

第5章 調節弁固着現象のモデル化と検出

調節弁固着現象のモデル化とその検出手法についての解説と検証

執筆者

丸田 浩	京都大学 大学院工学研究科化学工学専攻
加納 学	京都大学 大学院工学研究科化学工学専攻
久下本 秀和	住友化学工業(株) 生産技術センター
清水 佳子	(株)東芝 火力開発技術部

5.1. はじめに

生産プラントの能力を最大限に引き出すためには、制御系の性能を高く維持する必要がある。しかし、プラントには非常に多数の制御ループが存在し、どの制御ループがプラント全体の運転効率向上へのボトルネックであるかを見極めることは難しい。このため、改善を必要とするコントローラを検出する目的で、各制御系の性能を評価できるシステムティックかつ実用的な手法の開発が望まれる。このような認識のもと、最小分散制御をベンチマークとする制御性能評価手法 [1] をはじめ、制御性能の評価と監視に関する研究が精力的に行われている [2, 3, 4]。

しかし、制御不良の原因が必ずしもコントローラの調整不良にあるわけではない。例えば、操作端として広く利用されている調節弁の不具合も制御不良を引き起こす主な要因の1つである。実プラントで観察される調節弁の不具合としては、弁の不適切なサイズ選択や固着などが挙げられる。このような不具合が存在すると、制御量が周期振動するなど、制御性能が悪くなり、生産効率が低下する。したがって、性能の悪い制御ループを検出するだけでなく、その原因が調節弁の不具合にあるのか、あるいはコントローラの調整不良にあるのかを識別できる手法が必要である。

そこで本研究では、プラント運転データを利用して調節弁の固着を検出する方法を開発する。これまでもプラント運転データを利用した固着検出法に関する研究がいくつか報告されている [5, 6]。しかし、いずれも弁開度あるいは制御量の分布のみに着目した手法であり、利用する運転データによっては誤検出が多い、固着の有無を判定するのが難しいなどの欠点がある。また、いずれの手法も固着の程度を定量化できない。そこで本研究では、はじめに調節弁に固着が発生するメカニズムについて考察し、固着現象を表現するためのモデルを構築する。ただし、提案するモデルは、物理現象を詳細かつ忠実に数式化したものではなく、少ないパラメータを用いて固着発生時の調節弁の挙動、特にコントローラ出力と弁開度との関係を再現するためのモデルである。このようなモデルを利用したシミュレーションを実施することによって、固着が制御系に与える影響を容易に確認できる。次に、得られたモデルに基づいて、新しい調節弁固着検出法を開発する。本報で提案する固着検出法は、高い精度で固着の有無を判定できるのみならず、固着の程度を定量化できるという優れた特徴を有する。様々な状況を想定して生成したシミュレーションデータ、及び住友化学工業の複数のプラントから取得した運転データを用いて、既存手法と提案する調節弁固着検出法を比較し、提案法の実用性を評価する。

5.2. 調節弁固着現象のモデル化

本研究では、プロセス産業において広く利用されている空気圧式調節弁を対象とする。これまでに提案されている調節弁固着現象モデルとしては、物理現象をできるだけ正確に数式化することを目指した詳細モデル [7]、及びコントローラ出力と弁開度の関係を表現することを目指した簡易モデル [8] がある。詳細モデルは多くの物理パラメータを含むため、現実の調節弁の挙動を再現するために多大な労力を要する。また、計算負荷を低減するためには、詳細モデルを単純化して利用する必要があるとも指摘されている。実際、調節弁をモデル化する際に、個々の調節弁について、すべてのパラメータを調査するのは非現実的である。固着現象が制御系に及ぼす影響を把握し、固着検出法を開発するという観点からは、このような詳細モデルは必要でないため、本研究では、できるだけ少数のパラメータによって固着発生時の調節弁の挙動を高い精度で再現できるモデルを構築する。

5.2.1. 調節弁の構造と固着現象

一般的な空気圧式調節弁の構造を図 1 に示す。この調節弁では、プラグを上下させることによって流量を調

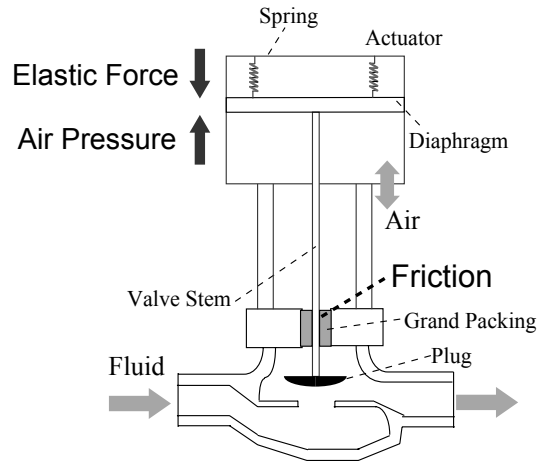


図 1: 空気圧式調節弁の構造

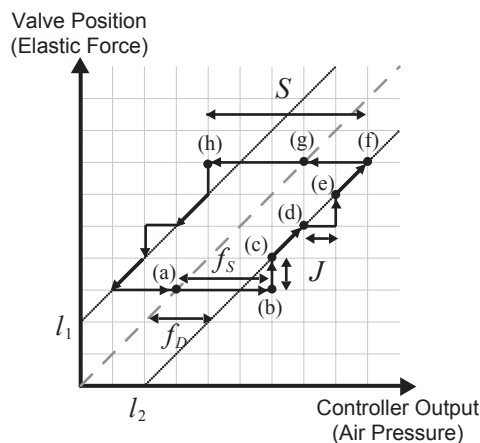


図 2: 固着発生時におけるコントローラ出力と弁開度の関係

節する。プラグの駆動にはアクチュエータを利用し、ステム（弁軸）を介して、空気圧とスプリングの弾性力のバランスに応じてプラグが動くようになっている。ステムにはグランドパッキンと呼ばれる流体漏洩防止用シール材が巻かれているため、ステムの運動には常に強い摩擦力が伴う。グランドパッキンの過度な締め付けや流体の漏出と固化などによって、この摩擦力が規定値以上になると、ステムの滑らかな動作が阻害される。これが固着現象である。固着が発生すると、コントローラ出力の変化が小さな場合には静止摩擦のために弁開度が変化せず、最大静止摩擦力以上の力が加えられた時点で急激に弁開度が変化ようになる。この現象はスティックスリップ現象と呼ばれ、プラント運転を乱す要因となる。

5.2.2. 固着現象のモデル化

空気圧式調節弁では、コントローラ出力に応じて空気圧が変化し、弁開度に応じてスプリングの弾性力が変化することから、固着発生時のコントローラ出力と弁開度の関係を表現するためには、空気圧、弾性力、摩擦力の3つの力の釣り合いについて検討すればよい。これらの力の釣り合いに基づいて、固着発生時のコントローラ出力と弁開度の関係を図示すると図2のようになると考えられる。破線はスプリングの弾性力と空気圧が釣り合っている状態を表しており、ステムに摩擦がかからない理想的な状況では、コントローラ出力と弁開度は常にこの破線上で変化する。

ステムに摩擦が発生するとこの理想的な関係は崩れる．例えば，弾性力と空気圧が釣り合う点 (a) において調節弁が静止している場合，さらにコントローラ出力（空気圧）を増加させても静止摩擦により弁開度は変化しない．調節弁が動き始めるのは，空気圧と弾性力の差が最大静止摩擦力 f_S を超える点 (b) においてである．点 (b) で調節弁が動き出すと，ステムにかかる摩擦力は f_S から動摩擦力 f_D へと変わるため，

$$J = f_S - f_D \quad (1)$$

に対応する分だけすべりが生じ，点 (c) まで移動する．それ以降，調節弁が動いている間は，空気圧と弾性力の差が f_D に等しくなるため，コントローラ出力と弁開度は破線から f_D だけずれた直線 l_2 上で変化する．続いて，点 (d) で調節弁が静止すると，ステムにかかる動摩擦が静止摩擦に変わる．点 (d) での空気圧と弾性力の差は f_D であるため，さらに J だけ空気圧が高くなれば，最大静止摩擦力を超えて再びすべりが生じ，点 (e) へと移動する．

点 (f) で弁開度を小さくしようコントローラが指示すると，空気圧は次第に減少していく．このとき，調節弁は一旦静止する．点 (g) で弾性力と空気圧は釣り合い，さらに空気圧が低下すると，弾性力と逆の方向に静止摩擦が発生し，弾性力と空気圧の差が最大静止摩擦力 f_S を超えるまで弁開度は変化しない．点 (h) は点 (b) とちょうど反対の状況にあり，さらに空気圧が低下すると，すべりが発生する．点 (f) で調節弁が静止してから点 (h) で調節弁が動き始めるまでの空気圧の変化範囲は，最大静止摩擦力と動摩擦力の和

$$S = f_S + f_D \quad (2)$$

で与えられる．調節弁を開ける場合と閉じる場合では摩擦力の働く方向が逆になるため，弁開度が小さくなる時，コントローラ出力と弁開度は直線 l_1 上で変化する．

上記の挙動を表現する調節弁固着現象モデルのフローチャートを図3に示す．このモデルはコントローラ出力 u を入力，弁開度 y を出力とするモデルである．ただし，コントローラ出力は弁開度に対応する 0% から 100% のレンジに変換してある．最初の 2 つの条件分岐により，上下制限約を満たすようにコントローラ出力を置き換える．

提案したモデルでは，調節弁が動作状態から静止状態に変化した時点でのコントローラ出力 u_S を基準として，固着現象を表現する．そこで，コントローラ出力の後退差分 $\Delta u(t)$ を計算し，調節弁が動作状態 ($stp = 0$) にあり，かつ調節弁が静止する状態をコントローラが指示した場合 ($\Delta u(t)\Delta u(t-1) \leq 0$) に， u_S を更新する．また，この更新と同時に，制御弁の状態を静止状態 ($stp = 1$) に変化させる．その他の場合， u_S と stp は共に変更されない．

次に，調節弁が動作状態 ($stp = 0$) にあるかどうかを判定し，動作状態になれば続く 2 つの条件分岐に進む．これらの条件分岐では，静止摩擦を振り切るだけのコントローラ出力が与えられているかどうかを判定する．ここで，変数 d は動摩擦が働いている方向を表し， $d = 1$ は空気圧を打ち消す方向， $d = -1$ はその逆方向を表す．1 つ目の条件は動作方向が反転して静止摩擦を振り切る場合（図2の点 (b),(h) に対応）であり，コントローラ出力は S 以上変化する必要がある．このとき，動作方向が反転するため， d の符号を変えなければならない．2 つ目の条件はそのままの動作方向で静止摩擦を振り切る場合であり，コントローラ出力は J 以上変化する必要がある．いずれかの条件を満たして静止摩擦を振り切る場合，あるいは元々調節弁が動作状態にある場合には，コントローラ出力 $u(t)$ から動摩擦力 f_D に相当するだけのバイアスがかかった弁開度 $y(t)$ を出力し， $stp = 0$ として調節弁が動作状態にあることを記録する．ここで，(1), (2) 式より，

$$y(t) = u(t) - d f_D = u(t) - \frac{d(S - J)}{2} \quad (3)$$

となる．一方，調節弁が静止し続ける場合は，現時刻の弁開度 $y(t)$ として前の時刻の弁開度 $y(t-1)$ を与える．

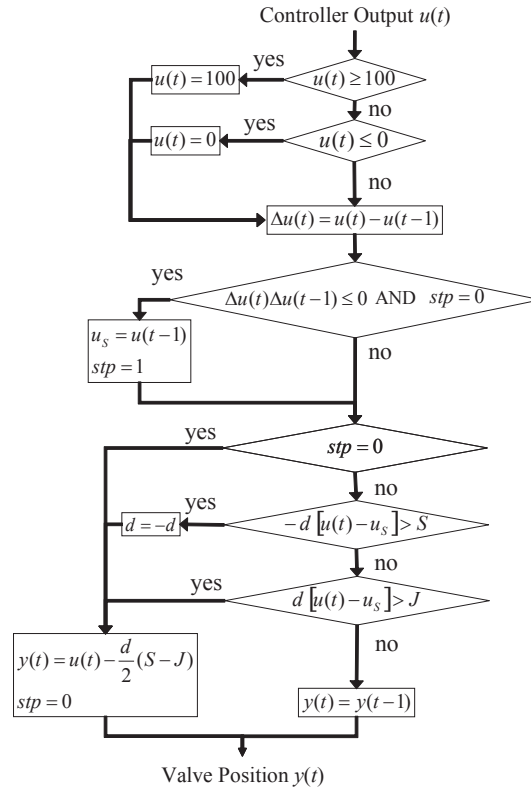


図 3: 調節弁固着モデルのフローチャート

ここで、固着が発生している化学プラントの運転データを用いて、提案する調節弁固着現象モデルの妥当性を検証する。実際に測定されたコントローラ出力からモデルを用いて弁開度を計算し、流量の動特性が1次遅れモデル

$$P_F(s) = \frac{1}{0.2s + 1} \quad (4)$$

で表現できると仮定して、流量の推定値を求める。平均0、分散1に正規化されたコントローラ出力と流量の実測値及び流量推定値を図4に示す。実プラントの流量測定値と調節弁固着現象モデルを用いて計算した流量推定値はほぼ同じ挙動を示しており、提案するモデルによって実プラントで発生する調節弁固着現象を表現できることがわかる。なお、(4)式の伝達関数中のパラメータには、化学プロセスにおいて観察される典型的な値[9]を用いた。

この調節弁固着現象モデルは、弾性力、空気圧、摩擦力の釣り合いに基づくものであり、わずか2つのパラ

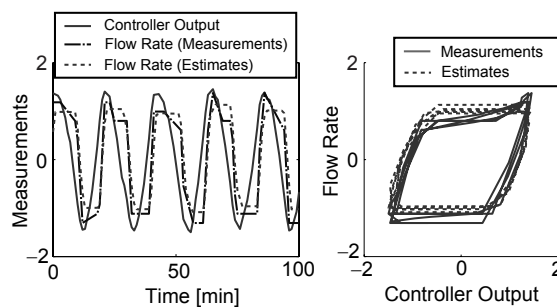


図 4: 流量実測値と推定値の比較による調節弁固着モデルの検証

メータ S, J によって、調節弁の動作原理と固着のメカニズムを的確に捉え、調節弁の挙動を再現することができる。実際、 $S = J = 0$ とすれば弁開度がコントローラ出力に応じて理想的に動作する状態を表すなど、2つのパラメータを調整することによって、固着やすべりの有無など様々な状況を容易にシミュレートすることができる。また、このモデルは、これまでに提案されている簡易モデル [8] と比較して、次のような優れた特徴を有する。1) 従来型簡易モデルでは、調節弁が静止しているか否かに関わらず、コントローラ出力の後退差分の符号が変化した時点で u_S を変化させてしまうため、コントローラ出力が確率論的に変化する場合に、固着現象を正しく表現できないという問題がある。一方、提案モデルでは、変数 stp を導入することにより、固着発生時のコントローラ出力 u_S を適切なタイミングで、すなわち固着が発生した時点でのみ更新できる。この結果、コントローラ出力の変化の仕方によらず、固着現象を正しく表現できる。2) 従来型簡易モデルでは、一度バルブが停止すると、次の動作方向に関わらず S だけ固着が発生する。一方、提案モデルでは、調節弁が静止している間も動摩擦力に対応するだけの空気圧あるいは弾性力が働くことを考慮しているため、調節弁の動作方向に応じて、固着の大きさを適切に切り替えることができる。具体的には、調節弁の動作方向が反転する場合には S だけ固着し、静止後同一方向に動く場合には J だけ固着するようなモデルとなっている。

5.3. 固着検出法

本節では、運転データから固着を検出する2つの新しい方法を説明し、続いて既存手法を簡単に紹介する。なお、提案法はいずれも固着を検出できるだけでなく、固着の程度を定量化できるという従来法にはない利点を有する。

5.3.1. 固着モデルに基づく検出法

図2に示したコントローラ出力と弁開度の関係について、固着が発生した場合に、以下のような特徴が現れる。

1. コントローラ出力が変化しているにもかかわらず、弁開度が変化しない区間が存在する。この区間が長いほど固着の影響は大きい。
2. すべり J を無視すると、コントローラ出力と弁開度の関係は平行四辺形のようになる。この平行四辺形の幅が小さく直線に近くなるほど固着の影響は小さい。

この2つの特徴に基づいて、運転データから固着を検出する手法を考案した。以下では、特徴1に基づく手法をA法、特徴2に基づく手法をB法と呼ぶ。なお、以下ではコントローラ出力と弁開度の測定値を利用するという前提で各手法の説明を行っているが、現実には弁開度測定値が利用できないことが多い。そのような場合には、弁開度の代わりに流量測定値を利用する。

A法では、コントローラ出力が変化している状態と弁開度が変化していない状態を運転データから判別しなければならない。そこで、コントローラ出力が変化している状態を、コントローラ出力の変動範囲がある閾値以上である状態とする。一方、弁開度が変化していない状態を、弁開度の変化速度がある閾値以下であり、かつ弁開度の動作範囲がある閾値以下である状態とする。この定義に基づいて、以下のような固着検出法(A法)を提案する。

1. 弁開度 y とコントローラ出力 u を測定する。
2. $y(t)$ の後退差分 $\Delta y(t)$ を求める。

$$\Delta y(t) = y(t) - y(t-1) \quad (5)$$

3. $\Delta y(t)$ が次の条件を満たす時刻 t を求める .

$$|\Delta y(t)| < \varepsilon \quad (6)$$

ここで, ε は閾値である .

4. 求めた時刻の中から, 連続して (6) 式を満たす時間帯を検出する .
5. 該当する各時間帯において, u の最大値と最小値の差を計算し, \tilde{u} とおく . 同様に y の最大値と最小値の差も計算し, \tilde{y} とおく .
6. \tilde{u} の閾値 ε_1 と \tilde{y} の閾値 ε_2 を設定し, $\tilde{u} \geq \varepsilon_1$ かつ $\tilde{y} \leq \varepsilon_2$ ならば, その時間帯で固着が発生しているとみなす . そうでない場合は, その時間帯で固着は発生していないとみなす .
7. 固着検出に使用したデータ全体の期間に対する, 固着が発生している時間帯の割合 ρ を求める . また, 固着が発生している時間帯での \tilde{u} を求め, その平均値 σ を求める .

この規格化した指標 ρ が 1 に近いほど, 固着が発生している可能性が高い . 逆に, 指標 ρ が 0 であれば, 固着は発生していないと判断できる . さらに, σ が固着の程度を定量化した指標である . σ としては, \tilde{u} の最大値や平均値などいくつかの候補が考えられるが, それぞれ一長一短がある . 最大値では異常値を採用する恐れがあり, 平均値では固着幅よりも小さな \tilde{u} の影響を受けて, 固着の程度を実際よりも小さく見積もってしまう恐れがある . ただし, 実用上はいずれを採用しても大差はないと思われる . なお, 定常状態では固着の有無にかかわらず $\rho=0$ となり, 固着の有無を判断することはできない . しかし, 固着検出法は, 制御性能監視システムによって制御性能が悪いと判断された場合に, その原因を特定する目的で利用されるため, 制御性能が悪いと判断されえない定常状態に対して固着検出法が適用されることはなく, 実用上問題とはならない .

一方, B 法では, コントローラ出力 u と弁開度 y の関係をプロットすると, 固着が発生している場合にはその形状が平行四辺形のように, 固着が発生していない場合には直線になることを利用する . このような形状の違いを捉えるために, 次式で表される関数 F を導入する .

$$F(t) = \max \{ \min \{ F(t-1) + \Delta u(t), F_{max} \}, 0 \} \quad (7)$$

$$F(0) = F_0 \quad (8)$$

関数 F は, 図 2 において, 同一の弁開度におけるコントローラ出力 u と直線 l_1 上の値との差を表す . したがって, $u-F$ は測定点を直線 l_2 から直線 l_1 へ向かって横軸と平行に F だけ移動させることに対応し, $u-F$ は弁開度 y と強い相関を持つと考えられる . なお, F の最大値 F_{max} は直線 l_1 と直線 l_2 間の距離, すなわち前節で示した調節弁固着現象モデルにおける $S-J$ に相当し, この値が大きければ固着が発生していると判断できる . 現実のプラントでは, S に比べて J は小さく, F_{max} は S に近い値になると思われる . ここで, 運転データから F_{max} を求めるために, $u-F$ と y の相関係数 r が最大となるように, 関数 F のパラメータ F_{max} と初期値 F_0 を決定する問題を考える . 以上より, 相関係数 r が 1 に近いことを確認した上で, 運転データから求めたパラメータ F_{max} が大きい場合に固着が発生していると判断できる . この固着検出法が B 法である . 相関係数 r が小さい場合には, 固着現象モデルが運転データを良く表現できていないため, F_{max} を指標として固着の有無を判断できないことに注意する必要がある .

なお, A 法および B 法の最大の長所は, 指標 σ または F_{max} によって固着の程度を定量化できることである . これまでに提案されている固着検出法では, 固着の有無を判断できたとしても, 固着の程度を定量化することはできない .

5.3.2. 既存の手法

次節で提案法と既存法の比較を行うため、総田らが提案した固着検出法 [5] と Horch が提案した固着検出法 [6] を簡単に説明する。

総田らは固着により制御量が振動している状況下では、固着発生時に弁軸速度（弁開度の変化速度に相当する） v が 0 になることに着目し、弁軸速度分布を

$$p(v) = \frac{1}{S(a)} \exp \left\{ - \left| \frac{v^{\frac{1}{a}}}{\lambda(a)} \right| \right\} \quad (9)$$

と仮定している。ここで、 a は形状パラメータで正の値をとり、 $\overline{|v|}$ を弁軸速度の平均的大きさとして、

$$S(a) = 2a\lambda(a)^a \Gamma(a) \quad (10)$$

$$\lambda(a) = \left\{ \overline{|v|} \left[\frac{\Gamma(a)}{\Gamma(2a)} \right] \right\}^{\frac{1}{a}} \quad (11)$$

$$\Gamma(a) = \int_0^{\infty} e^{-t} t^{a-1} dt \quad (12)$$

としている。ただし、この弁軸速度分布の妥当性については説明がなく、運転データによる検証も行われていないため、その妥当性は不明である。

ここで、弁軸速度の二乗平均平方根 $\sqrt{v^2}$ と平均的大きさ $\overline{|v|}$ の比 ξ を固着検出指標として導入する。

$$\xi \equiv \frac{\sqrt{v^2}}{\overline{|v|}} = \frac{\sqrt{\Gamma(a)\Gamma(3a)}}{\Gamma(2a)} \quad (13)$$

ξ は形状パラメータ a に関して単調増加であり、その下限値は 1 である。弁軸速度分布 $p(v)$ は a が大きくなるほど 0 付近で大きなピークを持つため、 ξ が大きいほど固着が起きている可能性が高く、1 に近ければ固着は発生していないと判断できる。

一方、Horch は制御量が定常的に周期振動している状態を想定して、制御量の振動波形に注目した手法を提案している。具体的には、調整不良などの場合には制御量の波形が正弦波となるのに対し、固着発生時には制御量の波形が矩形波あるいは三角波になるとしている。したがって、固着発生時には、制御量を 1 階微分あるいは 2 階微分した変数 x はスパイク状信号となり、そうでないときは正弦波のままとなる。Horch は、測定ノイズを考慮してスパイク状信号の確率密度分布 p_1 及び正弦波の確率密度分布 p_2 をそれぞれ

$$p_1(x, \sigma_1) = \begin{cases} (1 - \varepsilon_H) \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_1} \exp \left\{ -\frac{x^2}{2\sigma_1^2} \right\} & (|x| > A_1 \text{ のとき}) \\ (1 - \varepsilon_H) \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_1} \exp \left\{ -\frac{x^2}{2\sigma_1^2} \right\} + \frac{\varepsilon_H}{2A_1} & (|x| \leq A_1 \text{ のとき}) \end{cases} \quad (14)$$

$$p_2(x, \sigma_2) = \frac{1}{\sigma_2 \sqrt{2\pi^3}} \int_{-A_2}^{A_2} \frac{\exp \left\{ -\frac{(x-y)^2}{2\sigma_2^2} \right\}}{\sqrt{A_2^2 - y^2}} dy \quad (15)$$

と仮定している。 A_1 はスパイクの大きさ、 A_2 は正弦波の振幅である。 ε_H は重み係数で、0 から 0.3 程度でよいとされる。制御量の時系列データを k クラスの頻度分布で表現し、それを確率密度分布に換算した $p(x_i) (i = 1, 2, \dots, k)$ と確率密度分布 $p_j (j = 1, 2)$ の平均二乗誤差

$$\text{MSE}_j = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \{ p_j(x_i, \sigma_j) - p(x_i) \}^2 \quad (16)$$

が最小となるように測定ノイズの標準偏差 σ_j を決定する。このとき、 $\text{MSE}_1 < \text{MSE}_2$ ならば、すなわち信号が正弦波よりもスパイク波形に近ければ、固着が発生していると判断する。

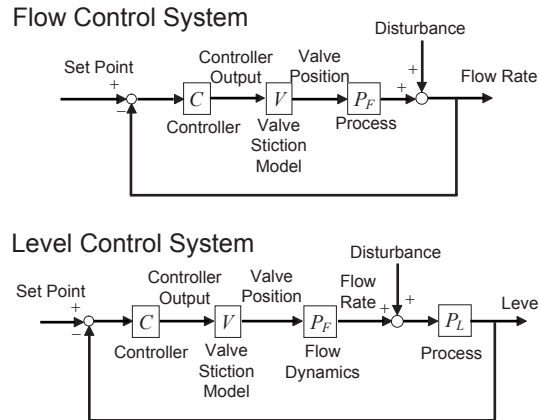


図 5: 制御系のブロック線図

表 1: 制御パラメータの設定

	Propotional Gain	Integral Time [min]
Flow Control	0.5	0.3
Level Control	3	30

5.4. 固着検出法の検証

本節では、提案した2種類の固着検出法と既存手法の比較結果を示す。まず、5.2.節で示した固着現象モデルを用いて発生させたシミュレーションデータを利用して検証を行った結果を、次に、住友化学工業で採取したプラント運転データを使用して検証を行った結果を示す。

5.4.1. シミュレーションによる検証

対象とする制御系は流量制御系及び液位制御系である。制御系のブロック線図を図5に示す。また、プロセス動特性は

$$\text{流量制御系: } P_F(s) = \frac{1}{0.2s + 1} \quad (17)$$

$$\text{液位制御系: } P_L(s) = \frac{1}{15s} e^{-s} \quad (18)$$

とする。時間の単位は min である。なお、液位制御系においても監視用の流量計が設置されているとし、弁開度から流量への動特性は (17) 式で与えられるとする。

流量制御及び液位制御には PI コントローラを利用し、設定値は 0 で一定とし、流量に対して外乱を加えた。なお、制御パラメータは表1に示す通りである。また、固着モデルのパラメータは表2のように設定する。

以上のような条件を与えて、シミュレーションを行った。データのサンプリングは 3 秒周期で行い、1500 分の長さのデータを発生させた。このときのシミュレーションデータの一部を流量制御、液位制御の順に図6、図7に示す。

固着現象の特徴を捉えるには 2 周期以上あれば十分であると考え、流量制御では 1 分から 150 分の間を 0.5 分間隔に間引いたデータ、液位制御では 250 分から 1000 分の間を 2.5 分間隔に間引いたデータに各固着検出法を適用した。この場合、サンプル数は 300 点となる。また、各固着検出法を適用する際の設定は以下の通りで

表 2: 調節弁固着モデルのパラメータ設定

	S [%]	J [%]
Case 1 (No Stiction)	0	0
Case 2 (Weak Stiction)	1	0.3
Case 3 (Strong Stiction)	5	1

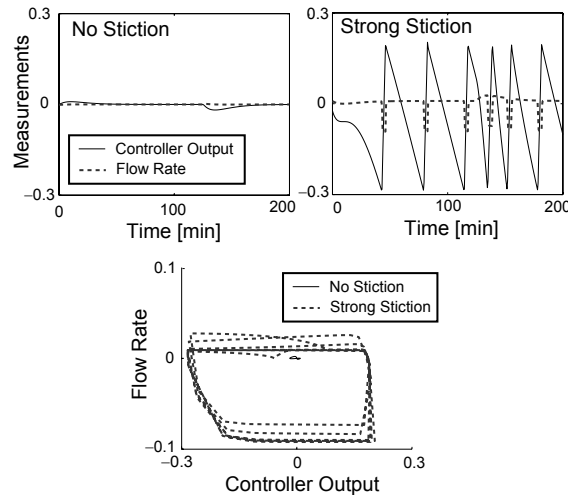


図 6: 流量制御系のシミュレーション結果

ある．各手法に共通の設定として，データを平均 0，分散 1 に正規化する．A 法については，すべてのケースで $\varepsilon = 0.1$ ， $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0.5$ とする．Horch の手法における係数 ε_H は 0.1 とする．

以上の条件のもとで，シミュレーションデータに固着検出法を適用した結果を表 3 に示す．LC-F は検出にコントローラ出力と流量を用いた場合であり，LC-L はコントローラ出力と液位高さをを用いた場合である．各手法の計算時間は，パーソナルコンピュータ (Intel® Pentium® 4, 2GHz) 上で MATLAB® 6.5 を用いて計算した結果，全ケースの平均で A 法が 0.07 秒，B 法が 1.12 秒，総田らの手法が 0.06 秒，Horch の手法が 79 秒であった．Horch の手法の計算負荷の高さが際立っている．

はじめに FC の結果について，A 法では，固着がない場合に指標 ρ は 0 となり，固着が発生すると 0 ではない有意な値をとる．すなわち，A 法によって固着は検出できている．さらに，指標 σ は表 2 における S に概ね対応しており，固着の程度を定量化できていることも確認できる． σ が S よりも小さな値となっているのは， σ として平均値を採用したためと考えられる．実際，最大値を採用した場合には， $\sigma = 0.00, 0.92, 4.66$ となり，より S に近づく．一方，B 法は固着検出に失敗している．これは，図 6 において，コントローラ出力と流量をプロットしたときに B 法で前提とした平行四辺形が観測されないためである．実際，相関係数 r は非常に小さな値になっており，前提が成り立っていないことが確認できる．総田らの手法における指標 ξ は，固着が発生していない場合の方が発生している場合よりも高い値となっている．これは，プラントが安定して運転されている状態では長期間にわたって弁開度が一定となるためである．つまり，流量あるいは弁開度の情報しか使用しない総田らの手法では，安定した運転状態と固着を判別できない．Horch の手法では固着の有無に関わらず，すべてのケースで固着が発生しているという結果が出ている．これは制御量が定期的に周期振動をしていないためであると考えられる．ちなみに，このとき，いずれのケースにおいても， $MSE_1 = 0.02 \sim 0.04$ ， $MSE_2 = 0.22 \sim 0.24$ であった．

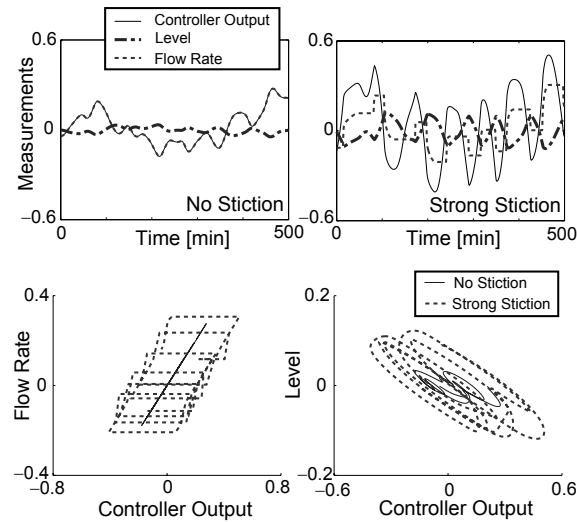


図 7: 液位制御系のシミュレーション結果

次に LC-F の結果を見ると、A 法では明確に固着が検出できており、 σ は表 2 中の S と良い一致を示している。B 法では、相関係数 r がほぼ 1 であることから、指標 F_{max} を用いて固着の強さを判断できる。固着がない場合には 0.00 であり、固着が強くなるにつれて F_{max} は大きくなっていることから、固着を検出できている。さらに、 F_{max} を表 2 に示した設定パラメータと比較すると、すべてのケースにおいて、ほぼ正確に $S-J$ を推定できていることがわかる。以上より、A 法及び B 法は単に固着を検出できるだけでなく、固着の強さをも求められる手法である。総田らの手法においても、固着が強くなるにしたがって指標 ξ が大きくなっており、固着を検出できているが、固着の強さを定量化することはできない。一方、Horch の手法では、固着の有無に関わらず、いずれのケースでも固着が発生しているという結果となった。

最後に LC-L の結果を見ると、いずれの手法でも固着を正しく検出できていない。したがって、A 法、B 法、総田らの方法では、弁開度あるいは流量の測定データを利用することが固着検出のための前提であり、遅れの影響が大きい液位高さのような測定データを用いては固着を正しく検出できないことがわかる。また、Horch の手法では周期振動していないために固着の検出に失敗している。

Horch の手法に限らず、これまでに提案されている固着検出法は、固着発生時に制御量が周期振動することを前提としている。ところが、本節のシミュレーション結果及び後述する実プラント運転データによる検証結果から明らかなように、固着発生時に制御量は必ずしも綺麗な周期振動を示すわけではない。実プラントでは、運転条件が頻繁に変更される場合もあり、周期振動が観測されない場合にも対応できる固着検出法が必要である。そして、提案法はこの要求に応えうる優れた手法である。

5.4.2. 実プラント運転データによる検証

次に、実プラント運転データに対して固着検出法を適用した結果を示す。測定された 4 種類のプラントデータを正規化したものを図 8 に示す。ケース 1 は液位制御データで、調節弁に固着が見られる。ケース 2 は流量制御データで、同様に調節弁に固着が見られる。ケース 3 は液位制御データで、コントローラの調整不良により制御量が振動している。ケース 4 は流量制御データで、外乱の混入が見られるデータである。いずれのデータも 1 分周期で保存されており、全体で 1 日分のデータがある。ただし、ケース 1 及び 3 では振動周期が短いので、720 分から 1080 分の範囲を拡大して図示している。1 日分すべての正規化済みの測定データに各検出法を適用した結果を表 4 に示す。なお、固着検出法の設定はシミュレーションデータに適用したときと同じで

表 3: 固着検出法の適用結果 (シミュレーションデータ 300 サンプル)

	A		B		Kaseda	Horch
	ρ	σ	F_{max}	r	ξ	Stiction
Flow Control (FC)						
Case 1	0.00	0.00	0.00	0.03	3.99	Yes
Case 2	0.77	0.60	0.00	0.18	2.03	Yes
Case 3	0.83	3.50	0.00	0.11	3.68	Yes
Level Control - F (LC-F)						
Case 1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.19	Yes
Case 2	0.56	0.83	0.74	1.00	1.79	Yes
Case 3	0.79	4.54	4.20	0.99	2.99	Yes
Level Control - L (LC-L)						
Case 1	0.05	0.54	0.00	0.53	1.17	Yes
Case 2	0.02	0.68	0.00	0.65	1.25	Yes
Case 3	0.00	0.00	0.00	0.82	1.18	Yes

表 4: 固着検出法の適用結果 (プラント運転データ 1440 サンプル)

Case	A		B		Kaseda	Horch		Stiction
	ρ	σ	F_{max}	r	ξ	MSE ₁	MSE ₂	
1 LC, stiction	0.50	1.72	2.12	0.98	1.80	0.24	0.56	Yes
2 FC, stiction	0.31	1.21	1.92	0.97	1.81	33	194	Yes
3 LC, bad tuning	0.13	0.89	0.17	0.95	1.32	0.03	0.78	Yes
4 FC, disturbance	0.03	0.80	0.00	0.13	1.55	0.00	0.03	Yes

ある。

ケース 1 及び 2 ではすべての手法で検出ができています。ケース 3 では固着は発生していないが、Horch の手法は固着と誤診している。A 法の指標 ρ は 0 ではないが、固着発生時に比べれば十分に小さな値をとる。B 法の指標 F_{max} も小さな値をとり、固着はないと判断できる。総田らの方法も同様である。ケース 4 では、外乱が発生しているとき以外はプラントは安定した状態にあり、流量測定値の頻度分布を求めると正規分布に近い形状であった。このため、Horch の手法は固着が発生したと誤診している。総田らの手法における指標 ξ の値がケース 3 に比べて大きく、固着がないと断定するのが難しい結果となっているのも、プラントが安定して運転されているためであると考えられる。一方、A 法では、指標 $\rho = 0.03$ は極めて小さな値であり、固着はないと結論づけられる。また、 $F_{max} = 0$ であるため、B 法でも固着がないと判断できるように見えるが、相関係数 r が小さく、結果の信頼性が低い。

次に、使用するサンプル数が固着検出性能にどのような影響を与えるかについて検討する。少ないデータで固着検出ができるならば、計算時間の節約につながるだけでなく、オンラインでの固着検出にも利用できる可能性がある。そこで、1000 分から 1100 分までの 100 点のデータに対して各検出法を適用した結果を表 5 に示す。

ケース 1, 3, 4 においては、いずれの手法でも 1440 点全部を用いた場合と大差ない結果が得られた。一方、

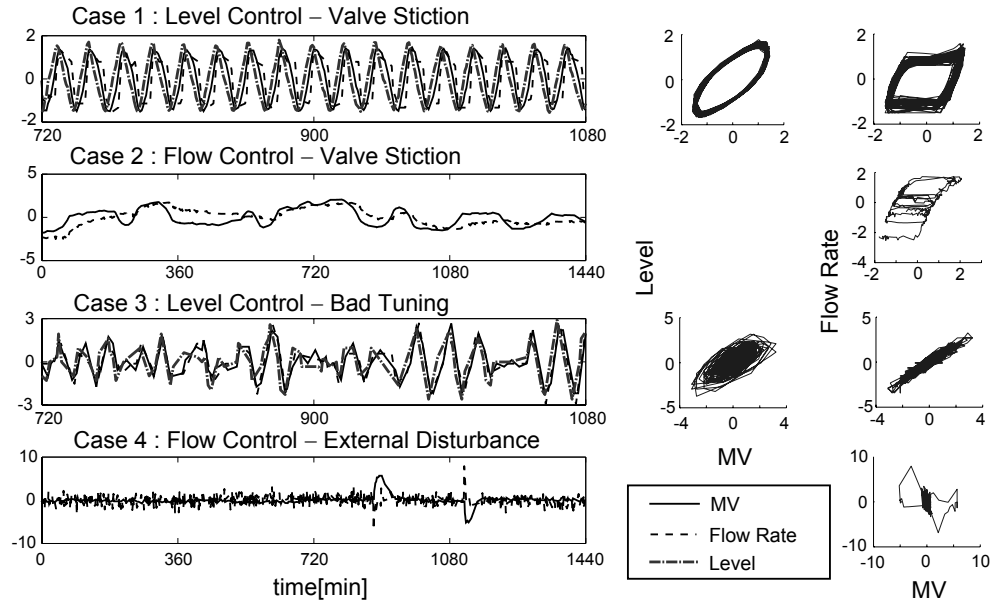


図 8: プラント運転データ

表 5: 固着検出法の適用結果 (プラント運転データ 100 サンプル)

Case	A		B		Kaseda		Horch		Stiction
	ρ	σ	F_{max}	r	ξ	MSE_1	MSE_2		
1 LC, stiction	0.55	1.77	2.06	0.98	1.80	0.20	0.52	Yes	
2 FC, stiction	0.28	1.02	0.00	0.31	1.81	2.01×10^3	1.70×10^4	Yes	
3 LC, bad tuning	0.00	0.00	0.00	0.98	1.19	0.45	0.79	Yes	
4 FC, disturbance	0.00	0.00	0.00	0.34	1.41	0.00	0.04	Yes	

ケース2では、B法によって固着現象が検出されていない。これは、データが少ないために、コントローラ出力と流量をプロットした際に固着の特徴である平行四辺形が観察されなかったためであると考えられる。つまり、他の手法と比較して、B法はより多くのデータを必要とする。

5.5. おわりに

本報では、調節弁固着現象のモデル化を行った。また、作成したモデルを基に2種類の固着検出法を提案し、既存手法との比較を行った。

Horchの手法など定常的な周期振動を前提とする固着検出法は、この前提が満たされない場合に固着の有無を判断できない。現実には、固着発生時でも周期振動しないことがあるため、周期振動を前提としない手法を利用すべきである。総田らの手法は簡便であり、かつ固着検出性能も優れている。しかし、安定した運転状態と固着を区別するのが困難であり、また、固着の有無を判別する指標 ξ の閾値を決めるのも容易でない。さらに、従来法に共通する問題として、固着の程度を定量化できないという欠点がある。今回提案した手法は、流量あるいは弁開度に加えてコントローラ出力の情報をも利用することで、この問題を克服している。

A法の指標 ρ と σ はいずれも固着の程度を表す指標であるが、その意味は異なる。 ρ は全運転時間に対する固着発生時間の比であり、制御ループに対する固着の影響を把握するために利用できる。一方、 σ は固着の大

きさそのものである。すなわち、 ρ が大きく σ が小さい場合には、軽微な固着ではあるが、その制御性能への悪影響は甚大であると判断できる。逆に、 ρ が小さく σ が大きい場合には、酷い固着ではあるが、制御性能への影響はあまり大きくないと判断できる。なお、A法ではパラメータである閾値 $\varepsilon, \varepsilon_1, \varepsilon_2$ を設定する必要があるが、本報の検証では、シミュレーションデータ及び実プラント運転データに対して予め適当に定めた閾値を用いることによって、優れた固着検出性能を実現できた。本報ではすべての運転データについて正規化を実施したが、実プロセスへの適用に際しては、正規化ではなく計器レンジによるスケールリングを実施してもよい。その場合、閾値の物理的意味が直感的にも明らかとなり、現場でのチューニングが容易になる。

一方、B法の利用に際しては、相関係数 r によって、固着の程度を表す指標 F_{max} の妥当性をチェックする必要がある。検証結果から明らかなように、 r が例えば0.9を超えるような高い値である場合には、高い精度で固着の検出と定量化が実施できる。ところが、 r が小さい場合には、固着の有無について判断を下せない。また、B法では、パラメータは最適化計算により自動的に計算されるため、チューニングは必要としない。ただし、A法よりも多くのデータが必要であり、計算負荷は高くなる。

検証結果を通して示したように、A法及びB法は優れた固着検出法である。しかし、弁開度が流量が測定されている必要がある。例えば、液位制御系において、液位しか測定されていない場合、開発した調節弁固着モデルによってコントローラ出力と液位の関係を表現できないため、固着モデルに基づく検出法も機能しない。したがって、固着検出法の適用範囲を拡張するためには、液位データなどから固着を検出できる手法の開発が望まれる。なお、液位制御ループで調節弁に固着が発生した場合、コントローラ出力と液位を二次元平面にプロットしたときに現れる特徴的なパターンを利用して、固着を検出しようという試みが現在進められている[10]。

さらに、提案法は固着の程度を定量化できるため、その診断結果を利用して、固着が発生している状況下でもできる限り制御性能を劣化させないような制御アルゴリズムの開発も考えられる。現実には、固着が原因で制御性能が劣化していることが確認された場合でも、すぐに調節弁を修繕できるとは限らない。そのような場合、積極的に固着の影響を弱めるような制御アルゴリズムが利用できれば、生産性の向上に貢献することができる。

参考文献

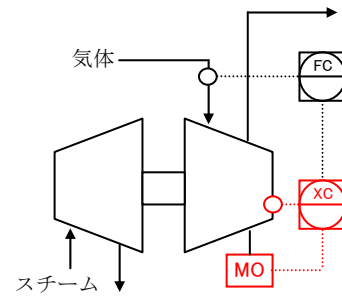
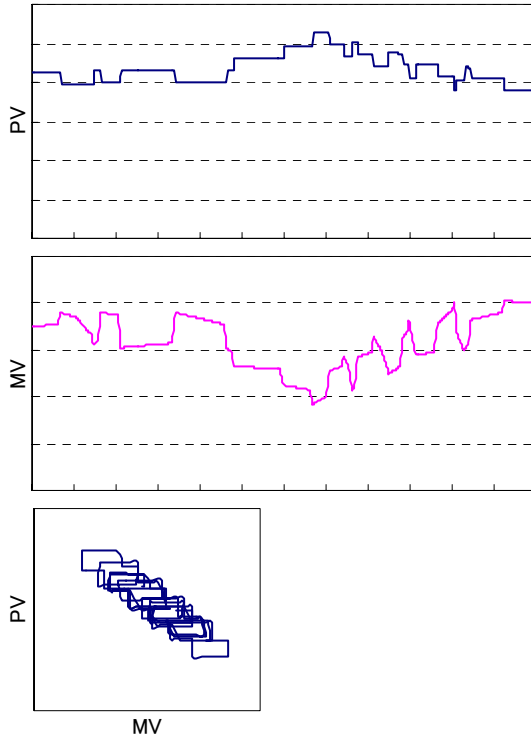
- [1] Harris, T.J.: Assessment of Closed Loop Performance, Canadian Journal of Chemical Engineering, **67**, 856/861 (1989).
- [2] Qin, S.J.: Control Performance Monitoring – A Review and Assessment, Computer and Chemical Engineering, **23**, 173/186 (1998).
- [3] Harris, T.J., C.T. Seppala and L.D. Desborough: A Review of Performance Monitoring and Assessment Techniques for Univariate and Multivariate Control Systems, Journal of Process Control, **9**, 1/17 (1999).
- [4] Huang, B. and S.L. Shah: Performance Assessment of Control Loops, Springer, London (1999).
- [5] 総田, 大塚, 長坂, 香川: 空気圧式調節弁の動作特性診断に関する実験的研究, 計測自動制御学会論文集, **35**, 594/599 (1999).
- [6] Horch, A.: Condition Monitoring of Control Loops, PhD thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden (2000).

- [7] Muller, F.: Simulation of an Air Operated Sticky Flow Control Valve, Proc. of the 1994 Summer Computer Simulation Conference, 742/745 (1994).
- [8] Choudhury, M.A.A.S., N.F. Thornhill, and S.L. Shah: A Data-Driven Model for Valve Stiction, IFAC Symposium on Advanced Control of Chemical Processes (ADCHEM), Jan. 11-14, Hong-Kong, 261/266 (2004).
- [9] 小河: ポリオレフィンプラントの高度制御システムに関する実証的研究, 京都大学博士論文, 29/30 (2001).
- [10] 山下: 定性的形状解析の拡張とバルブスティクション検出への応用, 日本学術振興会プロセスシステム工学第 143 委員会ワークショップ No.25 第 13 回研究会資料 (2004).

プラントデータの説明

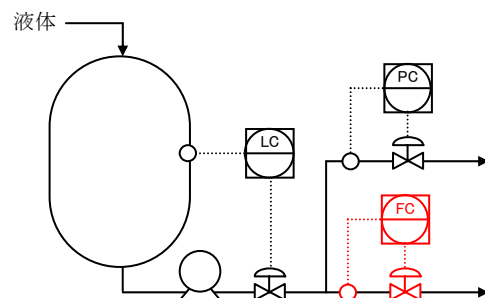
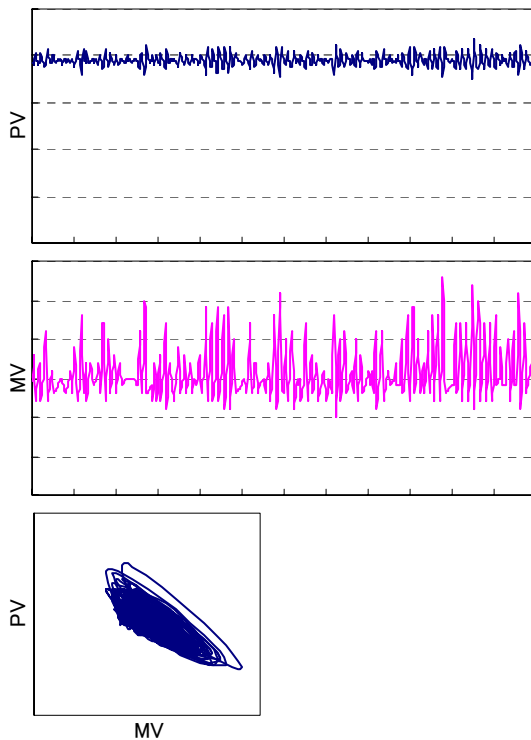
住友化学工業(株)提供のプラントデータとプロセス概要を示す。

データ1 羽角度制御（不良）



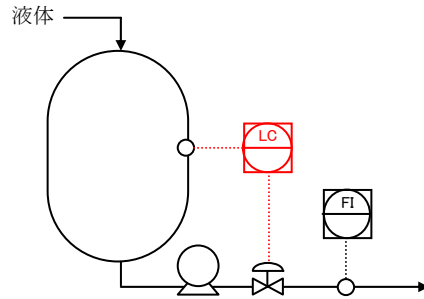
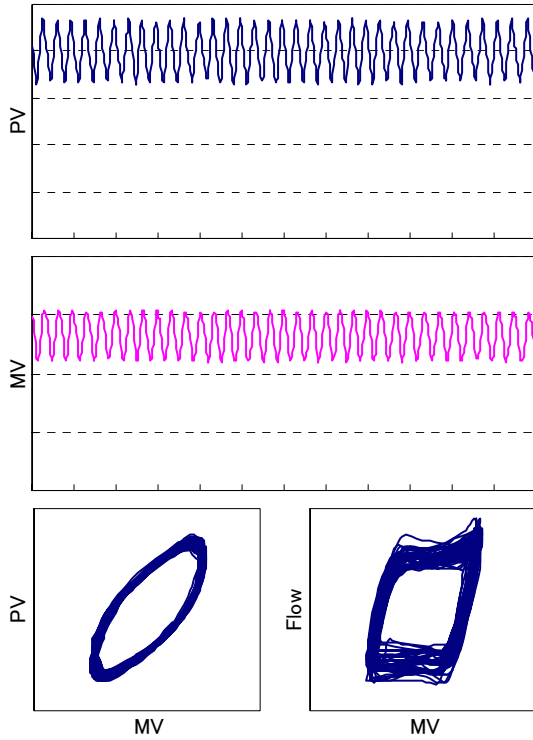
スチームタービン型ガス圧縮機のディフューザ羽角度制御で、流量制御とのカスケード構成となっている。モーター駆動でディフューザ羽角度を変えており、機械系の遊びと制御出力の分解能のため階段状の変化をしている。通常の PID では振動が起きるためギャップ付きPID が適用されている。

データ2 流量制御（不良）



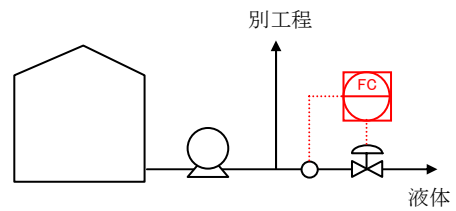
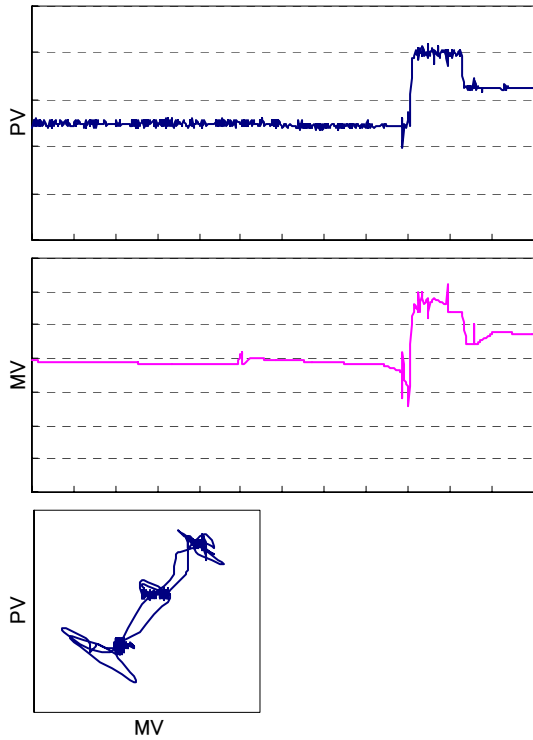
分岐配管の流量制御で、一方が圧力制御となっている。前段のドラム液面制御のチューニングが不良で、流量に周期的な外乱が加わっている。MV の分布に偏りがあり、非線形な挙動を示している。原因は不明だがバルブの不良か他ループとの干渉の可能性もある。

データ3 液面制御（不良）



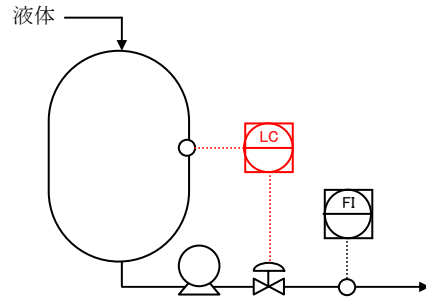
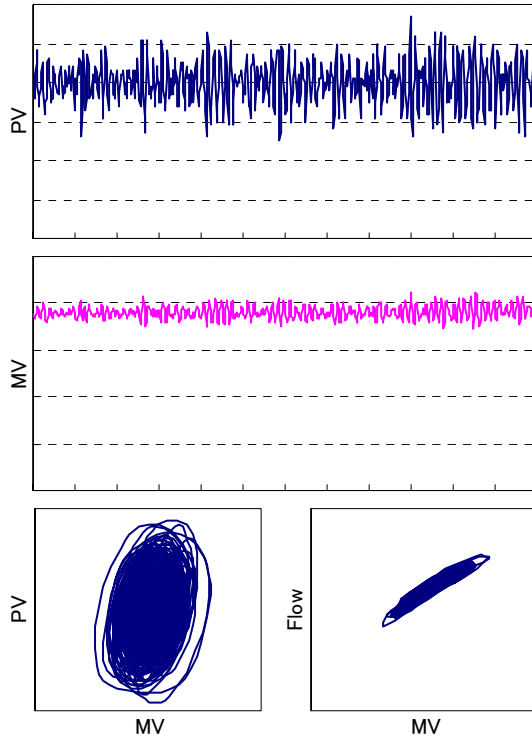
ドラム液面制御で、抜き出しバルブで液面を制御している。バルブスティックのデータで、MV-Flow プロットにその典型的な挙動が現れている。一方、MV-PV プロットは楕円に近いが、細かく観察すると両端に変曲点が見られる。バルブを補修した後のデータをデータ12に示した。

データ4 流量制御（外乱）



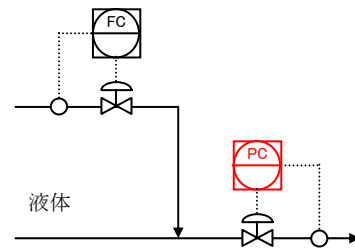
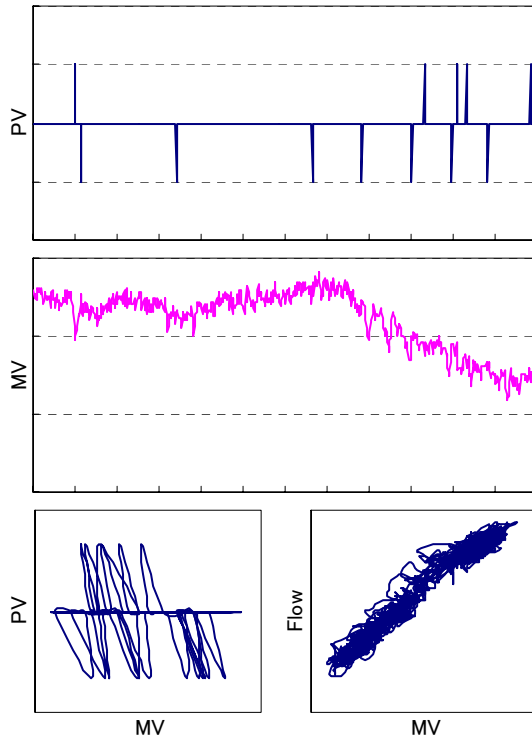
タンクから工程に原料を供給するための流量制御で、別工程でもこの原料が使われている。ロード変更時に配管の圧力が変化するため、変更直後にMV-PVの関係が大きく変動している。

データ5 液面制御 (チューニング不良)



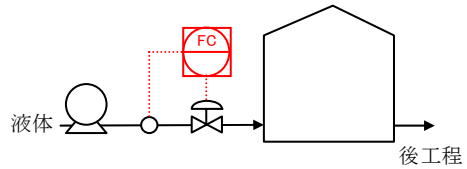
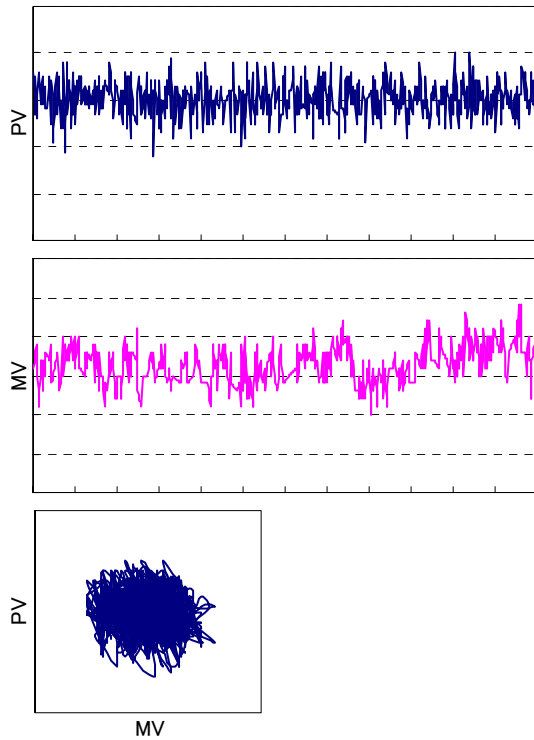
ドラム液面制御で、抜き出しバルブで液面を制御している。液面制御のチューニングが不良のため周期的な変動を起こしている。バルブスティックはなく、MV-Flow プロットはきれいな曲線を描き、MV-PV プロットは極めて楕円に近い挙動を示している。

データ6 圧力制御 (正常)



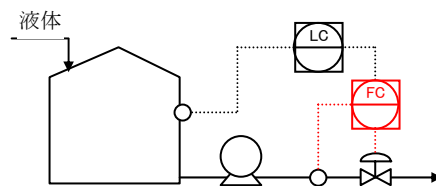
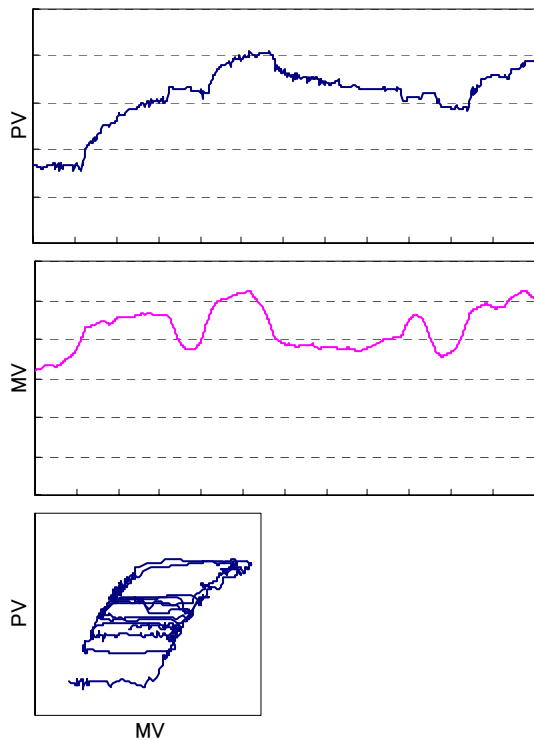
配管中の液体の圧力制御で、出口圧力を制御している。圧力が所々外乱によって変化している。収集精度の問題(制御とは無関係)でデータが粗く、圧力の詳細な挙動は判りにくい。バルブスティックはなく、流量計測値にノイズを含んでいるため MV-Flow プロットが曲線を中心にばらついている。

データ7 流量制御（正常）



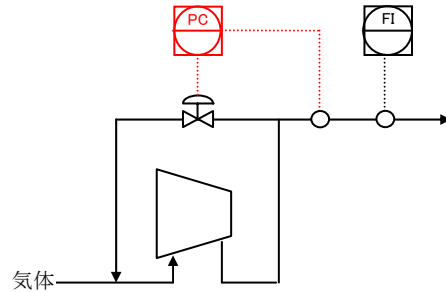
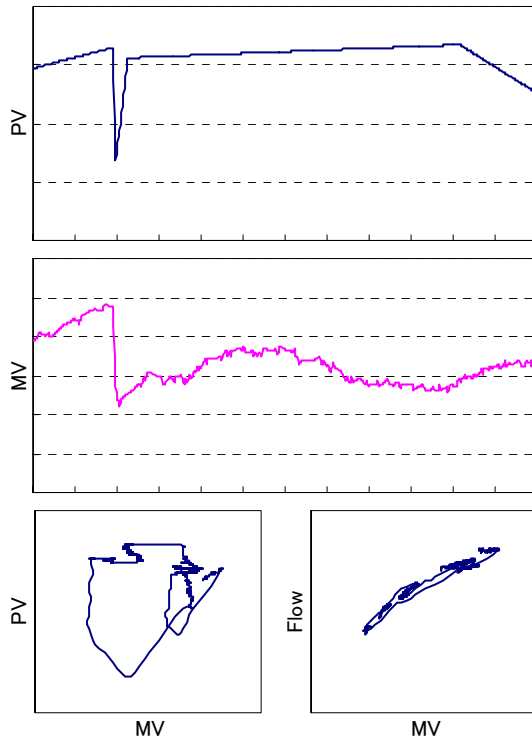
中間タンク送りの流量制御で、最も単純な流量制御である。一定流量で制御されており、バルブスティックはなく、流量指示値にノイズが見られる。

データ8 流量制御（不良）



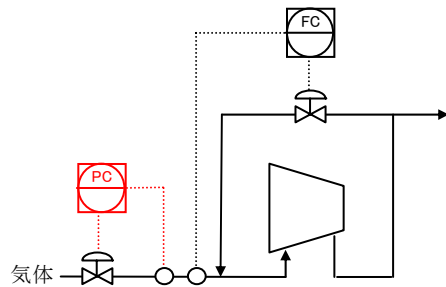
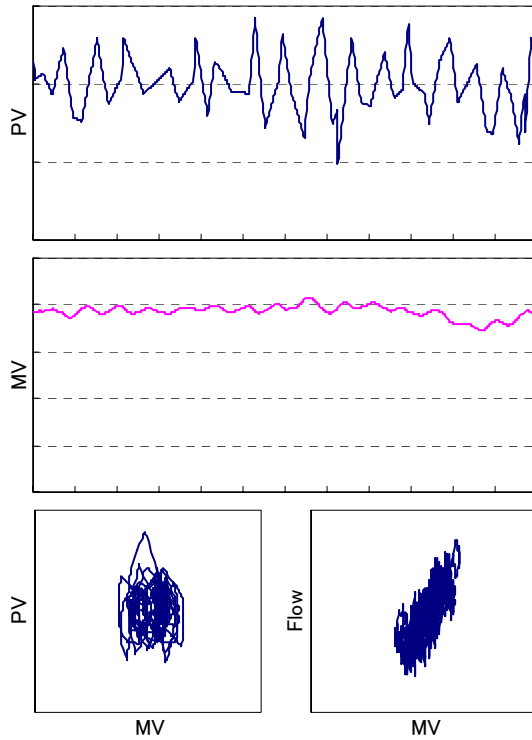
タンクの液面制御で、抜き出しの流量制御とのカスケード構成となっている。バルブスティックのデータで、MV-Flow プロットにその典型的な挙動が現れている。正確には、摩擦によるバルブスティックではなく、機械的な遊びが原因と考えられる。

データ9 圧力制御（正常）



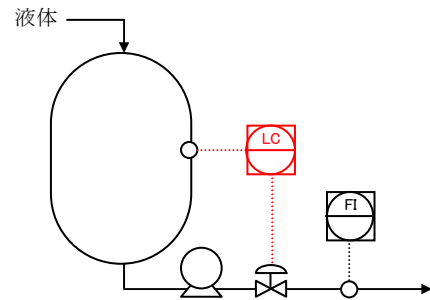
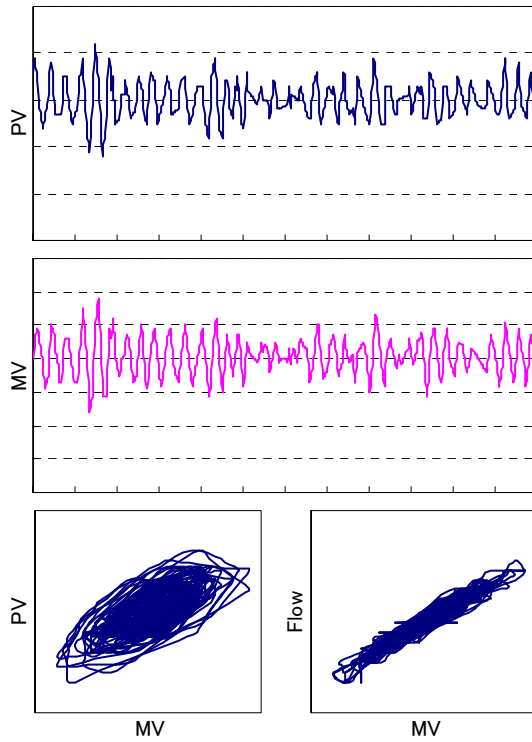
圧縮機の吐出圧力制御で、後工程の使用量によつての圧力がパルス状に変化している。収集精度の問題でデータが粗く、詳細な挙動が判りにくい。バルブスティックはなく、MV-Flow プロットはきれいな曲線を描いている。

データ10 圧力制御（チューニング不良）



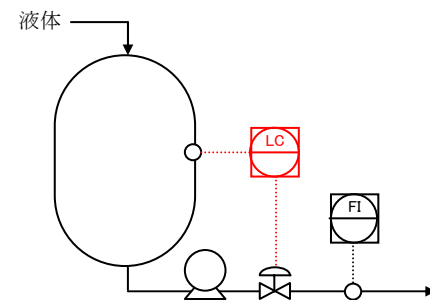
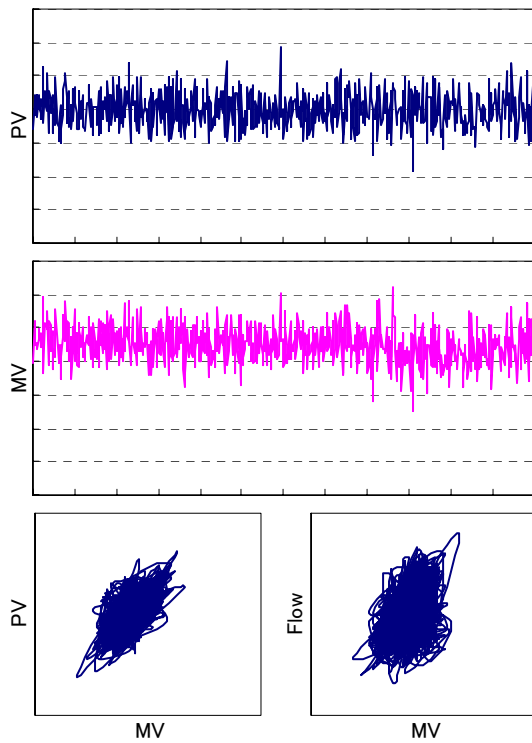
圧縮機のサクシオン圧力制御で、PVとMVに周期的な変動が見られる。本来は吐出側で流量制御をすべきあり、単なるチューニング不良か、圧力制御と流量制御の干渉が疑われる。バルブスティックはないが、MV-Flow プロットからは判断し難い(流量に影響するバルブが2つあるため)。

データ11 液面制御（チューニング不良）



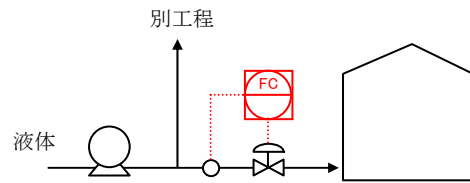
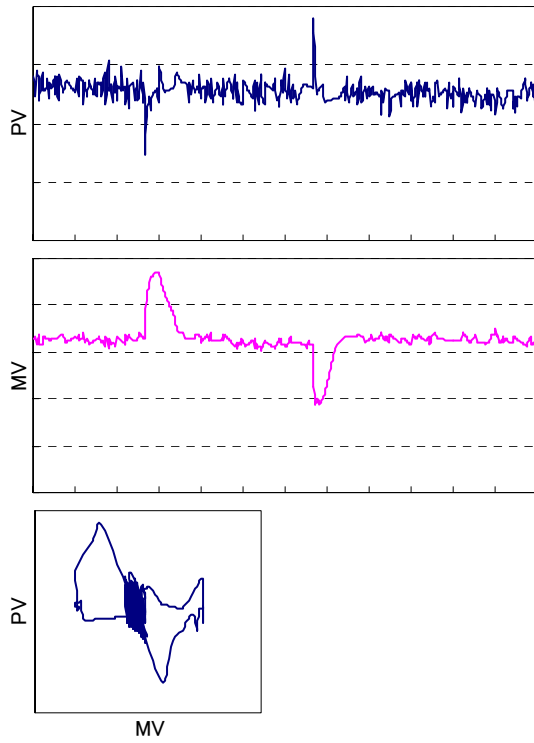
ドラム液面制御で、抜き出しバルブで液面を制御している。液面制御のチューニングが不良のため周期的な変動を起こしている。バルブスティックはなく、流量計測値にノイズを含んでいるためMV-Flowプロットが曲線を中心にばらついている。

データ12 液面制御（正常）



ドラム液面制御で、データ3のバルブを補修した後のデータである。バルブを補修したことでバルブスティックが解消され、周期的な変動も見られなくなった。

データ13 流量制御（正常）



タンク受け込みの流量制御で、一定流量で制御されている。途中、別工程の使用量が変動し（外乱）、MVが変化している。バルブスティックはなく、流量指示値にノイズが見られる。