

振子制御用空気圧サーボシステムの応答性向上

風戸 昭人* 鴨下 庄吾**

Improvement of Response Performance of Pneumatic Servo System for Tilting Control

Akihito KAZATO Shogo KAMOSHITA

In Japan, a tilting system to tilt the vehicle body with pneumatic power is adopted. However, this tilting system has a problem to cause motion sickness, which is due to delay in tilting on transition curve tracks and unstable rolling motion on straight tracks. To prevent motion sickness, improvement of the performance of the current tilting system with pneumatic power was examined by a numerical simulation. As a result, the following conclusions were obtained. First, the proposed model of pneumatic servo control system was able to represent the behavior of the tilt actuator. Second, the proposed system with a flow control valve had a higher level of response and more power than the current system with a pressure control valve.

キーワード：振子車両，車体傾斜，空気圧，サーボシステム，制御

1. 緒言

日本で初めての振子車両である381系自然振子電車が1973年に営業運転を開始した。ところが曲線出入口での傾斜遅れや振子車両特有のロール動揺によって乗り物酔いの問題が指摘されるようになった。その後、曲線での傾斜遅れを解消するため、自然振子動作をアシストする形の制御付き振子車両が開発された¹⁾。これは台車枠と振子はりの間に組み込まれた空気圧アクチュエータによって、特に曲線出入口での自然振子動作をアシストするもので、最大5～6°の振子動作が可能である。これにより乗り物酔いに対する乗り心地は大幅に改善されたが、依然として感受性の高い乗客には酔いの感覚を与えてしまうことがある。

そこで鉄道総研ではさらなる乗り心地の向上を目指して、次世代振子制御システムの開発に取り組んでいる²⁾。それは、曲線の位置を正確に検出して遅れなく傾斜させるとともに、線路線形の影響も踏まえて「乗り心地の評価指標」が最適値となるように振子パターンを逐次計算し、応答性の高いアクチュエータで車体を傾斜させるものである。振子用アクチュエータには電動油圧式を採用し、走行試験によって良好な結果を得た³⁾。電動油圧式アクチュエータは応答性、最大発生力等に優れているが、コスト面に問題があり、より簡便かつ低コストな方式でこの傾斜パターンを実現することが求められている。最も使いやすいのは従来から使用されている空気圧

システムであるが、現状では性能不足であり改善が必要である。そこで、現状の空気圧システムのサーボ弁を、圧力制御弁から流量制御弁に変更し、流量特性を向上することでシステムの応答性向上を図ることを考えた。本報告では、振子制御用空気圧サーボシステムの理論モデルを提案し、シミュレーション、および実験結果から、理論モデルの妥当性を示す。そして、提案するシステムの目標値への追従性向上を示す。

2. 振子制御用空気圧サーボシステムの構成

2.1 現状システム構成

現状の振子制御用空気圧サーボシステムの構成を図1に示す。振子制御装置で生成されるシリンダ変位目標値と、変位

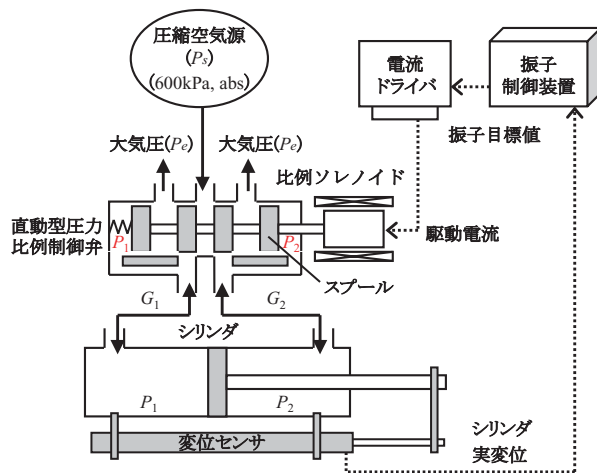


図1 振子制御用空気圧サーボシステムの現状システム構成

* 車両構造技術研究部（走り装置）

** 車両構造技術研究部（車両振動）

特集：車両技術

センサで計測されるシリンダ実変位との偏差に応じて出力される電圧指令値は、電流ドライバへ送られ、比例ソレノイドに駆動電流を供給する。サーボ弁には直動型の圧力制御弁を用いており、シリンダ内圧がスプール背面にフィードバック(図1の赤字の P_1 , P_2) されている。圧縮空気源から供給された高压空気は、スプール位置に応じて一方のシリンダ室へ送られると同時に、もう一方のシリンダ室の空気は大気へ開放され、シリンダが変位する。なお、シリンダ変位の制御則は、偏差に対する単純な比例制御である。

2.2 提案するシステム構成

サーボシステムの応答性向上には、サーボ弁の流量特性の向上が必須であると考えられる。現在のシステムに用いられている圧力制御弁は、圧力フィードバックによってポートの開度が制限されるため、制御安定性は高いものの、目標値に対する応答性、および最大発生力が不足する傾向にあった。そこでサーボ弁を、圧力フィードバックを持たない(スプール背面にシリンダ内圧が作用しない)流量制御弁(図2)に置き換えることで、流量特性を向上する。以後、このシステムのことを「改良システム」という。

3. 空気圧サーボシステムのモデル作成

従来システムに対する改良システムの有効性を確認するため、シミュレーションによる検証を行う。そこで、空気圧サーボシステムのシミュレーションモデルを構築する。使用する主な記号は次の通りである。

- a_i : ポートの開口面積 [m²]
- A_i : シリンダの受圧面積 [m²]
- A_{sp} : スプールの圧力フィードバック力受圧面積 [m²]
- G_i : スプールを通過する空気の質量流量 [kg/s]
- P_e : 大気圧(絶対圧) [Pa, abs.]
- P_i : シリンダ内空気圧力(絶対圧) [Pa, abs.]
- P_s : 空気源圧(絶対圧) [Pa, abs.]
- R : 空気の気体定数 [J/(kg・K)]
- T_i : シリンダ内空気温度 [K]
- V_i : シリンダ空気室容積 [m³]

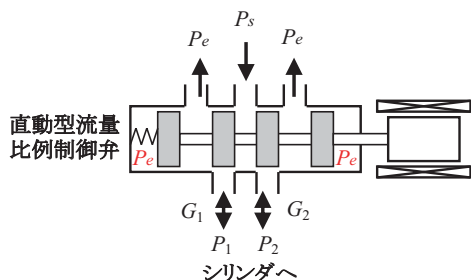


図2 流量制御弁 (提案する改良システム)

- W_i : シリンダ内空気質量 [kg]
- x_p : シリンダ変位 [m]
- C_d : スプールの流量係数
- κ : 空気の比熱比
- 添字 i : 0:初期状態, 1:シリンダ室1, 2:シリンダ室2

3.1 サーボ弁のモデル化

圧力制御弁のスプールに作用する力の関係を図3に示す。スプールには、電流ドライバからの指令電流により駆動されるソレノイド推力(電流ゲイン k_s)と、これに対抗する戻りばね力(ばね定数 k_{sp})、および圧力フィードバック力が作用する。これらの力の釣り合いによって、スプール変位 x_{sp} が決まり、ポートの開口面積が決定される。

指令電流 I は、シリンダ変位目標値 x_{pc} と実変位 x_p の偏差に対する比例ゲインを K として、式(1)で表す。

$$I = K(x_{pc} - x_p) \tag{1}$$

圧力制御弁のスプールに作用する、ソレノイド推力と圧力フィードバック力の合力 F_{sp} は、式(2)で表せる。流量制御弁の場合は、圧力フィードバック項を零とし、式(3)で表せる。

圧力制御弁のとき、

$$F_{sp} = k_s I - A_{sp}(P_1 - P_2) \tag{2}$$

流量制御弁のとき、

$$F_{sp} = k_s I \tag{3}$$

次にスプール変位 x_{sp} は、 F_{sp} をスプール中立ばねのばね定数 k_{sp} で除して、式(4)で表される。

$$x_{sp} = F_{sp} / k_{sp} \tag{4}$$

すると、ポートの開口面積 a_i は、ポート幅を w_p 、オーバーラップ量を ϵ として式(5)で表すことができる。ここで添字 i は、1:シリンダ室1, 2:シリンダ室2を表す。

$$a_i = \begin{cases} 0, & |x_{sp}| \leq \epsilon \\ w_p(|x_{sp}| - \epsilon), & |x_{sp}| > \epsilon \end{cases} \tag{5}$$

なお、 x_{sp} が正のときはサーボ弁の供給ポートとシリンダ

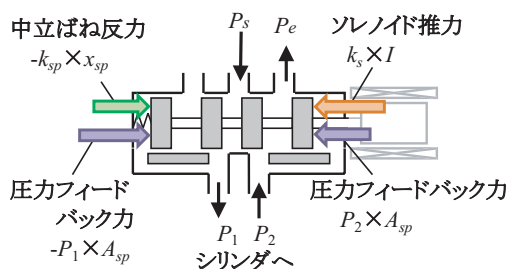


図3 圧力制御弁のスプールに作用する力

室1が通じ、シリンダ室2と排気ポートが通じる。 x_{sp} が負のときは、供給ポートとシリンダ室2が通じ、シリンダ室1と排気ポートが通じる。

3.2 シリンダ発生力の導出

ピストンに作用する力は、シリンダ内圧とピストン受圧面積の積となるので、シリンダ内圧の変化を正確に捉えることが重要となる。そこで、空気の状態方程式を考慮したモデルを作成する。

理想気体の状態方程式は、式(6)で表せる。

$$PV_i = W_i RT_i \quad (6)$$

式(6)の両辺を時間微分し、圧力変化についてまとめると、式(7)を得る。

$$\frac{dP_i}{dt} = -\frac{P_i}{V_i} \frac{dV_i}{dt} + \frac{W_i R}{V_i} \frac{dT_i}{dt} + \frac{RT_i}{V_i} G_i \quad (7)$$

式(7)から分かるように、シリンダ内の圧力変化は、容積変化の項、温度変化の項、及び質量変化(すなわち質量流量)の項の和で表せる。

シリンダ室の容積は、ピストン変位によって幾何学的に表せる。ピストン中立時の容積を V_{i0} 、受圧面積を A_i として式(8)で表す。また、容積の時間変化は、式(8)の時間微分により式(9)となる。

$$V_i = V_{i0} \pm A_i x_p \quad (8) \quad \frac{dV_i}{dt} = \pm A_i \frac{dx_p}{dt} \quad (9)$$

シリンダ室内の温度は、断熱変化を仮定して、断熱変化の圧力と温度の関係式(10)を用いる。ここで添字0は初期状態を表す。

$$T_i = T_0 \left(\frac{P_i}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (10)$$

次に、シリンダに流入(流出)する空気の質量流量について考える。サーボ弁のスプール開口部を絞りと考え、先細ノズルとして扱うことができるものと仮定すると、シリンダ流出入流量 G_i は、絞り前後の圧力比によって式(11)、(12)で表せる⁴⁾。ここで添字 u は絞りの上流側、 d は下流側を表す。また、 C_d はスプール開口部の流量係数である。

$P_d/P_u \geq 0.528$ のとき、

$$G_i = C_d a_i \sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{(\kappa+1)/\kappa}} \quad (11)$$

$P_d/P_u < 0.528$ のとき、

$$G_i = C_d a_i \sqrt{\frac{\kappa}{R(\kappa+1)}} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (12)$$

以上の式(8)から式(12)を式(7)に代入し、時間積分を行うとシリンダ内圧 P_i が得られ、シリンダ発生力 F_p は、式(13)で計算できる。

$$F_p = A_1 P_1 - A_2 P_2 - (A_1 - A_2) P_c \quad (13)$$

4. シミュレーションによる検証

4.1 振り車両の断面モデル

図4に、シミュレーションに用いる実験装置のモデルを示す。この装置は動揺負荷試験装置と呼ばれる、振り車両の断面を模擬した実物大の装置であり、空気ばね等による車体～台車間の自由度を考慮した条件で、振り用アクチュエータの動作試験を行うことができる。本装置による実験結果と、シミュレーション結果を比較することで検証を行う。

シミュレーションにおける動揺負荷試験装置の力学モデルは、汎用のマルチボディダイナミクス解析ソフトであるSIMPACKで作成した。また、サーボシステムモデルはMATLAB/Simulinkで作成した。SIMPACKからシリンダ変位を、Simulinkによるサーボシステムモデルに渡し、そこで計算されたシリンダ発生力をSIMPACKへ返すことによる協調シミュレーションを行った。表1にサーボシステムモデルの諸元値を示す。車両断面モデルの車体質量は14tとした。また、サーボ弁のスプール開口部の流量係数 C_d は、実験結果との対比から0.6とした。実験では、振りはり台車枠間に振りシリンダを取り付けて、これに変位目標値を与えて動作させたときの実変位、内圧、サーボ弁通過流量等を測定した。

4.2 シミュレーション結果と実験結果との比較

(1) 従来システムの場合

図5に、従来システムである圧力制御弁を用いた場合の計算結果、および実験結果を示す。シリンダ変位目標値は、周波数0.1Hz、振幅136mm(振り角5°に相当)の正弦波である。シリンダ実変位の計算値は、目標値に対する遅れ、最大変位量ともに実験値とよく合っている。シリンダ発生力の絶対値も概ね合っている。実験値との間に生じる誤差の主要因は、計算では考慮していない模擬車体

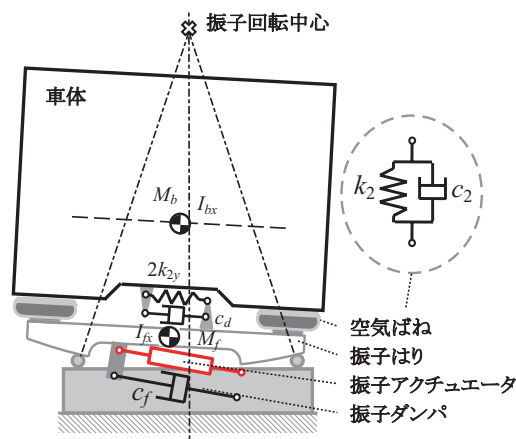


図4 検証に用いる振り車両の断面モデル

特集：車両技術

表1 空気圧サーボシステムモデルの諸元値

記号	値	記号	値
A_1	$1.227 \times 10^{-2} \text{ m}^2$	R	287 $\text{m}^2/(\text{S}^2 \cdot \text{K})$
A_2	$1.131 \times 10^{-2} \text{ m}^2$	T_0	293.15 K
A_{sp}	$0.63 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	V_{10}	$1.841 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
P_0	401.3 kPa, abs	V_{20}	$1.697 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
P_c	101.3 kPa, abs	C_d	0.6
P_s	601.3 kPa, abs	κ	1.4

とこれを支える転倒防止板との間の摺動摩擦力、およびシリンダ支持ピン部のガタに起因するものと考えられる。

(2) 改良システムの場合

図6に、今回提案する流量制御弁を用いた場合の計算結果、および実験結果を示す。シリンダ変位目標値は圧力制御弁の場合と同様の正弦波である。流量制御弁の場合も、試験装置の摩擦力と支持ピン部のガタに起因するわずかな誤差はあるものの、計算値と実験値はよく合っている。また、圧力制御弁の場合と比較して、目標値に対する遅れは減少し、最大変位も大きくなっていることがわかる。これは、流量制御弁によってより大きな流量を実現でき、シリンダの差圧をより大きく確保することができたためである。

図7に、実際の振子パターンを目標値としたときのシリンダ変位（実験値）を示す。この結果からも、改良システムの追従性が優れていることが分かる。

5. まとめ

空気の状態方程式を考慮した振子制御用空気圧サーボシステムの理論モデルを構築し、実物大の振子動作模擬試験装置である動揺負荷試験装置の力学モデルとの協調シミュレーションを行った。その結果、圧力制御弁を用いた現状システムに対して、シリンダ変位目標値に対する遅れ、最大変位量ともに実験値とよく合うことが確認できた。流量制御弁を用いた改良システムに対しても実験値とよく合った。また、流量制御弁を用いることにより、変位目標値に対する遅れは減少し、最大変位も大きくなることが確認された。圧縮性の大きな空気圧を用いる以上、単純な応答性能では電動油圧式アクチュエータに及ばないことは明白であるが、傾斜パターンに対する遅れは1秒弱（電動油圧式では0.2秒程度）であり、実走行においてはパターンを進めて出力することで遅れを補償できる。また、2Hz程度以上の比較的高周波の振動絶縁性に関しては、空気圧システムの方が有利であることから、全体的な乗り心地は向上できると考える。今後は、提案したサーボシステムモデルを振子車両の一車両モデルに組み込み、実走行条件でのシミュレーションを行い、改良システムによる乗り心地の改善効果を検証したいと考えている。最後に、本研究にご協力いただいたピー・エス・シー㈱の関係各位に心より感謝の意を表する。

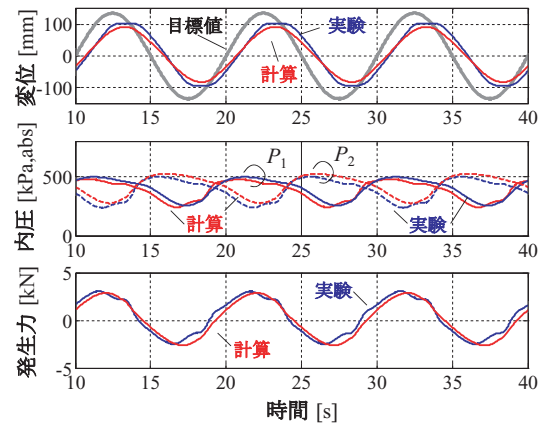


図5 振子シリンダの挙動（従来システム）

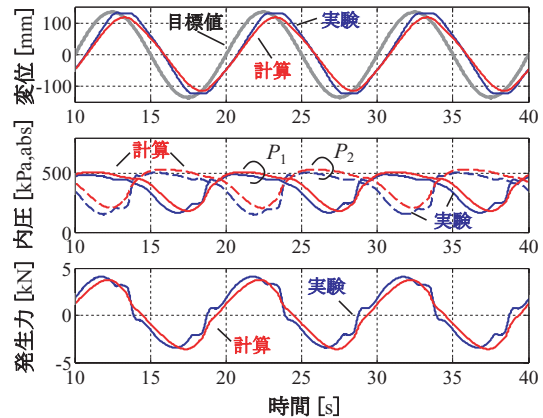


図6 振子シリンダの挙動（改良システム）

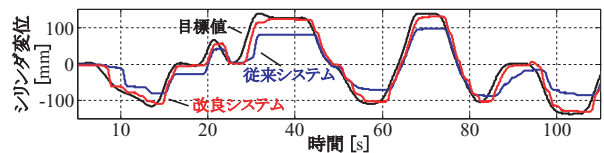


図7 実際の振子目標値に対するシリンダ挙動

文献

- 1) 湯川靖司, 岡本勲, 小柳志郎, 藤森聡二: 振り子式電車の車体傾斜制御, 日本機械学会論文集C編, Vol.53, No.496, pp.2588-2596, 1987
- 2) 榎本衛, 鴨下庄吾, 神山雅子, 佐々木君章, 濱田寿弘, 風戸昭人: 電動油圧アクチュエータを用いた振子制御システムの開発, 鉄道総研報告, Vol.19, No.4, pp.29-34, 2005
- 3) 畠田憲司, 鴨下庄吾, 真木康隆, 風戸昭人: 乗り物酔いに着目した振子制御システムの開発, J-Rail2007講演論文集, pp.283-286, 2007
- 4) 竹内正顕: 空気圧システム入門, 日本フルードパワーシステム学会, p.24, 2003