試作品

試作した2次試作品を図5に示す。2次試作品は1次試作品と比べやや寸法の大きなベロー型空気ばねを使用している。これは、1次試作品に比べてゴム部材の厚みを増したためであるが、パンタグラフに組込み可能な範囲であると考えている。ゴム部材の厚みを増すことによって、空気ばねの耐圧を1次試作品の耐圧0.08MPaから0.20MPaまで向上させることができた。ここで、2次試作品の空気ばねの大気開放時の初期状態における気室体積 V_0 は $23.6 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 、受圧面積 A は $49.1 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ である。

3.4 基本特性調査

2次試作品の可変剛性ばねの基本特性を調査するために、変位-復元力特性調査試験を行った。試験の概略図を図6に示す。加振機のヘッド部分と可変剛性ばねの可動部はロードセルを介して剛に接続されており、加振機の変位計によって可動部変位を、ロードセルによって可変剛性ばねの復元力を測定している。上下の空気ばねには可変剛性ばねの可動部が中立位置で停止している状態でコンプレッサからの圧縮空気が送られる。コンプレッサと空気ばねの間には、任意の空気圧に設定するためのレギュレータバルブおよび上下空気ばねの空気ばねを密

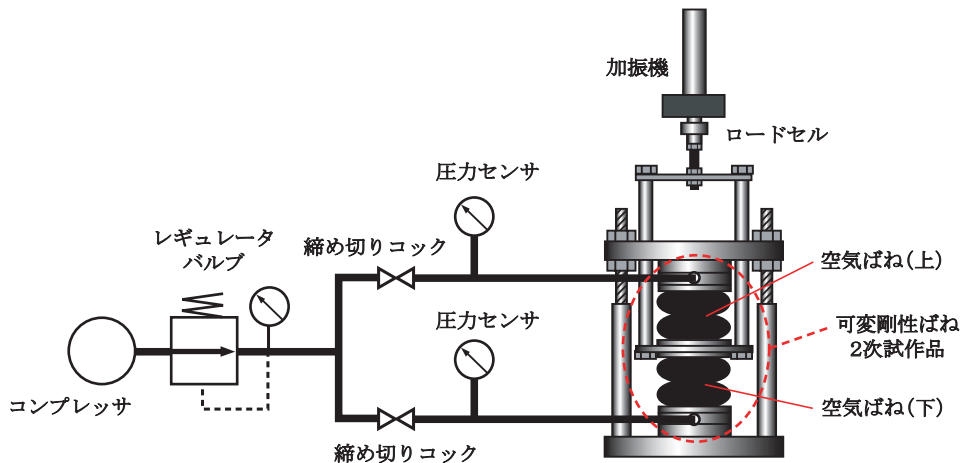
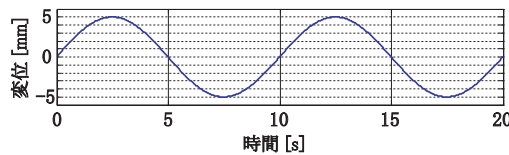
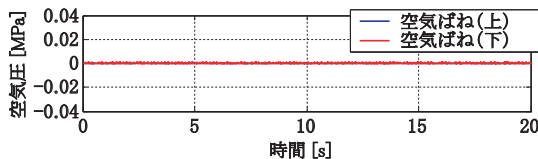


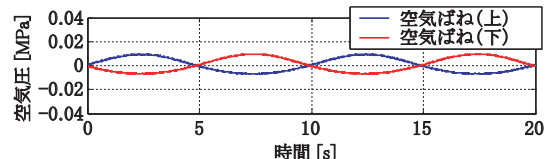
図6 変位-復元力特性調査試験概略図



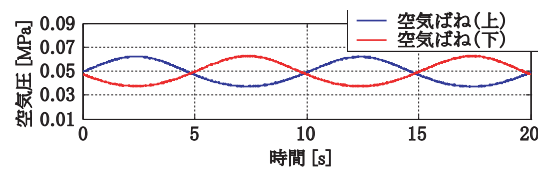
(a)加振変位



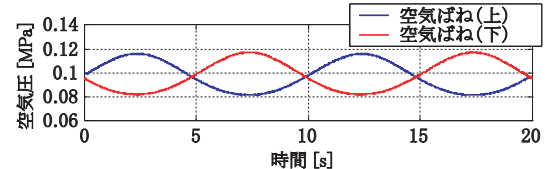
(b)大気開放状態



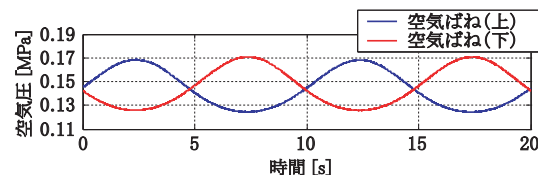
(c)レギュレータバルブ設定圧力:0.00MPa



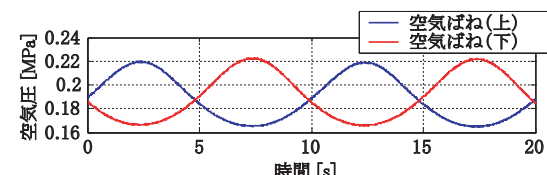
(d)レギュレータバルブ設定圧力:0.05MPa



(e)レギュレータバルブ設定圧力:0.10MPa



(f)レギュレータバルブ設定圧力:0.15MPa



(g)レギュレータバルブ設定圧力:0.20MPa

図7 可変剛性ばねの変位による空気ばね圧力の変化

閉するための締め切りコックが配置されている。また、上下の空気ばねの圧力を測定するために圧力センサがそれぞれ取り付けられている。

加振振幅5mm、加振周波数0.1Hzで可変剛性ばねを加振した場合の可変剛性ばねへの変位入力を図7(a)、上下空気ばねの空気圧を図7(b)から(g)に示す。図7(b)は締め切りコックおよびレギュレータバルブを開放状態にし、空気ばね内の圧力を大気圧と等しくした場合の圧力変動を示している。大気との連通により、空気の圧縮・膨張による反力は生じず、圧力センサによるは大気圧との差圧は零を示し続ける。図7(c)から(g)は、図6に

示すレギュレータバルブによって設定した圧力の空気を空気ばねに送り、締め切りコックを閉じ、空気ばねとして空気を封入した場合の圧力変動を示している。この場合、図7(a)の加振条件により、空気ばねには圧縮・膨張による反力が発生する。上下の空気ばね圧力が等しい場合、上下の空気ばねそれぞれに発生する反力が互いに打ち消しあうため反力を発生しない。また、この状態が可変剛性ばねの初期状態であるため、図7に示す上下の空気ばね内の圧力変動を示す曲線の交点とレギュレータバルブ設定圧力は一致するはずである。しかし、レギュレータバルブの設定圧力が増加するに従って、上下空気

特集：鉄道力学

ばねの圧力の変動曲線の交点が設定圧力からずれている様子が確認できる。これは、なんらかの原因によって、初期状態における空気ばね内の圧力がレギュレータバルブ設定圧力通りになっていないことを意味するが、この原因については今後の調査が必要である。表1にレギュレータバルブ設定圧力と、圧力センサによって測定された各出力の交点つまり初期状態の圧力実測値を示す。また、レギュレータバルブ設定圧力が増加するにしたがって空気ばね圧力と設定圧力との差が大きくなる事が分かる。

図8に加振機の変位計とロードセルによって測定した可変剛性ばねの変位と復元力との関係を示す。大気開放状態で復元力が発生しているのは、ゴム部材がばね要素として作用しているためであると考えられる。締め切りコックを閉じ、空気の圧縮・膨張による反力を利用する場合にも、このゴム部材による反力が加わっているもの

表1 レギュレータバルブ設定圧力と実測圧力 (MPa)

レギュレータバルブ設定圧力	実測圧力
0.00	0.0001
0.05	0.0479
0.10	0.0971
0.15	0.1442
0.20	0.1868

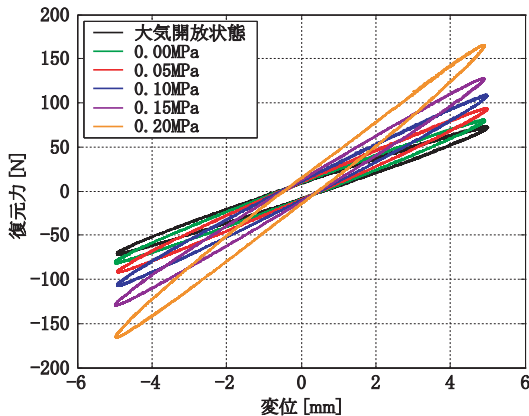


図8 空気圧による変位と復元力との関係

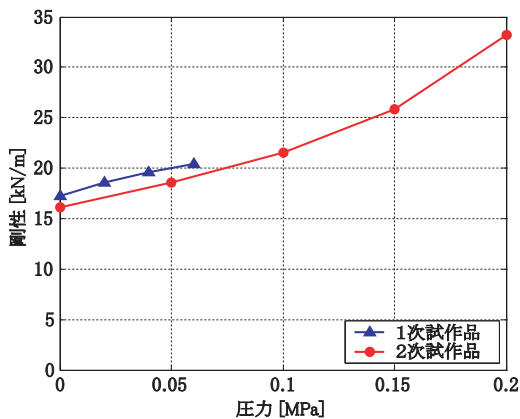


図9 空気圧による圧力と剛性との関係

と考えられる。空気ばねの圧力増加に伴い、変位-復元力関係の傾き、つまり剛性が増加している様子が分かる。

次に各空気圧に対して得られた変位-復元力関係から最小二乗法によって求めた剛性を空気圧に対してプロットした結果を図9に示す。比較のために1次試作品についても同様にプロットする。ただし、1次試作品については、可変剛性ばねを4つ並列に使用した結果である。この図より、耐圧を向上させた結果、剛性の变化範囲を大幅に拡大できていることがわかる。

3.5 可変剛性ばねを構成する各要素の剛性への寄与

上述の締め切りコックおよびレギュレータバルブを連通して空気ばね内の空気圧を大気開放状態にした場合における可変剛性ばねの剛性は、上下の空気ばねの差圧が常に零であるため、空気の圧縮・膨張による剛性が生じない。また、図7の圧力センサの出力結果より、上下の空気ばねの差圧が生じた場合、空気の圧縮・膨張のみによる剛性を算出することが可能である。これにより、空気とゴム部材の受け持つ剛性を分離して評価することが可能である。

図7の上側空気ばねと下側空気ばねの圧力センサの各出力から

$$F_{air} = A(P_1 - P_2) \tag{2}$$

によって求めた復元力 F_{air} と変位の関係から最小二乗近似によって剛性を求めた結果と、大気圧 P_{atm} を0.10MPaと仮定して式(1)を用いて剛性を求めた計算結果を図10に示す。ただし、この際、式(1)における P_0 は上下の空気ばねの圧力センサの各出力の交点(つまり、表1の実測圧力)と大気圧 P_{atm} の和としている。また、圧力センサの測定結果から求めた剛性および計算により求めた剛性には、ロードセルの測定結果から求めた大気開放状態における剛性を加算している。これは、大気開放状態における剛性がゴム部材の剛性を表わしており、締め切りコックを閉じた状態では、このゴム部材の剛性に加え空

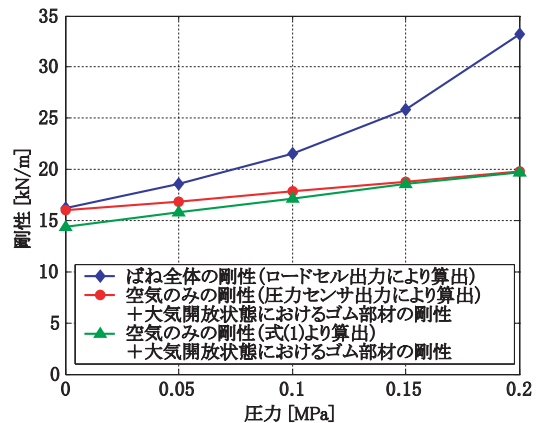


図10 可変剛性ばね構成要素の剛性

気による剛性のみが加算されるという仮定のもとにプロットしたものである。しかし、同図に示すロードセルの測定結果から求めた剛性と圧力センサの測定結果から求めた剛性は、空気圧の増加とともに差が大きくなる。このことから、空気圧の増加に伴ってゴム部材の剛性も変化すると考えられ、その寄与は空気のみとの剛性と比べると大きい。一方、圧力センサの測定結果から得られる空気のみとの剛性と計算結果とは比較的よく一致していた。

4. パンタグラフの動特性制御

4.1 加振試験

図11に示すように2次試作品の可変剛性ばねを下枠交差型パンタグラフに組み込み、可変剛性ばねの空気圧を変更することによる動特性の変化を調査した。試験では、架線を模擬した加振機の下に可変剛性ばねを実装したパンタグラフを設置し、32Hzまでの周波数成分を含む擬似ランダム波によってパンタグラフ舟体を強制変位加振した。加振機と舟体はロードセルを介して剛に結合されており、前章の基本特性調査試験と同様、加振機の変位計により舟体変位（加振変位）を、ロードセルにより接触力をそれぞれ測定した。

測定された舟体変位および接触力をそれぞれ $x(t)$ および $f_c(t)$ とする。これらのフーリエ変換を $X(\omega)$ および $F_c(\omega)$ とし、振動系の周波数応答の一つであるコンプライアンスを求める。コンプライアンス $C(\omega)$ は次のように定義される。

$$C(\omega) = \frac{X(\omega)}{F_c(\omega)} \quad (3)$$

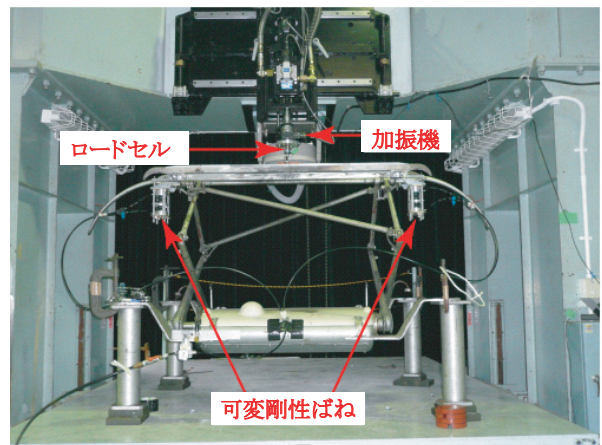
可変剛性ばねの空気圧を変更する、つまり剛性を変更することによるコンプライアンスの変化を調査した結果を図12に示す。また、パンタグラフの追従振幅を $X_c(\omega)$ 、静押上力を F_0 とすると、追従振幅とコンプライアンスの間には次のような関係が成り立つ。

$$X_c(\omega) = F_0 |C(\omega)| \quad (4)$$

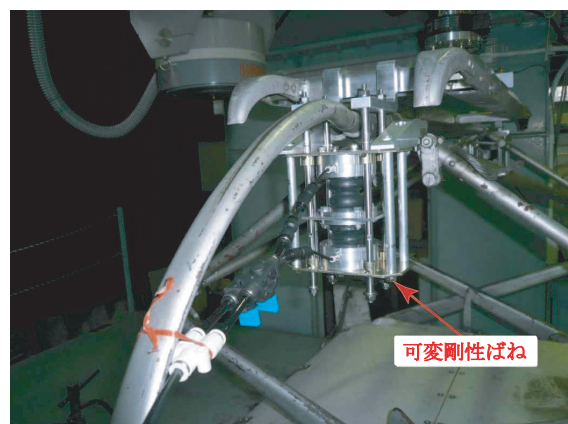
ただし、パンタグラフは線形の振動系であるとする。したがって、剛性の変化によるコンプライアンスの変化を確認することは、追従振幅の変化を確認することと等価である。図12より、可変剛性ばねの剛性を変化させることによって追従振幅のピークおよび谷の出現周波数が変化していることがわかり、1章で述べたような追従振幅制御が可能であることを示している。

4.2 計算結果との比較

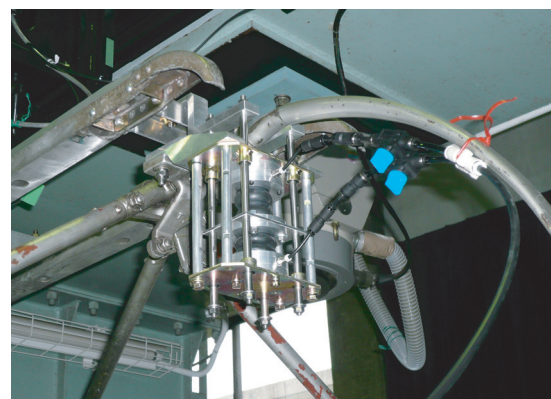
可変剛性ばねを組み込んだパンタグラフの舟体質量および枠組み質量の公称値6.8kgおよび8.5kgと、図9で得られた各空気圧に対する可変剛性ばねの剛性値を用いて



(a) パンタグラフ全体図(加振試験の様子)



(b) 可変剛性ばね取り付け部詳細(その1)



(c) 可変剛性ばね取り付け部詳細(その2)

図11 可変剛性ばねのパンタグラフへの実装

追従振幅を求め、式(3)よりコンプライアンスを求めた結果（計算結果）、実測結果と比較したものを図13に示す。実測結果はマーカーで示しており、図12のデータ点数よりも間引いて示している。なお、パンタグラフには可変剛性ばねが2個取り付けられているため、計算結果のために用いる剛性値は図9で得られた剛性値を2倍している。また、可変剛性ばねと並列に作用する減衰要素およびパンタダンパそれぞれの減衰定数は40Ns/mおよび70Ns/mと仮定した。静押上力は54Nである。計算結

特集：鉄道力学

果と実測結果を比較すると、空気圧が比較的低い0.10MPa以下の場合には両者はよく一致していることがわかる。しかし、空気圧が0.20MPaの場合には計算結果と実測結果が一致しなかった。このことから、耐圧付近での使用を除けば、事前の剛性測定値によって、所望のコンプライアンスを得るために必要な空気圧を見積もることが可能であるといえる。

本可変剛性ばねは、耐圧近くの前力で使用すると、ゴム部材の膨張が大きくなり、ゴム部材の形状が著しく変化し始める。また、ゴム部材の剛性は周波数および変形量に依存することが知られており²⁾、こうした部材の幾何学的変化による剛性変化や材料非線形性による影響も考えられるが、詳細については今後調査が必要である。

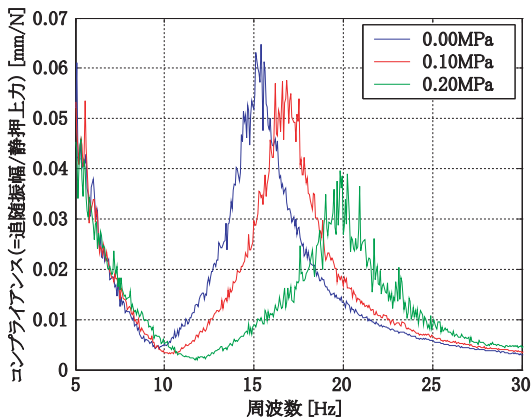


図12 コンプライアンス制御

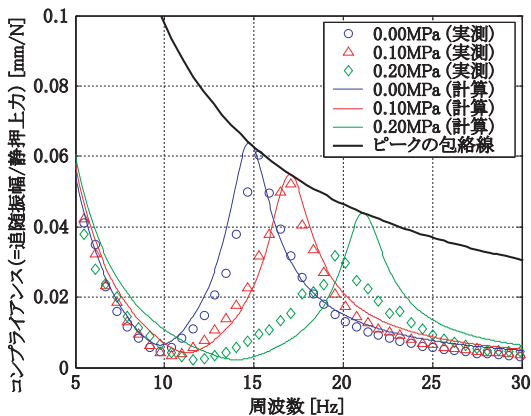


図13 コンプライアンス制御
(実測値と計算値との比較)

5. まとめ

本報告では、既報告¹⁾で紹介したパンタグラフの追随性能向上手法を実現するための可変剛性ばねの2次試作品の紹介およびこれをパンタグラフに実装することによる追随振幅制御の可能性を調査するための加振試験結果を示した。

試験の結果、2次試作品の可変剛性ばねは、1次試作品と比べて耐圧を向上させたことにより、剛性変化範囲が大幅に拡大された。ただし、剛性を負担する要素はゴム部材と空気とに分けられ、ゴム部材の寄与が比較的大きいこともわかった。

また、2次試作品をパンタグラフに実装し、パンタグラフ舟体における接触力に対する舟体変位の伝達関数であるコンプライアンスを可変剛性ばねの剛性を制御することによって制御できる可能性があることを確認した。

今後は、実際の架線設備との摺動状態で可変剛性ばねを実装したパンタグラフの走行試験を行い、追随性能の確認を行う予定である。

文献

- 1) 山下義隆, 池田充, 「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」, 鉄道総研報告, 22巻, 12号, 23-28, 2008
- 2) 柴田耕一ら, 「ゴムの振動特性に関する研究(周波数および変位振幅依存型の非線形振動特性)」, 日本機械学会論文集(C編), 59巻, 564号, 2408-2414, 1993