

インピーダンス制御を適用したパンタグラフのアクティブ制御

山下 義隆* 池田 充 (鉄道総研)

増田 新 射場 大輔 曾根 彰

福田 一作 上田 泰佑 中野 正喜 (京工繊大)

Active Control of Pantograph by Impedance Control

Yoshitaka Yamashita*, Mitsuru Ikeda, (Railway Technical Research Institute)

Arata Masuda, Daisuke Iba, Akira Sone,

Kazusaku Fukuda, Taisuke Ueda, Masaki Nakano, (Kyoto Institute of Technology)

The authors have been studying on the actively controlled pantograph to suppress contact force between the pantograph and the overhead contact catenary. We propose a new method applying the impedance control law. The impedance controller makes it possible that the actuator imitates a Maxwell damper and produces a corresponding restoring force. This enables us to control the dynamic characteristics of the pantograph and to reduce the contact force fluctuation if the virtual Maxwell damper parameters are correctly tuned. This paper presents the analytical investigation and the experimental verification of the proposed control method.

キーワード：パンタグラフ、アクティブ制御、接触力、インピーダンス制御

(Keywords: Pantograph, Active Control, Contact Force, Impedance Control)

1. はじめに

電気鉄道のパンタグラフが架線と良好な接触状態を維持するためには、両者の間に作用する接触力変動を適正範囲内に抑える必要がある。過大な接触力は、架線の押上量基準値の超過や架線やパンタグラフ部材への摩耗を引き起こし、接触力が零となるとパンタグラフは架線から離線し、その際に生じるアークが架線やパンタグラフ部材の損耗を促進するためである。パンタグラフの接触力変動の要因には、架線の周期的構造に起因した等価剛性の変動、架線に伝播する波動の反射、パンタグラフに作用する空気力等が挙げられるが、パンタグラフにはこれらの影響を最小限に抑えて接触力を一定に保つ能力が要求される。

著者らは、上記の問題を解決する方法としてアクティブ制御技術をパンタグラフへ適用し、架線・パンタグラフ間の接触力変動低減に関する研究を実施している⁽¹⁾⁽²⁾。この研究では、接触力を直接測定して PID 制御器にフィードバックしている。制御に必要なアクチュエータは、電気絶縁性を考慮して、空気圧アクチュエータの使用を前提としている。また、アクチュエータの設置スペースの制約により、接触力が直接作用する舟体直下にアクチュエータを設置するのではなく、枠組の基部にアクチュエータを設置し、枠

組の運動を介して接触力作用部に制御力を伝達する構造となっている。このため、制御系の応答速度が十分ではない場合には、接触力を直接フィードバックする制御方法では、接触力変動に含まれる高周波数成分によって制御系が不安定になりやすい。高周波数成分の接触力変動を除去するためにローパスフィルタを適用しても、信号の遅れを増大させてしまうため、有効な対策とはならない。このため、接触力変動周波数に 2Hz 程度以上の卓越成分がある場合には単純な PID 制御では制御効果に限界があった。

本論文では、アクチュエータの種類や設置位置などのハードウェアは変更せずに接触力変動の制御周波数拡大を図る方法としてインピーダンス制御⁽³⁾を用いた接触力のアクティブ制御手法を提案する。

2. 追従振幅

パンタグラフ追従性能の評価指標の一つに追従振幅がある。追従振幅は、正弦波状の凹凸を持つ剛体電車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最大の凹凸振幅を意味する。パンタグラフの運動モデルはしばしば図 1 のように複数の質点とそれらを連結するばね・ダッシュボッドで表現される。図 1 のモデルに対する運動方程式は、

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) = -f_c \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 \dot{x}_2 + k_1 (x_2 - x_1) = P_0 \end{cases} \quad (1)$$

である。ただし、 m_1 、 m_2 はそれぞれ、舟体および枠組に対応する質量を表わす。これらの質点の変位をそれぞれ x_1 、 x_2 とする。 k_1 はこれらの質点を連結する剛性要素であり、 c_1 なる減衰要素を並列に付加している。 c_2 はパンタグラフダンパによる減衰要素である。 P_0 は押上機構による一定の押上力を表し、これを静押上力という。また、 f_c は接触力である。運動方程式(1)より追従振幅を求めると、

$$H(\omega) = \sqrt{\frac{N(\omega)}{D(\omega)}} P_0 \quad (2)$$

$$N(\omega) = (\omega^2 - \omega_{12}^2)^2 + (\phi_{12} + \phi_2)^2 \omega^2$$

$$D(\omega) = m_1^2 \omega^2 \left[\omega^2 \{ \omega_0^2 - (\omega_0^2 + \phi_1 \phi_2) \}^2 + \{ (\phi_1 + \phi_{12} + \phi_2) \omega^2 - \omega_1^2 \phi_2 \}^2 \right]$$

を得る。ここで、 $\omega_0 = \sqrt{(m_1 + m_2)k_1 / (m_1 m_2)}$ 、 $\omega_1 = \sqrt{k_1 / m_1}$ 、 $\omega_{12} = \sqrt{k_1 / m_2}$ 、 $\phi_1 = c_1 / m_1$ 、 $\phi_2 = c_2 / m_2$ 、 $\phi_{12} = c_1 / m_2$ である。追従振幅は、パンタグラフの運動モデルにおける最上部の質点の自己コンプライアンスに静押上力 P_0 を乗じたものに等しい。図2に追従振幅曲線の一例を示す。主に質量 m_1 および m_2 あるいは剛性 k_1 によって追従振幅のピーク周波数

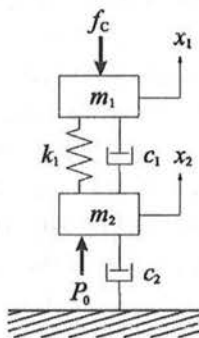


Fig.1 Dynamic model of pantograph

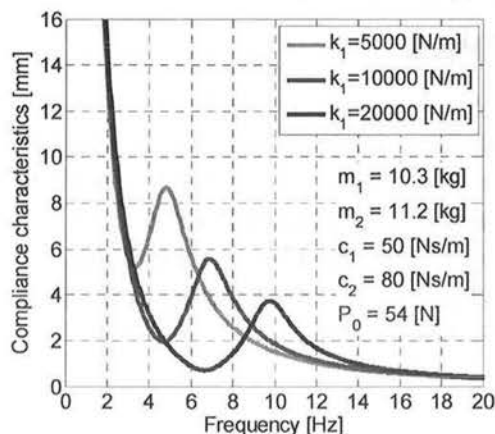


Fig.2 Compliance characteristics of pantograph

や谷の周波数など特徴的な周波数が決まる。コンプライアンスは力に対する変位の伝達関数であり、コンプライアンスが大きな値をとる、つまり追従振幅が大きな値をとるほど、その周波数で舟体を一定振幅で加振したときの接触力応答が小さくなる。

3. インピーダンス制御による接触力変動低減

インピーダンス制御は、制御対象が外部環境との機械的な相互作用を受けるような場合に、所望の機械インピーダンスを制御対象と外部環境との間に持たせるように制御力を与えるような制御方法である⁽³⁾。制御対象に取り付けられたアクチュエータは、所望の機械インピーダンスを実現するための仮想的な機械要素（剛性要素や減衰要素など）として振る舞うように制御力を発生する。パンタグラフに作用する接触力の主要な変動周波数をターゲット周波数とし、インピーダンス制御によって、ターゲット周波数において追従振幅を大きくするような仮想的な機械要素を導入することで、接触力変動を低減させる。これは、ターゲット周波数で機械インピーダンスを小さくすることと等価である。

本研究では、アクチュエータを減衰要素 c_2 と並列に装備した場合について検討する。アクチュエータによって実現する機械要素は、図3の点線内に示すような剛性要素と減衰要素を直列に結合したマクスウェル型減衰要素とする。これにより、単純なばね要素のみの導入による低周波数領域での追従振幅の減少を緩和することができ、さらに追従振幅のピーク周波数をある程度可変にすることができる。図3に示すアクティブ制御パンタグラフの運動モデルに対する運動方程式は、

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) = -f_c \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 \dot{x}_2 + k_1 (x_2 - x_1) + k_v (x_2 - x_v) = P_0 \\ c_v \dot{x}_v + k_v (x_v - x_2) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

である。ただし、 c_v 、 k_v はそれぞれ仮想的な減衰要素および剛性要素に対応する定数であり、 x_v はこれらの仮想的な機械要素の結合点における変位である。アクチュエータによる制御力 f_A は、

$$f_A = k_v (x_v - x_2) \quad (4)$$

であり、 x_v は

$$\dot{x}_v = -\frac{k_v}{c_v} (x_v - x_2) \quad (5)$$

によって制御器内で計算される。したがって、制御のために必要な状態量は枠組変位 x_2 のみである。式(3)より、インピーダンス制御を適用したパンタグラフの追従振幅は、

$$H_c(\omega) = \sqrt{\frac{N_c(\omega)}{D_c(\omega)}} P_0 \quad (6)$$

$$\begin{aligned}
N_C(\omega) &= \{(\phi_{12} + \phi_2)\omega^2 + (\omega^2 - \omega_{12}^2)\omega_v\}^2 \\
&\quad + \omega^2 \{(\omega^2 - \omega_{12}^2) - (\phi_{12} + \phi_2 + \phi_v)\omega_v\}^2 \\
D_C(\omega) &= m_1^2 \omega^4 \left[\omega^2 - (\omega_0^2 + \phi_1 \phi_2 + \phi_1 \phi_v) \right] \omega_v \\
&\quad + \{(\phi_1 + \phi_{12} + \phi_2)\omega^2 - \omega_1^2 \phi_2\}^2 \\
&\quad + m_1^2 \omega^2 \left[\omega^4 - (\omega_0^2 + \phi_1 \phi_2)\omega^2 \right] \\
&\quad + \{-(\phi_1 + \phi_{12} + \phi_2 + \phi_v)\omega^2 + \omega_1^2(\phi_2 + \phi_v)\} \omega_v \}^2
\end{aligned}$$

となる。ここで、 $\omega_v = k_v/c_v$ 、 $\phi_v = c_v/m_2$ である。ターゲット周波数に追随振幅のピーク周波数を一致させるような制御を行うために、図 3 のモデルの追随振幅のピーク周波数を求める必要がある。簡略化のため、ピーク周波数の算出には、図 4 の近似モデルを用いることとする。図 4 のモデルに対する追随振幅は、

$$H'_C(\omega) = \left| \frac{(k_1 + k_v) - m_2 \omega^2}{m_1 m_2 \omega^4 - (m_1 k_1 + m_1 k_v + m_2 k_1) \omega^2 + k_1 k_v} \right| P_0 \dots (7)$$

となる。したがって、追随振幅のピーク周波数 ω_p は、

$$\omega_{p\pm} = \sqrt{\frac{(m_1 k_1 + m_1 k_v + m_2 k_1) \mp \sqrt{(m_1 k_1 + m_1 k_v + m_2 k_1)^2 - 4 m_1 m_2 k_1 k_v}}{2 m_1 m_2}} \dots (8)$$

となる。したがって、所望の周波数 ω_t に追随振幅のピークを出現させるための仮想剛性 k_v は、

$$k_v = \frac{m_1 m_2 \omega_t^4 - (m_1 + m_2) k_1 \omega_t^2}{(m_1 \omega_t^2 - k_1)} = \frac{m_2 \omega_t^2 (\omega_t^2 - \omega_0^2)}{(\omega_t^2 - \omega_1^2)} \dots (9)$$

で近似的に求められる。図 5 に式(8)のピーク周波数 $\omega_{p\pm}$ を仮想剛性 k_v の関数として示す。図中において、 $\omega_2 = \sqrt{(k_1 + k_v)/m_2}$ である。式(8)および図 5 より、 $k_v \geq 0$ であれば物理的に意味のある ω_p の値は 2 つとなり、 $k_v < 0$ であれば 1 つとなる。後者は、 $\omega_1 < \omega_t < \omega_0$ なる周波数にターゲット周波数を設定しようとする場合に起こる。図 6 にアクティブ制御パンタグラフの追随振幅を示す。計算に用いたパラメータは図 2 中に示した値および $k_1 = 10000$ [N/m] で

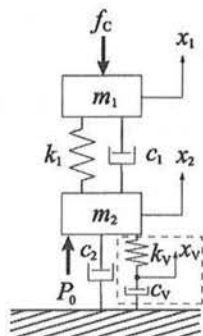


Fig.3 Dynamic model of active controlled pantograph

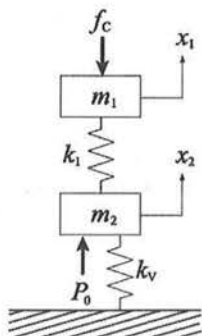


Fig.4 Approximated dynamic model of active controlled pantograph

あり、図 6(a)では仮想減衰を $c_v = 2400$ [Ns/m] と固定し、ターゲット周波数、つまり仮想剛性を変化させた場合の追随振幅の変化、図 6(b)ではターゲット周波数を 3Hz とした場合の $k_v = 9858$ [N/m] を固定し、仮想減衰を変化させた場合の追随振幅の変化をそれぞれ示している。図 6(a)では、前述のように、ターゲット周波数を $\omega_t < \omega_0$ と設定した場合には追随振幅のピーク周波数はターゲット周波数ただ 1 つとなっている。また、ターゲット周波数を $\omega_t > \omega_0$ と設定

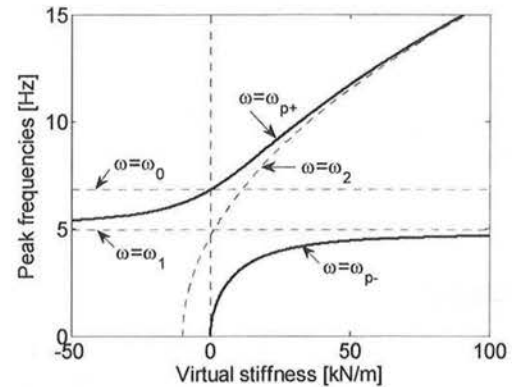
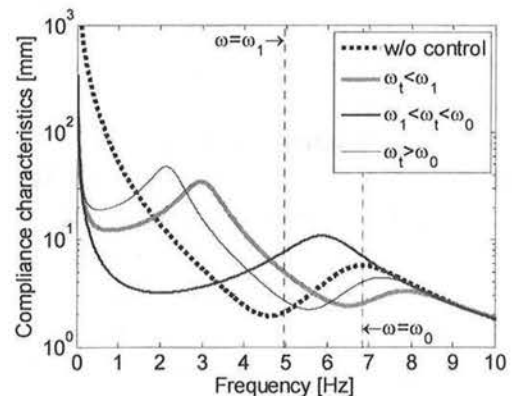
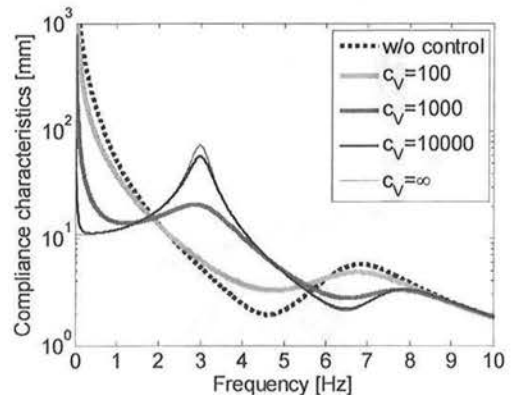


Fig.5 Peak frequencies ω_p as a function of virtual stiffness k_v



(a) Compliance characteristics dependence on target frequency



(b) Compliance characteristics dependence on c_v
Fig.6 Compliance characteristics of the active pantographs

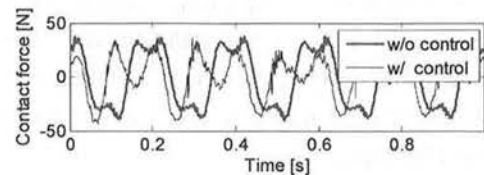
した場合、ターゲット周波数において追従振幅値は制御なしの場合よりも小さくなっていることが分かる。本論文では割愛するが、完全に非減衰な系 $c_1 = c_2 = 0$ であれば、あらゆる周波数帯域において制御を行うことで接触力変動が増加することはないということを数式上で示すことができる。しかし、詳細な議論は今後の課題とするが、減衰要素 c_1 や c_2 がある程度大きくなると、 $\omega_i > \omega_0$ なる周波数でターゲットを設定しても制御によって追従振幅を増大させられなくなるという場合が確認されている。また、図 6(b)において、仮想減衰が小さい $c_v = 100$ [Ns/m] の場合、ターゲット周波数にピークが現れていないことが分かる。したがって、仮想減衰をある程度大きな値に設定しなければ制御効果が得られないと考えられる。これは、仮想減衰が零で制御なしの状態と等価であることから明らかである。ただし、仮想減衰を大きくし過ぎると、図 4 のモデルと等価となり、直流成分付近の追従振幅値が非常に小さくなる。

4. 加振試験

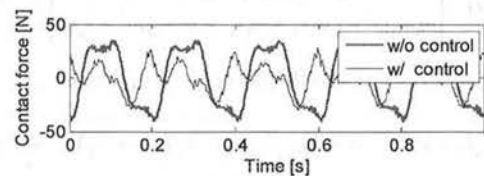
エアシリンダを搭載した実機パンタグラフの舟体に強制変位加振を行い、インピーダンス制御ありおよび制御なしの場合における接触力変動を測定した。図 7 に試験概要を示す。3章で述べたように、本手法に必要なフィードバック信号は枠組変位のみであり、枠組変位はレーザー変位計によって測定され、インピーダンス制御器内で演算を行う。インピーダンス制御器からの出力（指令電圧）はサーボアンプを介して指令電流としてエアシリンダに入力される。エアシリンダには約 0.5MPa の圧縮空気を供給している。また、強制変位加振入力信号（=舟体変位）を加振機に内蔵の変位センサで測定し、接触力は加振機と舟体間に設置されたロードセルによって測定した。データ収録および制御演算のサンプリング周波数は 1000Hz である。

図 8 に試験結果の一例として、加振振幅 2mm、加振周波数 5Hz に対する接触力応答の時系列波形を示す。図 8(a) はターゲット周波数を 5.0Hz、図 8(b) はターゲット周波数を 5.3Hz に設定した結果である。ターゲット周波数を 5.0Hz に設定した場合、制御ありと制御なしの場合の接触力変動

の最大振幅値の比は 1.03 で標準偏差の比は 0.71 である。一方、ターゲット周波数を 5.3Hz に設定した場合の最大振幅値の比は 0.77、標準偏差の比は 0.50 であり、ターゲット周波数が加振周波数と一致する場合よりも接触力変動低減効果があった。これは、制御力の演算に必要なパンタグラフモデルの実機との誤差、アクチュエータの摺動摩擦など系の非線形性によるものでと考えられる。接触力を直接フィードバックする場合よりも枠組変位のみをフィードバック信号の方が高周波数成分の信号を含まないため、5Hz という比較的高い周波数に対しても発散することなく高い制御効果を得ることができている。



(a) Target frequency 5.0Hz



(b) Target frequency 5.3Hz

Fig.8 Examples of experimental results

5. まとめ

本論文では、インピーダンス制御を用いた架線・パンタグラフ間のアクティブ接触力制御手法について提案した。数式(9)によってターゲット周波数に追従振幅のピーク周波数を一致させることが可能であることを解析的に示し、これによって接触力変動の低減が可能であることを実験的に示した。

今後は、制御可能周波数に対する検討、パンタグラフおよびアクチュエータのモデルの高精度化、種々の加振条件に対する制御効果の確認を行う予定である。

文 献

- (1) 池田充ら：「高速用パンタグラフの接触力制御手法に関する基礎研究」，鉄道総研報告，Vol.20，No.9 pp.41-46 (2006)
- (2) 山下義隆・池田充：「サーボ弁付きエアシリンダを内蔵したパンタグラフにおける空力外乱による接触力変動の抑制」，日本機械学会 2008 年度年次大会講演論文集(5)，pp.123-124(2008)
- (3) Neville Hogan: "Impedance Control: An Approach to Manipulation: Part I-III", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.107 pp.1-24 (1985)

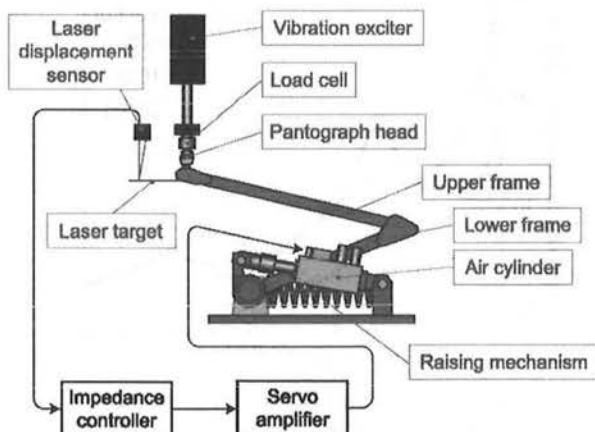


Fig.7 Experimental setup