燃料電池システムの空気圧力・流量 2変数2自由度スライディングモード制御*

浅井 祥朋^{*1}, 高橋 伸孝^{*2}

Two Variables and Two-Degree-of-Freedom Sliding Mode Control for Pneumatic Pressure and Flow of Fuel Cell System

Yoshitomo ASAI^{*3} and Nobutaka TAKAHASHI

^{*3} Fuel Cell Laboratory, Nissan Research Center, NISSAN MOTOR CO., LTD,
1 Natsushima-cho, Yokosuka-shi, Kanagawa, 237-8523 Japan

In this paper, non-linear and bi-linear dynamic models including dominant dynamics of the pneumatic pressure and flow of the fuel cell system are derived. In addition, two-degree-of-freedom sliding mode control is designed using the linear time invariant state-space model which is derived from the non-linear model. The pre-compensator considering exhaust gas flow passing through a throttle valve is also designed. The pre-compensator shapes the pressure and flow references and makes the exhaust gas flow close to the desired flow which is passing through the throttle in transient response. Furthermore, the pre-compensator makes the references close to static references which appropriately operates the fuel cell system in a static state. The paper presents the architecture of the pre-compensator, considering the passing flow in transient state and the tracking performance to the static references. Finally, numerical calculations and experimental results verify that the non-linear model accurately simulates the actual system transient responses and the proposed techniques improve the transient responses of the pneumatic pressure and the flow of the fuel cell system.

Key Words: Fuel Cell, Automobile, Modeling, Sliding Mode Control, Transient Response

1. 緒 言

近年、オイルピークがとりあげられるとともに、二酸化炭素をはじめとする温室効果ガスによる地球規模での温暖化が進んでいると言われており、IPCC第4次評価報告書⁽¹⁾では産業革命からの気温上昇を+2.8℃以内に抑えるためには、温室効果ガスの濃度を少なくとも535 ppm以下にする必要があると報告されている。

一方、日産自動車では2010年に向けた中期環境行動計画「ニッサン・グリーンプログラム2010」を2006年に発表し、取組みの一つとして電動車両技術の開発強化と電動車両の投入・普及を掲げ、性能を向上させた燃料電池車と電気自動車の開発を進めている。

ところで、燃料電池車ではドライバの要求に応じて高応答でかつ安定した発電を行うために、燃料電池に供給する空気圧力・空気流量を高速・高精度で目標値に追従させる必要があるとともに、各部品個体のばらつきや環境条件の変化に対するロバスト性が求められ

る。この要求に応えるためには、空気圧力と空気流量をフィードバック制御系とすることが考えられるが、流体の圧力と流量は干渉することが一般に知られており、それぞれを独立に設計することは困難である。また、オリフィスを流れる流量と圧力の関係は非線形となることが知られており、圧力と流量の2変数フィードバック制御化を難しくしている。

また、発電により酸素が消費されるため酸素濃度の低下した空気を排出するとともに、圧力を上げる過渡状態でも一定の酸素を十分に含む空気を燃料電池に供給することが安定した発電を行うために重要である。

このような背景の中、本報告では2変数スライディングモード制御系設計を行うとともに、過渡状態で空気調圧弁から排出される空気流量が希望した値に近づくような目標値を生成する前置補償型の目標値整形器を提案する。そして、本提案手法の有効性をシミュレーションおよび実験で検証する。

このような燃料電池システムの空気圧力・空気流量の制御に関する研究は世界中で行われており、Jay T. Pukrushpan, Chan-Ciao Linらは燃料電池システムの精密なモデルを構築し最適制御理論により制御性能を調査している⁽²⁾⁽³⁾。また、Johannes Reuterらはコンプレッサの動特性を非線形モデルで表現し、PID制御によりそのモデルの妥当性と制御性能を報告してい

* 原稿受付 2009年1月14日。

^{*1} 正員、日産自動車(株)総合研究所燃料電池研究室(〒237-8523 横浜市中区夏島町1)。

^{*2} 日産自動車(株)電子技術開発本部電子信頼性技術開発部(〒243-0192 厚木市岡津古久560-2)。

E-mail: yoshitomo-asai@mail.nissan.co.jp

る⁽⁴⁾。さらには Michael A. Danzer ら, Fu-Cheng Wang らは発電負荷の変動を外乱としてとらえ H_∞ 制御理論により, 負荷変動が生じた場合でも発電に必要な空気流量を供給することを提案している⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

しかしながら, いずれもシミュレーションでの確認であり, 車載可能な燃料電池システムに対して実験で有効性を検証した例はない。また, 過渡状態で燃料電池システムから排出される空気流量を考慮した目標値整形器を設計し, その有効性を検証した例はない。

2. システム構成

はじめに, 制御対象である燃料電池空気系システムの構成と圧力と流量に影響を及ぼす要因を図 1 に示す。冷却装置(Air cooler)ではコンプレッサにより圧縮された空気を冷却水との熱交換により冷却する。また, 発電により生成した生成水は除湿装置(Dehumidifier)を通して加湿装置(Humidifier)へと移動する。このとき, 加湿装置では水蒸気が空気に付加され, 燃料電池空気極(Cathode)では発電により消費される酸素が空気系システムから取り出されるとともに, 発電により燃料電池と空気との間で熱の授受が発生する。また, システムを成立させるために Ventilation line と空気圧力, 流量制御系とは無関係に開閉する Air Bypass Valve が取り付けられている。

一方, アクチュエータはコンプレッサと空気調圧弁(Throttle)である。また, 制御量は Cathode 入口の空気圧力, コンプレッサが吸入する空気流量である。これらはともにセンサにより計測される観測量でもある。

次に, コントローラからアクチュエータ・制御対象までのブロック線図を図 2 に示す。ここで, z^{-n} , z^{-m} は通信遅れを示し, Compressor control module はモータおよびインバータを示し, Throttle control module は空気調圧弁の制御系を示す。また, Air System は図 1 に示す制御対象である。

図 2 の T_c は流量の次元をもつ信号を Compressor control module に指令する回転数の次元へと変換するテーブルである。また, T_v は図 1 の空気調圧弁が配管断面積の開度割合を表す信号を Throttle control module へと指令する空気調圧弁の角度へと変換するテーブルである。本報告では T_c , T_v , z^{-n} , z^{-m} , Compressor control module, Throttle control module, Air System を制御対象として扱い, 制御系からの操作量は T_c , T_v へ入力される信号である。

3. モデリング

3.1 モデル構成

図 1 の構成を図 3 の構成と仮

Fig. 1 Configuration of Air System

Fig. 2 Block diagram of controlled object

Fig. 3 Configuration of controlled object model

定してモデリングを行った。まず, 図 3 ではコンプレッサ出口から Cathode 入口までの体積を供給側の体積要素(Supply Manifold)と仮定した。同様に, Cathode 出口から空気調圧弁までの体積を排気側の体積要素(Return Manifold)として表現した。また, 各部の圧力損失はオリフィス径で表現し, 系外部との熱の授受は各部で一定値としてモデルを構築した。

また, 線形モデルの導出にあたり図 2 の T_c , T_v は線形な定常ゲインとして扱い, z^{-n} , z^{-m} , Throttle control module の動特性は圧力の動特性に比べ十分早いと無視した。また, 発電による酸素の消費は外乱として作用するためスライディングモード制御のロ

バスト性で補償することとし無視した。さらに, Air Bypass Valve, 換気ライン (Ventilation line) に流れる流量は Cathode に流れる流量に対して微小とみなし無視し, 水蒸気の影響も燃料電池の運転温度を考慮すると飽和水蒸気量が圧力変動に与える影響は小さいと仮定し無視できる。また, 排気マフラー (Exhaust muffler) の圧力損失は小さく, 排気マフラーの圧力は大気圧と仮定した。

モデル導出は, まず図2の Controller 出力から Air System の流量応答を示す流量系モデルを導出し, 次に圧力の動特性を示す空気系システムモデルを導出した。

また, 本報告では体積要素を V , その絶対圧力を P , 絶対温度を T とした場合に, 体積要素 V に流入・流出する質量流量を W_1, W_2 , R_a は気体のガス定数, γ は比熱比とし, その他の各文字については随時記載する。

3・2 流量系モデル 流量系モデルはコンプレッサの動特性が支配的であり, コンプレッサの機械的性質から2次系としてモデリングを行った。

3・3 オリフィス周りの気体の流れ⁽²⁾ 空気系システムモデル導出のためにまず, オリフィスの前後差圧から流れる質量流量を求める。亜音速領域・音速領域の空気の質量流量 W はそれぞれ, 式(1), 式(2)で計算できる。式(3)を満たした場合は式(2)を用いる。

$$W = \frac{CA_T p_1}{\sqrt{R_a T_1}} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/\gamma} \times \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$W_{\text{choke}} = \frac{CA_T p_1}{\sqrt{R_a T_1}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで, C は流量係数, A_T はオリフィス開口面積, p_1 はオリフィス上流の絶対圧力, p_2 はオリフィス下流の絶対圧力, T_1 はオリフィス上流の絶対温度である。

3・4 流量の線形近似⁽²⁾ 式(1), 式(2)は強い非線形性を有しているが, オリフィス周りの流れを考えると $|p_1 - p_2|$ は微小と考えることができ, $|p_1 - p_2|$ が微小の場合 g を定数として式(4)のように線形近似することができる。例として, p_1 を変化させたときの圧力差 $p_1 - p_2$ と単位面積を流れる質量流量の関係を図4に示す。図4からもわかるように, 圧力差が小さい場合はオリフィスを流れる質量流量は式(4)と近似できることがわかる。

$$W \simeq g(p_1 - p_2) \quad \dots\dots\dots (4)$$

また, 流量の動特性は圧力の動特性に対して十分早く静的な特性として扱った。

Fig. 4 Linearization of flow

3・5 圧力の動特性 圧力の動特性を表現する微分方程式は熱力学, 流体力学の知識から n をポリトロップ指数として式(5)が成立する。 $n=1$, $T_1=T_2$ とすれば等温変化となり, $n=\gamma$ とすれば断熱変化の圧力微分方程式となる⁽²⁾。

$$\frac{dp}{dt} = \frac{nR_a}{V} (W_1 T_1 - W_2 T_2) \quad \dots\dots\dots (5)$$

3・6 空気系システムモデルの導出 式(4), 式(5)を Supply Manifold, Cathode, Return Manifold にそれぞれ適用し, 流量系モデルと合わせて表1の変数を用いて整理すると式(6)が導出できる。

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} x_0 = A_0 x_0 + B_1 X_p u_0 \\ y_0 = C_0 x_0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & 0 & a_{33} & a_{34} & 0 \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & a_{45} \\ 0 & 0 & 0 & a_{54} & a_{55} \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & b_{52} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$a_{21} = -\omega_n^2, \quad a_{22} = -2\zeta\omega_n \quad \dots\dots\dots (8\cdot a)$$

$$a_{31} = \frac{nR_a}{V_{sm}} T_{cp} \omega_n^2, \quad a_{33} = -\frac{nR_a}{V_{sm}} T_{sm} g_{ca, in} \quad \dots\dots\dots (8\cdot b)$$

$$a_{34} = \frac{nR_a}{V_{sm}} T_{sm} g_{ca, in}, \quad a_{43} = \frac{R_a}{V_{ca}} T_{sm} g_{ca, in} \quad \dots\dots\dots (8\cdot c)$$

$$a_{44} = -\frac{n'R_a}{V_{ca}} (T_{ca} g_{ca, in} + T_{rm} g_{ca, out})$$

$$a_{45} = \frac{n'R_a}{V_{ca}} T_{ca} g_{ca, out} \quad \dots\dots\dots (8\cdot d)$$

$$a_{54} = \frac{n''R_a}{V_{rm}} T_{rm} g_{ca, out}, \quad a_{55} = -\frac{n''R_a}{V_{rm}} T_{rm} g_{ca, out} \quad \dots\dots\dots (8\cdot e)$$

Table 1 Modeling constants

Symbol	Variable
p_{sm}	supply manifold pressure
p_{ca}	cathode manifold pressure
p_{rm}	return manifold pressure
V_{sm}	supply manifold volume
V_{ca}	cathode volume
V_{rm}	return manifold volume
g_{sm}	supply manifold outlet orifice constant
$g_{ca,in}$	cathode outlet orifice constant
g_{rm}	return manifold outlet orifice constant
T_{cp}	air temperature of expelled from compressor
T_{sm}	supply manifold air temperature
T_{ca}	cathode volume air temperature
T_{rm}	return manifold air temperature
ζ	damping ratio of compressor model
ω_n	natural angular frequency of compressor model
u_c	control input to flow model
k_{rm}	open area ratio of throttle valve

$$b_{s2} = g_{rm} T_{rm}, \quad x_0 = [x_1 \ x_2 \ p_{sm} \ p_{ca} \ p_{rm}]^T, \quad \dots \dots \dots (8 \cdot f)$$

$$X_p = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & p_{rm} \end{bmatrix}, \quad u_0 = \begin{bmatrix} u_{cp} \\ k_{rm} \end{bmatrix},$$

$$C_0 = \begin{bmatrix} \omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad \dots \dots \dots (9)$$

ただし、各変数は式(7)～式(9)であり、 p_{sm} 、 p_{ca} 、 p_{rm} にはそれぞれをゲージ圧力とする変数変換を施し、大気圧の時間変化は Supply Manifold, Cathode, Return Manifold の圧力変化に対して十分遅いと仮定した。

また、コンプレッサ吐出側の圧力変動がコンプレッサ特性に与える影響は後述するスライディングモード制御系のロバスト性で補償するものとして無視した。さらに、線形モデルの導出には双線形要素 X_p の p_{rm} を一定値とし時不変な B 行列と仮定した。

4. 連続時間スライディングモード制御系設計

本章では前章で得られた線形モデルに圧力と流量それぞれに 1 型のサーボ系を構成した式(10)の拡大系に対して、連続時間スライディングモード制御理論により制御系を設計する。

$$\frac{d}{dt}x = Ax + Bu + Er \quad \dots \dots \dots (10 \cdot a)$$

$$y = Cx \quad \dots \dots \dots (10 \cdot b)$$

スライディングモード制御系設計は最終スライディン

Fig. 5 Nonlinear input to the throttle control module

グモード法とシステム零点を用いた超平面の設計法により設計した。制御則を式(11)～式(15)に示す。詳しい設計方法は参考文献⁽⁷⁾⁽⁸⁾を参考されたい。

$$u = u_{nl} + u_{eq} \quad \dots \dots \dots (11)$$

$$u_{nl} = -(SB)^{-1}K\text{sat}[\phi^{-1}\sigma] \quad \dots \dots \dots (12)$$

$$u_{eq} = -(SB)^{-1}(SAx + SEr) \quad \dots \dots \dots (13)$$

$$\sigma = Sx \quad \dots \dots \dots (14)$$

$$\text{sat}[\phi^{-1}\sigma] = \begin{cases} \phi_1^{-1}\sigma_1 & \text{for } \|\sigma_1\| \leq \phi_1 \\ \text{sgn}(\phi_1^{-1}\sigma_1) & \text{for } \|\sigma_1\| > \phi_1 \\ \phi_2^{-1}\sigma_2 & \text{for } \|\sigma_2\| \leq \phi_2 \\ \text{sgn}(\phi_2^{-1}\sigma_2) & \text{for } \|\sigma_2\| > \phi_2 \end{cases} \quad \dots \dots \dots (15)$$

ここで、 S は超平面、 K は切替ゲイン行列で $K = \text{diag}[k_{11} \ k_{22}]$ 、 σ は切替関数である。

また、空気調圧弁の非線形入力を演算する式(15)の飽和関数は目標圧力 R_p に応じて変化させている。具体的には、高圧力状態では境界層の幅を広くし、低圧力状態では境界層の幅を狭くしている。これを図5に示す。これは双線形成分である式(6)の X_p を固定し線形モデルを導出しているため、高圧力状態では制御系設計用の数式モデルに対して、制御対象のゲインが大きくなり振動しやすくなることへの対応である。

さらに、制御対象で計測できる状態量は、Cathodeの空気圧力とコンプレッサが吸入する空気流量の2つであるため、計測できない状態量はシステムの双対性を用いて最適制御理論により最小次元線形オブザーバを設計した。

5. 過渡状態での空気調圧弁通過流量を考慮した前置補償型目標値整形器設計

5.1 基本コンセプト 本章では、燃料電池システムの運転に必要な目標値であるシステム要求目標圧力(Static pressure reference) R_{p0} と、システム要求目標空気流量(Static flow reference) R_{f0} に基づいて

フィードバック制御系に印加される目標圧力(以降, 動的目標圧力) R_p と, 目標流量(以降, 動的目標流量) R_f を生成する前置補償型の目標値整形器の設計方法を述べる。

目標値整形器では 2 変数フィードバック制御系が操作量を印加した結果として, 過渡状態の空気調圧弁通過流量が所望の値に近づくような動的目標圧力(Dynamic pressure reference)および動的目標流量(Dynamic flow reference)を生成することを目指す。このような目標値を生成することで, 過渡状態での空気調圧弁から排出される空気流量を考慮することができ, 発電により酸素濃度の低くなった空気を排出しながら空気圧力を上げることや, 空気調圧弁を全閉に近づけ可能な限り短時間で空気圧力を上げることが可能になる。また, 空気調圧弁から空気流量を排出しながら圧力を上げること, 燃料電池に一定以上の空気流量を供給することができ, 安定した発電が行える。

このような仕様を満たす制御系設計の基本コンセプトは動的目標流量 R_F , 動的目標圧力 R_P から空気調圧弁通過流量 U_P までの伝達関数を式(16)として求め, 所望の空気調圧弁通過流量(希望操作量)を U_{Pd} として, 動的目標空気圧力 R_P を式(17)として生成することで, 空気調圧弁通過流量 U_P が所望の値 U_{Pd} に近づくことを狙いとしている。

また, フィードバック制御系の構成を変更しないため, フィードバックループに外乱が印加された場合には, スライディングモード制御系が外乱を抑制する操作量を生成する。この場合は, $U_P \neq U_{Pd}$ が実現される。

$$U_P = G_{21}R_F + G_{22}R_P \quad (16)$$

$$R_P = G_{22}^{-1}(U_{Pd} - G_{21}R_F) \quad (17)$$

5.2 目標値-操作量伝達関数行列 本節では, 図 6, 式(18)に示される 2 自由度制御系の目標値 r_0 から操作量 u までの伝達関数行列 G を求める。

$$u = Gr_0 \quad (18)$$

5.2.1 最小次元オブザーバを用いた 2 自由度制御における目標値から操作量までの伝達関数 制御対象を式(19), 最小次元オブザーバを式(20), 操作量 u を式(21)とする。

$$\begin{cases} \dot{x}_0 = A_0x_0 + B_0u \\ y_0 = C_0x_0 \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_p = \hat{A}\hat{x}_p + \hat{B}y_0 + \hat{J}u \\ \hat{\hat{x}}_0 = \hat{C}\hat{x}_p + \hat{D}y_0 \end{cases} \quad (20)$$

$$u = -F_1e - F_2\hat{\hat{x}}_0 + Vr_0 \quad (21)$$

ただし, e は式(22)である。

$$e = \int_0^t (r - y) dt \quad (22)$$

Fig. 6 Two-degree-of-freedom control using minimal-order observer

式(19), 式(20)を整理すると, 式(23)が得られる。

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \tilde{X} = \tilde{A} \tilde{X} + \tilde{E} r_0 \\ \tilde{X} = \tilde{C} \tilde{X} \end{cases} \quad (23)$$

ただし,

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} 0 & -C_0 & 0 \\ -B_0F_1 & A_0 - B_0F_2\hat{D}C_0 & -B_0F_2\hat{C} \\ -\hat{J}F_1 & \hat{B}C_0 - \hat{J}F_2\hat{D}C_0 & \hat{A} - \hat{J}F_2\hat{C} \end{bmatrix} \quad (24 \cdot a)$$

$$\tilde{E} = \begin{bmatrix} I \\ B_0V \\ \hat{J}V \end{bmatrix}, \quad \tilde{C} = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 \\ 0 & \hat{D}C_0 & \hat{C} \end{bmatrix} \quad (24 \cdot b)$$

$$\tilde{X} = \begin{bmatrix} e \\ \hat{x}_0 \end{bmatrix}, \quad \dot{\tilde{X}} = \begin{bmatrix} \dot{e} \\ \dot{\hat{x}}_0 \end{bmatrix} \quad (24 \cdot c)$$

よって, 式(18)は $\tilde{F} = [F_1 \ F_2]$ として式(25)なる。

$$u = [-\tilde{F}\tilde{C}(sI - \tilde{A})^{-1}\tilde{E} + V]r_0 \quad (25)$$

5.2.2 最小次元オブザーバを用いたスライディングモード制御系への適用 スライディングモード制御系は本来非線形な制御系であるが, 飽和関数を用いた場合は境界層内では式(26)に示す線形制御となる。そこで, 境界層内に状態量が拘束されていると仮定すれば式(25)の $\tilde{F}$, V を式(27)と求められる。

$$u = -(SB)^{-1}(SA\tilde{X} + SEr_0) - (SB)^{-1}K\phi^{-1}S\tilde{X} \quad (26)$$

$$\tilde{F} = (SB)^{-1}(SA + K\phi^{-1}S) \quad (27 \cdot a)$$

$$V = -(SB)^{-1}SE \quad (27 \cdot b)$$

5.2.3 双線形空気系システムへの適用 実際の制御対象には線形モデルよりも式(6)に示す双線形モデルとして扱った方が挙動を精度良く表現できる。そのため双線形成分と操作量を合わせた式(28)を定義す

ると、式(6)は線形モデルである式(29)と表現される。また、式(29)の目標値 r_0 から仮想的な操作量 μ までの伝達関数 G は式(24)で $B_0=B_1$ とすればよい。

$$\mu = Xu \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$\begin{cases} \frac{d}{dt}x_0 = A_0x_0 + B_1\mu \\ y_0 = C_0x_0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (29)$$

このような形式をとることで、希望操作量を空気調圧弁の開度から空気調圧弁通過流量として設定できる。

5.3 目標値整形器設計 本節では、システム要求目標流量 R_{F0} 、システム要求目標圧力 R_{P0} 、希望操作量 U_{Pd} から動的目標圧力 R_P を生成する目標値整形器を設計する。

5.3.1 目標値整形器の基本構成 まず、操作量 U_F 、 U_P を伝達関数行列 G を用いて式(30)とする。

$$\begin{bmatrix} U_F \\ U_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_F \\ R_P \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (30)$$

また、2 行目に着目し、これを変形するとフィードバック制御された結果の操作量 U_P が所望の操作量 U_{Pd} となるようにするには式(31)を満たす動的目標空気圧力 R_P を閉ループ系に印加すればよい。

$$R_P = G_{22}^{-1}U_{Pd} - G_{22}^{-1}G_{21}R_F \quad \dots\dots\dots (31)$$

ここで、 G_{22}^{-1} 、 $G_{22}^{-1}G_{21}$ がプロパーとなるように U_{Pd} 、 R_F を式(32)とすると式(31)は式(33)となる。

$$U_{Pd} = M_P U_{Pd0} \quad \dots\dots\dots (32 \cdot a)$$

$$R_F = M_F R_{F0} \quad \dots\dots\dots (32 \cdot b)$$

$$R_P = G_{22}^{-1}M_P U_{Pd0} - G_{22}^{-1}G_{21}M_F R_{F0} \quad \dots\dots\dots (33)$$

5.3.2 目標値整形器の収束性 本節では、前節で求めた動的目標流量 R_F 、動的目標圧力 R_P をシステム要求目標流量 R_{F0} 、システム要求目標圧力 R_{P0} にそれぞれ収束させる条件を求める。

そのために、まず目標値整形器への要求機能を以下にまとめる。

(a) システム要求目標圧力 R_{P0} に収束する動的目標圧力 R_P を生成する。

(b) システム要求目標流量 R_{F0} に収束する動的目標流量 R_F を生成する。

(c) (a)、(b)を満たす範囲内で、過渡状態で空気調圧弁通過空気流量 U_P が極力設計者が希望している希望操作量 U_{Pd} となる動的目標圧力 R_P 、動的目標流量 R_F を生成する。

(d) (a)、(b)、(c)を満たす範囲内で、極力短時間で R_{F0} 、 R_{P0} に R_F 、 R_P をそれぞれ収束させる。

上記(a)を実現するためにシステム要求目標圧力 R_{P0} を目標値とし、 $G_{22}^{-1}M_P$ を仮想的な制御対象とする仮想的なフィードバック制御系を構成する。式(33)

を変形し、構成した仮想的なフィードバック制御系を図7に示す。図7の構成とすることで、動的目標圧力 R_P のシステム要求目標圧力 R_{P0} への収束性は制御器 K と R_{F0} に起因する仮想的な外乱要素により決定される。 K の具体的な決定は次節で詳しく述べる。

上記(b)の R_F の R_{F0} への収束性は M_F によって設計できるため、 M_F を $G_{22}^{-1}G_{21}M_F$ がプロパーになり、 R_F が R_{F0} に収束するように M_F を設計すればよい。上記(c)、上記(d)は後述する。

一方、図7において式(33)の希望操作量 U_{Pd} は図7では制御器 K の出力となり陽に設定できなくなる。しかしながら、図7の制御器出力はシステム要求目標圧力 R_{P0} に整定している間は $R_P = R_{P0}$ を満たすために必要な条件である。つまり、フィードバック制御器 K が機能した結果として生成される操作量が希望操作量 U_{Pd} となる R_P を生成することと $R_P = R_{P0}$ を満たす R_P を満たすことは相反する要求であり一般に同時には実現できない。

そこで、本報告では図7の制御器出力の最小値を制約する飽和要素を挿入する。これを図8に示す。ここで、図7の制御器出力は物理的な意味は空気調圧弁を通過する空気流量(空気調圧弁通過流量)であり、圧力を上げるためには、図7の制御器出力を小さくすることで実現される。

そのため、図7の最小値を制約することで要求機能(a)、(c)を満たす動的目標圧力 R_P を生成する。

5.3.3 目標値整形器における最小値設計 前節の最小値の制約が図8のフィードバック系を不安定化させない大きさであれば、安定性は K により補償される。本節では図8の制御器出力が飽和要素で制約されても、動的目標圧力が大きくなる条件を求める。

まず、図8の構成を時間領域で表現すると式(34)となる。ここで、各大文字変数は小文字変数にラプラス逆変換されている。

$$r_p = g_{22}^{-1}m_p(u_{pd0} - m_p^{-1}g_{21}m_f r_{f0}) \quad \dots\dots\dots (34)$$

$r_{p0} > r_p$ のときは $(d/dt)r_p > 0$ を満たすように式(35)の条件(昇圧条件)が導かれる。

$$u_{pd0} < m_p^{-1}g_{21}m_f r_{f0} \quad \dots\dots\dots (35)$$

Fig. 7 Pre-compensator concept I

Fig. 8 Pre-compensator concept II

Fig. 9 Configuration of pre-compensator

ただし、本報告では $g_{22}^{-1} m_p < 0$ である。

そのため、希望操作量がこれらの条件を満たしているか常に監視する必要がある。もし、これらの条件式を満たしていない場合は、希望操作量を棄却してでもシステム要求目標圧力 r_{p0} に動的目標圧力 r_p を収束させられる最小値を選択する。

以上を考慮して図 8 を変形すると図 9 が得られ、 K を内部安定でハイゲインな制御系とし、操作量の最小値を図 9 の U_{min0} とすれば上記 (a), (c), (d) は達成される。

6. 実験結果・シミュレーション結果

前章までに設計したスライディングモード制御系および目標値整形器の有効性を実験およびシミュレーションで確認する。

まず、図 10 に 1 自由度 2 変数フィードバック制御を行った場合の実験結果とシミュレーション結果を示す。シミュレーションは式 (1), 式 (2), 式 (5) の非線形モデルで行った。このとき、温度パラメータは実験結果を用いている。切替関数はともに境界層の幅を 1 としたときの値を示しており、境界層内部に状態を留めているのが確認できる。

次に、図 11 に目標値整形器を付加した実験結果とシミュレーション結果を示す。破線がシミュレーション結果、実線が実験結果であり、希望操作量(空気調圧弁通過流量)を 0 とした場合の結果である。空気調圧弁の制御系への操作量、コンプレッサモータに印加さ

Fig. 10 Time responses for random references with a single-degree-of-freedom

れるトルクともに飽和しておりシステムの性能を引き出し、早く圧力を上げていることが確認できる。

次に、図 12 に空気調圧弁通過流量を 1 とした場合の結果を示す。提案手法により過渡状態での空気調圧弁通過流量を希望操作量に近づけているのが確認できる。一方、図 13 はランプ状に目標圧力、目標流量を大きくした場合と、提案手法との比較を行った結果である。提案手法では整定時間が 40% 向上した。

また、図 14 は図 11 の目標値整形器内部の演算結果である。飽和フラグは 1 のとき飽和状態、0 のとき非飽和状態である。目標値整形器では目標値整形器内部の操作量が飽和時には積分演算を停止させているが、厳密なアンチwindアップ制御系を設計していないため若干の振動が確認できるが実用上問題ないレベルである。

7. 結 論

本報告で行ったことをまとめると以下のようになる。

- (1) 双線形要素・非線形要素・パラメータ変動要素を有する燃料電池システムに対して、低次線形モデルを導出し、2 変数 2 自由度スライディングモード制御系設計を行った。
- (2) 過渡状態で空気調圧弁から排出される流量を考慮した目標値を生成する目標値整形器を設計した。
- (3) 実験・シミュレーションにより提案手法の有効性を検証した。

Fig. 11 Step responses with two-degree-of-freedom case of $U_{Pd}=0$

Fig. 13 Step responses comparing a single-degree-of-freedom with two-degree-of-freedom

Fig. 12 Step responses with two-degree-of-freedom case of $U_{Pd}=1$

Fig. 14 Internal parameters of pre-compensator

文 献

- (1) Working Groups of the IPCC, *Climate Change 2007—Synthesis Report*, (2007).
- (2) Pukrushpan, J. T., Anna, G., Stefanopoulou, A. G. and Peng, H., *Control of Fuel Cell Power Systems*, (2004), Springer.
- (3) Lin, C. C., Grizzle, J. W. et al., System-Level Model and Stochastic Optimal Control for a PEM Fuel Cell Hybrid Vehicle, *Transactions of the ASME*, Vol. 128 (2006), pp. 878–890.
- (4) Reuter, J. et al., Control of a Fuel Cell Air Supply Module (ASM), *SAE Technical Paper*, Series 2004-01-1009, (2004).
- (5) Danzer, M. A. et al., Model-based control of cathode pressure and oxygen excess ratio of a PEM fuel cell system, *Journal of Power Sources* 176, (2008), pp. 515–522.
- (6) Wang, F. C. et al., System identification and robust control of a portable proton exchange membrane full-cell system, *Journal of Power Sources* 164, (2007), pp. 704–712.
- (7) Nonami, K., Nishimura, H. and Hirata, M., *Control System Design by MATLAB*, (1998), Tokyo Denki University Press.
- (8) Nonami, K. and Tian, H., *Sliding Mode Control*, (1994), Corona Corporation.
- (9) Maeda, H. and Sugie, T., *System Control Theory for Advanced Control*, (1990), Asakura Shoten.