報告日: 2020年(令和2年) 11月 9日

報告者: 芝浦工業大学大学 システム理工学部学部 非常勤講師

村山 栄治

1. 研究概要

- (和文)
 - (1) 課題名(日本語)

入出力データに基づく実用的なPID制御器調整法の開発とフルードパワー駆動 システムへの応用

(2) 研究者氏名

村山 栄治,芝浦工業大学,システム理工学部,非常勤講師

(3)研究概要(日本語)

油圧や空圧に代表されるフルードパワー駆動システムに実装された PID 制御器 のゲイン調整に E-FRIT(Extended Fictitious Reference Iterative Tuning)法を 適用することで、制御系設計の初心者や現場のエンジニアが容易に理想的な応答 が得られるシステム開発を行った.空圧システムに関しては、力制御系や位置決 め制御系に実装された PID 制御器に対し、オーバーシュートなくユーザが指定 した時間で目標値に到達するような応答を実現するためのゲイン調整が可能な ことを確認した.また、開発したソフトウェアは、MATLAB 環境で提供してお り、フルードパワーシステム以外(ドローンの姿勢制御やハンド型マニピュレー タ)にも適用可能なことを確認した.

(4) キーワード

データ駆動型制御, PID コントローラのゲイン調整, 最適化, フルードパワーシステム

(英文)

(1) Research title

Development of Practical PID Control Parameter Tuning Methods Based on Input-Output Data and Its Application to Fluid Power Drive System

(2) Name of researcher with title of position

Eiji Murayama, Part-time Lecture, Shibaura Institute of Technology

(3) Summary

For beginners in control design and field engineers, we have developed a PID controller gain tuning system based on E-FRIT (Extended Fictitious Reference Iterative Tuning) implemented fluid power drive systems such as hydraulic and pneumatic. On the pneumatic system, it was confirmed that the gain adjustment for realizing the response which reaches the target value in the

time which the user designates without overshoot was possible for PID controller implemented in force control system and positioning control system. And, the software which we developed was offered in the MATLAB environment, and it was confirmed that it was also applicable to attitude control of the drone and hand type manipulator, etc. in addition to the fluid power system.

(4) Key Words

Data-driven Control, Gain adjustment of PID controller, Optimization, Fluid power system

2. 本研究の意義・特色

油圧・空圧に代表されるフルードパワー駆動システムには、フィードバック制御器として シンプルかつ実装のしやすさから PID 方式が多く用いられている.しかし、その制御器の たった3つのパラメータ(比例、積分、微分ゲイン)を理想的に調整することは難しく、実 用的な調整手法の開発は永遠のテーマであり、古くから種々のアプローチが研究されてき た.

例えば、近年、自動車業界で盛んに導入されているモデルベース開発(MBD:Model Based Development)では、「設計品質の向上」、「開発コストの削減」、「開発期間の短縮」などの課題を解決するため、制御系設計プロセスの初期段階で積極的にシミュレーションによる検証・評価を取り入れ、不具合の早期発見と設計プロセスの手戻りを防いでいる。そのため、このモデルベース開発では、シミュレーションのベースとなる数式モデルの同定がキーポイントとなるが、フルードパワーシステムに適用した場合、サーボバルブの不感帯特性、シリンダの摩擦特性など、非線形特性を含むモデルの同定にかなりの工数が発生してしまい、実機の入出力データより同定したモデルを用いて PID 制御器の調整をおこなう場合には、さらに時間を必要としてしまう(例えば、制御対象のモデルが一次遅れ系、一次遅れ系とむだ時間、二次遅れ系など、あるクラスの伝達関数として同定することができれば、内部モデル制御に基づく部分モデルマッチング問題として目標値から制御量までの伝達関数をユーザが指定した時定数を持つ一次遅れ系にマッチングするような PID ゲインを算出することが可能)、そのため、実際の現場でエンジニアが簡単に運用することは難しい、

一方、モデルを使用しない方法としては、IFT(Iterative Feedback Tuning)法、 VRFT(Virtual Reference Feedback Tuning)法、FRIT(Fictitious Reference Iterative Tuning)法、E-FRIT(Extended Fictitious Reference Iterative Tuning)法などが提案されて いる.これらの方法は、前述のように、数学モデルの同定と制御系設計の二段階の手順を踏 むことなく、実機の入出力データから直接的かつ自動的に PID 制御器の調整をおこなえる ため、制御系設計にかかる負担を軽減することが可能となる.(図1参照)特に、近年提案 された E-FRIT 法については、安定な閉ループ系で実験した一回の計測データにより、オー バーシュートなくユーザが指定した整定時間で目標値に到達する PID 制御器のパラメータ を短時間で調整することができ,実際の現場でもエンジニアが運用できる非常に実用的な 調整方法として注目されている.(図2参照)



図 2 E-FRIT 法による PID 制御器調整のイメージ

そこで、本研究では、制御系設計の初心者や現場のエンジニアが容易にフルードパワー駆動システムに実装された PID 制御器のゲイン調整することのできる環境を E-FRIT 法を用いてソフトウェア化することを目的とし、開発したソフトウェアを用いて様々なアプリケーションにて検証を行い、有効性を示した.

3. 実施した研究の具体的内容、結果

3.1 E-FRITとは

FRIT やその拡張型となる E-FRIT は、IFT や VRFT と同様に制御系の目標値から制御 量(制御対象の出力)までのフィードバック系の伝達関数が、目標値に対し理想的な応答と なる参照モデルの伝達特性と一致するように制御モデルのパラメータを決定するモデルマ ッチング問題に帰着した手法であり、制御対象の詳細なモデルやノミナルモデルを必要と せず、日常的に計測している閉ループ駆動データ(フィードバック制御下でシステムが安定 な状態で駆動させたときの計測データ)から最適化手法を用い、直接的に制御モデルのパラ メータを調整することが可能となる.特に一回のみの計測データ(One-shot Experiment)か ら数式モデルを介さず,理想的な応答(オーバーシュートなくユーザが指定した目標値到達時間で収束するような応答)が得られることが大きな特徴となる.以下では,E-FRITによる調整手順と各種設定について説明する.

図3のフィードバック制御系を考える.



図3において、Pは制御対象、r(t)は目標値、u(t), y(t)は操作量(制御対象への入力)と制御量(制御対象の出力)を表す.また、 $C(\theta)$ はパラメータ θ をもつ構造の固定された制御器を表し、PID コントローラの場合、並列型で表すと次式のように表される.

$$C(\mathbf{\theta}) = K_{\rm p} + K_{\rm i} \frac{1}{s} + K_{\rm d} s \qquad (1)$$

$$\mathbf{\theta} = \begin{bmatrix} K_{\rm p}, \ K_{\rm I}, \ K_{\rm d} \end{bmatrix}^T \qquad (2)$$

FRITでは、入出力データとなるu(t), y(t)と参照モデルから擬似参照出力を制御モデルパラ メータのの関数として定式化し、実際の出力と疑似参照出力ができるだけ一致するようにの を最適化手法で探索し、調整を行う. E-FRITでは、FRITに加え、操作量の変動に対する ペナルティ(制御系の安定性の指標)の評価関数への導入、参照モデルのむだ時間を最適化 の設計変数に加え参照モデルと制御モデルパラメータの同時調整といった内容が加えられ ている. 具体的な調整手順は次の 6 ステップで行われる.

○ステップ1. 閉ループ駆動データの取得

ステップ1では、E-FRITで使用する閉ループ駆動データを計測する.一般的にシステム 同定などでは、開ループ系で制御対象Pの特性(モード)を励起したいため、広い帯域の周 波数成分を持つM系列信号などを同定入力として用いることが理想的とされているが、制 御対象が不安定な場合は、フェールセーフが働き正常に動作しなかったり、同定入力の高周 波成分で応答が振動的になりすぎて実機が破損してしまう心配があったりと計測が困難と なる.しかし、E-FRITでは、閉ループ系を構成し、安定化したシステムで駆動した一回の データのみを計測すればよいため、開ループ系の計測に比べ実現しやすい.そのため、図4 のように閉ループ系が安定状態となる PID ゲインパラメータ θ_0 を用い、適当な目標値 $r_0(t)$ を入力し、制御対象を駆動して操作量 $u_0(t)$ と出力 $y_0(t)$ を取得すればよい.この際、目標値 $r_0(t)$ はM系列信号に似た多段のステップ状の信号(2回以上設定値を変化させる)を採用 することが多い.



図4 安定なシステムでの閉ループ駆動データの計測

なお、閉ループ系が安定状態であれば出力 $y_0(t)$ が目標値 $r_0(t)$ に対して定常偏差やオーバー シュートが生じていても問題ない.ただし、目標値が変化したときの影響が外乱の感度より も十分に大きく、また、操作量 $u_0(t)$ が上下限値で飽和しない程度の偏差となるように目標 値 $r_0(t)$ の設定値を決定することが重要となる.

○ステップ 2. 参照モデルM(s)の決定

参照モデルを次式のような二項係数標準形にむだ時間Lmを加えた伝達関数M(s)とする.

$$M(s) = \frac{1}{(\tau s + 1)^n} e^{-L_{\rm m} s}$$
(3)

参照モデルは、目標値に対する応答の規範となるため、その選び方は重要である.式(3)の ように安定な重根を持つ伝達関数とすればオーバーシュートは発生せず、また、参照モデル の時定数 τ と応答が収束するまでの時間を関係付けることができるので、制御仕様と設計の 対応がわかりやすくなる.式(3)のnは参照モデルM(s)の次数を表し、制御モデルの構成によ り推奨値が異なる.通常の PID 制御と微分先行型 PID 制御(PI-D 制御)の場合は、n = 2、 比例・微分先行型 PID (I-PD 制御)の場合はn = 3が推奨値となる.また τ は応答の速応性 を規定するパラメータで次式のように

$$\tau = \frac{T_{99}}{4.4n^{0.6}} \tag{4}$$

目標値に対して 99%に到達するまでの応答時間*T*₉₉を設定パラメータとすることで、参照モデルが目標値に収束する時間を直接設定することが可能となる.

E-FRIT による PID ゲイン調整において,以上のような参照モデル*M*(*s*)を適用することで,オーバーシュートなくユーザが指定した収束時間で目標値に到達するような PID ゲインパラメータ6を得ることが可能となる.

○ステップ3. 最適化設計変数 ◆の設定

最適化の際に使用する設計変数を PID ゲインの 3 つ(K_p , K_l , K_d)と参照モデルのむだ時間 L_m を加えた次式で定義する.

$$\boldsymbol{\Phi} = \begin{bmatrix} K_p, \ K_i, \ K_d, \ L_m \end{bmatrix}^T \tag{5}$$

○ステップ 4. 疑似目標値信号**r**(θ, t)の算出

ステップ 1 で取得した操作量 $u_0(t)$, 出力 $y_0(t)$ と PID ゲインパラメータ θ_0 を用い, $u_0(t)$ について関係式を整理すると次式で表される.

$$u_0(t) = C(\mathbf{\theta}_0) \big(r_0(t) - y_0(t) \big) \tag{6}$$

ここで, 閉ループ駆動データを計測した際の PID ゲインパラメータ θ_0 を最適化途中の設計 変数 ϕ の第 1~3 成分で置き換えた $\theta \neq \theta_0$ とした状態で, $u_0(t), y_0(t)$ を発生する疑似目標値信 号 $\hat{r}(\theta, t)$ を用いて式(6)を置き換えると以下のように表される.

$$u_0(t) = C(\mathbf{\theta}) \big(\tilde{r}(\mathbf{\theta}, t) - y_0(t) \big) \tag{7}$$

ここで式(7)に対し, PID コントローラ $C(\theta)$ の逆モデル $C(\theta)^{-1}$ を用いて疑似目標値信号 $\hat{r}(\theta, t)$ について整理すると次式が得られる.

$$\tilde{r}(\boldsymbol{\theta}, t) = \mathcal{C}(\boldsymbol{\theta})^{-1} u_0(t) + y_0(t)$$
(8)

○ステップ 5. 参照出力ỹ(**φ**,*t*)の算出

最適化途中の設計変数 ϕ の第4成分を参照モデルM(s)のむだ時間 $L_{\rm m}$ とし、このM(s)を用いて疑似目標値信号 $\hat{r}(\theta, t)$ に対する参照出力 $\hat{y}(\phi, t)$ を算出する.

$$\tilde{y}(\mathbf{\phi}, t) = L^{-1} [M(s) \cdot L[\tilde{r}(\mathbf{\theta}, t)]]$$
(9)

○ステップ 6. 最適化による設計変数 Φの探索

ステップ 6 で求めた参照出力 $\tilde{y}(\phi, t)$ (擬似的な出力) とステップ 1 で取得した実際の出 力 $y_0(t)$ の波形が近ければ,ゲインパラメータを θ とした PID コントローラにより構成した 閉ループ系が参照モデルとマッチングしたと見なせるため (図 5 参照),次式のような評価 式を最小化するような最適化問題に帰着し,これを解くことで最適な PID ゲインパラメー タと参照モデルのむだ時間を算出する.

$$J(\mathbf{\phi}) = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^{N} \left\{ \left(y_0(t) - \tilde{y}(\mathbf{\phi}, t) \right)^2 + \lambda f_s \Delta \tilde{u}(\mathbf{\phi}, t)^2 \right\}$$
(10)

ここで、 $\hat{u}(\mathbf{\phi}, t)$ は疑似操作量と呼ばれ、疑似操作量とその微小変化 $\Delta \tilde{u}(\mathbf{\phi}, t)$ は次式のように表される.

$$\tilde{u}(\mathbf{\phi}, t) = C(\mathbf{\theta})(\tilde{r}(\mathbf{\theta}, t) - \tilde{y}(\mathbf{\phi}, t))$$
(11)
$$\Delta \tilde{u}(\mathbf{\phi}, t) = \tilde{u}(\mathbf{\phi}, t) - \tilde{u}(\mathbf{\phi}, t - \Delta t)$$
(12)

また、Aは評価式内の「実際の出力と参照出力の差の二乗」、「疑似操作量の微小変化の二乗」の割合を決定する重み係数でfsを次式のように選んだ場合には、1 が推奨値とされている.

$$f_{\rm S} = \sqrt{\frac{\operatorname{Var}(\tilde{y}(\phi, t) - y_0(t))}{\operatorname{Var}(\Delta \tilde{u}(\phi, t))}} \tag{13}$$

ここで、Var(・)は分散を表しており、fsは出力と操作量という異なる単位系のデータをスケーリングしていることがわかる.

式(10)より E-FRIT は、制御性能の指標となる実機の出力と参照出力の差だけを評価・最小化するのではなく、安定性の指標となる疑似操作量の微小変化も考慮していることがわかる.

以上の6ステップが E-FRIT による PID ゲインパラメータの調整手順となる.



図5 モデルマッチングのイメージ

3.2 空気圧サーボ系の力制御への適用

本研究で実機検証に使用した空気圧サーボ系の力制御のシステム構成と外観を図 6,仕様 を表1に示す.





図6空気圧シリンダを使用した力制御システム

1	Compressor	(2)	Air filter
3	Mist separator	(4)	Booster regulator
(5)	Air tank	6,7	Electro-pneumatic regulator
8	Air cylinder	9,10	Pressure sensor
	Load cell	(12)	Spring
(13)	Micro laser sensor	14)	Strain amplifiers
(15)	A/D board	(16)	D/A board
17	LM stroke bush		

表1装置スペック表

アクチュエータには内径 10 [mm], ロッド径 5 [mm], ストローク 22 [mm] の復動片ロッド小型空気圧シリンダ (コガネイ製特注)を採用し, リニアブッシュ (摩擦係数 µ =0.0006 ~ 0.0012, ストローク 30 [mm]) に支持されたシャフトをロッド先端で押し込む構造となっている. シャフトには圧縮バネ (バネ定数 3.038 [N/nm]) が固定され, シャフトが押し込まれることでバネから反力を受け, ロッドとシャフトの間に設置されたロードセル (定格容量 100 [N]) によりシリンダ推力を測定している.また,空気圧シリンダには電空レギュレータ (SMC 製 ITV0051·3MS) が接続され,指令電圧によりヘッド, ロッドの圧力を直接制御している.力指令とコントローラは Host PC にインストールされたMATLAB/Simulink®上で設計し, xPC·Target™を用いてリアルタイム OS 用のアプリケー

ションを作成して,LAN 経由で Target PC に実装する.Target PC では実装されたアプリ ケーションによりサンプリングタイム1 [ms] で力制御とデータの計測をおこなう.実験 終了後,計測したデータは LAN 経由で Host PC に転送される.フィードバックコントロ ーラには,力指令とロードセルで計測した力の偏差が入力され操作量が決定される.この操 作量は,空気圧シリンダのヘッド,ロッドに接続された電空レギュレータの指令電圧として 使用される.

以上のような空気圧シリンダを用いた力制御システムの PID 制御器のゲイン調整に E-FRIT を適用した結果を図7に示す.



図7 閉ループ駆動データと調整後の応答

図 7 の(a)は取得した操作量 $u_0(t)$, (b)は同様に出力 $y_0(t)$ のグラフとなる. $y_0(t)$ のグラフか ら安定に力制御できていることがわかるが,定常偏差やオーバーシュートが発生している ことがわかる.この閉ループ駆動データを用い, $T_{99} = 0.95$ [s]として E-FRIT にて PID ゲイ ン調整を行い,再度,実機を駆動させた結果が図 7 の(c)となる.このグラフから,ユーザが 指定した目標値到達時間でオーバーシュートなく収束することが示された.

3.3 空気圧サーボ系の位置決め制御への適用

本研究で実機検証に使用した空気圧位置決めサーボ系のシステム構成を図 8,仕様を表 2 に示す.



図8 ロッドレスシリンダを用いた位置決めサーボ系

装置名	メーカー	型番
コンプレッサ	KOBELCO	ES 4AD-6 II
フィルタ	SMC	AF30-02-A
レギュレータ	SMC	IR2020-02BG
タンク	SMC	VBAT05S1
止め弁	PISCO	BVC20-0606
サーボ弁	FESTO	MPYE-5-M5-010B-30L-SA
ロッドレスシリンダ	KOGANEI	ORV16×200
圧力計	SMC	PSE540A-R04
位置センサ	SMC	D-MP200
A/Dボード	CONTEC	AD12-64(PCI)
D/Aボード	CONTEC	DA12-16(PCI)

表2装置スペック表

アクチュエータには内径 16 [mm] (相当径),ストローク 200 [mm] のロッドレスシリンダ を採用し,位置センサによりシリンダのストロークを測定している.ロッドレスシリンダに はサーボ弁が接続され,指令電圧によりバルブの有効断面積を変化させてシリンダ左右の 室内に流れ込む空気流量を調整している.ストローク指令とコントローラは Host PC にイ ンストールされた MATLAB/Simulink®上で設計し, xPC-TargetTM を用いてリアルタイム OS 用のアプリケーションを作成して, LAN 経由で Target PC に実装している. Target PC では実装されたアプリケーションによりサンプリングタイム1 [ms] で制御とデータの計 測を行っている.フィードバックコントローラには,ストローク指令と位置センサで計測し た変位との偏差が入力され操作量が決定される.この操作量は,ロッドレスシリンダに接続 されたサーボ弁の指令電圧として使用される.

以上のようなロッドレスシリンダを用いた位置決めシステムに実装された PID コントロ ーラゲイン調整に E-FRIT を使用した結果,シリンダの摩擦やサーボ弁の不感帯などの影 響により想定した制御性能を達成することができなかった.



E-FRIT による PID ゲイン調整結果

図9にT₉₉ = 1.0,2.0,3.0[s]と設定して E-FRIT にて PID ゲイン調整を行い目標値 100[mm] のステップ応答試験を実施した結果を示す.図9の(a)より,設定したT₉₉に対して実際の到 達時間は1.2,2.7,4.3[s]とT₉₉の設定が長くなるにつれ,誤差が大きくなることが確認された. これは、T₉₉が短いほど、システムの速応性が向上し非線形的な摩擦の影響が小さくなり、 逆にT₉₉が長いほど摩擦の影響を受けやすいという状況と目標値近くではサーボ弁への入力 電圧が中立点付近となり、弁の不感帯に陥ってしまったことが原因と推測している.また、 図9の(b)に、(a)の試験とは別日に同じゲイン設定で計測したステップ応答試験の結果を示 す.(a)の結果と比べると、最終値が目標値からずれていることがわかる.このように単純 な PID 制御では、ロッドレスシリンダの位置決め制御は難しく、更なる改良が必要となっ た.

そこで、サーボバルブに含まれる不感帯やシリンダに含まれる非線形性の強い摩擦特性 を補償するために外乱オブザーバを併用した PID 制御系に E-FRIT を適用する方法を検討 した.



図 10 外乱オブザーバを併用したフィードバック制御系のイメージ

図 10 に今回検討した外乱オブザーバを併用したフィードバック制御系を示す. ここで, *C*(*s*),*P*(*s*)はフィードバック制御器と制御対象, *r*(*t*),*y*(*t*),*e*(*t*),*u*(*t*)は目標値, 出力 (制御量), 偏差, 操作量, また*d*(*t*)は制御対象の入力側に印加される外乱(操作量に加わ る外乱)を表す.このとき, 出力*y*(*t*)は操作量*u*(*t*)と外乱*d*(*t*)を用いて次式のように表され る.

$$y(t) = P(s)(u(t) + d(t))$$
 (14)

式(14)に対し、制御対象のノミナルモデルを $P_n(s)$ とし、d(t)について整理し、改めて推定外 $\mathbb{l}\hat{d}(t)$ として関係式を求めると次式が得られる.

$$\hat{d}(t) = P_n(s)^{-1}y(t) - u(t)$$
 (15)

式(15)より操作量に印加された外乱を推定することができるのだが,その際,制御対象のノ ミナルモデルP_n(s)が必要となってしまう.通常は,P_n(s)を求めるためにシステム同定の作 業が必要となってしまうが,ここでは E-FRIT のモデルマッチング問題を利用して制御対 象のモデルを算出する方法を試みた.フィードバック制御器と制御対象をそれぞれ C(s),P(s)としたとき,入力から出力までの伝達関数T(s)は次式のように表すことができる.

$$T(s) = \frac{P(s)C(s)}{1 + P(s)C(s)}$$
(16)

E-FRIT では、閉ループ系の参照モデルM(s)を式(3)のように定義しているので、モデルマ ッチング問題を満たしていればM(s) = T(s)と考えることができる、そこで、式(16)のP(s)をC(s)とM(s)を用いて整理すると次式のように表される.

$$P(s) = \frac{M(s)}{C(s)(1 - M(s))}$$
 (17)

ここで、C(s)は PID コントローラとなり、式(17)で記述されたP(s)は PID コントローラと 参照モデルで構成され、伝達関数のモデルとして算出可能なことがわかる.式(17)の左辺を 改めて制御対象のノミナルモデル $P_n(s)$ とし、その逆モデルを求めると次式のように表され る.

$$P_n(s)^{-1} = \frac{C(s)(1 - M(s))}{M(s)}$$
(18)

式(18)で表される逆モデルは、分子の方が高い次数となってしまうため、そのまま実装する ことができず、フィルタF(s)を導入し、F(s)Pn(s)⁻¹がプロパーになるようにF(s)を決定し、 制御モデルを構築した. F(s)は、カットオフ周波数 100[Hz]の一次、二次のローパスフィル タにより構成している.

また,式(15)より推定外乱 $\hat{d}(t)$ は出力y(t)と操作量u(t)により算出されるが,位置センサには計測ノイズが含まれるため,これを制御対象の逆モデルに入力してしまうとかなり振動的な傾向となることがわかった.(周波数特性は図 11 を参照)



図 11 推定外乱の周波数特性

そのため,推定した外乱を平滑化処理するローパスフィルタL(s)を新たに追加し,最終的に 図 12 のような制御系を構成し,検証を行った.



図 12 外乱オブザーバを併用したフィードバック制御系

図13にP制御により計測した閉ループ駆動データを示す.





また,この閉ループ駆動データを用い,*T*₉₉ = 1.0,2.0,3.0[s]と設定して E-FRIT にて PID ゲ イン調整を行い目標値 100[mm]のステップ応答試験を実施した結果を図 14 に示す.



図 14 ロッドレスシリンダを用いた位置決めサーボ系の E-FRIT による PID ゲイン調整結果(外乱オブザーバの併用)

図 14 より,設定した到達時間に対して,どのケースも 0.1[s]程度の誤差で目標値にオーバ ーシュートなく収束することが確認できた.

3. 4 フルードパワー駆動システムに実装された PID 制御器のゲイン調整に E-FRIT 法 を適用することのメリット

空気圧シリンダを使用した力制御,または、位置決め制御系に実装された PID 制御器の ゲイン調整に E-FRIT 法を適用し、その有効性の検証と評価を行った.力制御系に関して は、シリンダが低摩擦型,空気流量の供給に電空レギュレータを採用したことで、線形性の 高いシステムとなり、このような系に実装された PID 制御器のゲイン調整対し、E-FRIT 法 は相性が良く、オーバーシュートなくユーザが指定した到達時間で目標値に収束する最適 なゲインを算出することができた.また、位置決め制御系に関しては、シリンダの摩擦やサ ーボ弁の不感帯といった非線形特性に対し、PID 制御器だけでは目標値に追従することは 難しく、外乱オブザーバを併用したシステムに対し、E-FRIT 法を適用する方法を検討した. 従来、外乱オブザーバの設計には、制御対象のモデルが必要となり、その同定作業が必須と なるが、E-FRIT 法のモデルマッチング問題をうまく利用し、制御対象のモデルを算出する 方法を提案し、E-FRIT 法によりオーバーシュートなくユーザが指定した到達時間で目標値 に収束する最適なゲインを算出することができた.外乱オブザーバを併用した PID 制御系 に E-FRIT 法を適用する手法は、非線形性の高い他のフルードパワーシステムにも有効な PID ゲインの調整方法と考える.

本研究で作成したソフトウェアは MATLAB 環境で構築されており,制御対象の閉ループ 駆動データがあれば,汎用的なノートパソコンを使用して 20 分程度の計算時間で最適な PID ゲインを算出することが可能となる.制御系設計の初心者や現場のエンジニアがその 場で容易に調整作業を行うための手助けになればと考える.

4. 本研究を実施したグループに属する主な研究者の氏名・職名

村山 栄治 芝浦工業大学·非常勤講師

川上 幸男 芝浦工業大学・教授

5. 研究実施時期

2017年(平成29年)4月 1日から2020年(令和2年)3月31日まで

6. 本研究に関連して発表した主な論文等

〇論文

 村山,黒澤,川上,E-FRITを用いた空気圧サーボ系の力制御 PID コントローラ設計, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.49, No.2, pp.42-48(2018)

〇学会発表

 [2] 黒澤,<u>村山</u>,川上,空気圧サーボシステムに対する E-FRIT による PID ゲイン調整方 法の検討,2016 年度産業応用部門大会講演論文集,pp.87-90(2016)

- [3] 横山, <u>村山</u>, 川上, 空気圧ロッドレスシリンダ位置決め制御における E-FRIT による PID ゲイン調整法, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, pp.165-166(2018)
- [4] 横山, <u>村山</u>, 川上, 空気圧ロッドレスシリンダ位置決め制御における E-FRIT による PID ゲイン調整法-ディザ併用による弛緩振動の抑制-, 2018 年度産業応用部門大会 講演論文集, pp.39-42(2018)
- [5] 富田,<u>村山</u>,川上,小型空気圧シリンダ駆動による多関節ハンド型マニピュレータの 開発,2020年秋季フルードパワーシステム講演会発表予定(2020)

〇学士論文 (卒業論文)

- [6] 横山,空気圧アクチュエータ位置制御に対する PID ゲインオートチューニング手法の 検討,2018 年度卒業論文(2018)
- [7] 反田, X型クアッドコプターの制御に対する PID ゲイン調整方法の検討,2019 年度 卒業論文(2019)

7. 内外における関連研究の状況

E-FRIT 法を始めとしたデータ駆動型 PID 制御器の設計やゲイン調整方法については, 様々な大学機関を中心に精力的に取り組まれている.一方で,フルードパワーシステムへの 応用例は少なく,空圧サーボ系に適用したときの長所・短所を整理し(特にサーボバルブに 含まれる不感帯特性,シリンダに含まれる摩擦特性などの非線形特性との相性など),フル ードパワーシステムにマッチングした E-FRIT 法の検討・提案ができたことは,フルードパ ワーシステムの制御系設計に対して新しい技術として貢献できるものと考えられる.

8. 今後の発展に対する希望

開発したソフトウェアは、MATLAB環境を所有していないと使用することができず、このソフトウェアの対象としている制御系設計の初心者や現場のエンジニアが気軽に環境を 準備することが難しいと思われ、Windows OS のインストールされた PC 上で、フリーで動 作するようなアプリケーションとして再構築することが望ましいと考える.また、制御対象 や運用方法が多様化・複雑化した際に PID コントローラで対応できる事象には限界があり、 そういったニーズにも E-FRIT のようなデータ駆動型でモデルフリーに制御系設計が行え る環境の需要は高いと考える.後者に関しては、現在、我々の研究室では、AI(強化学習)を 使用したフルードパワーシステムの制御系設計というテーマにて研究を進めている.