電子ガバナ制御パラメータ最適化 システムの開発*

田村直樹**・岸本 功***
前田隆義****・佐藤 勲****

Optimization of Control Parameters for Electronic Digital Governor

By Naoki Tamura, Isao Kishimoto, Takayoshi Maeda, Isao Sato

The electronic digital governor can control revolution of main engine of ship more accurately compared with the conventional mechanical governor. However, it is difficult to set control parameters to an appropriate value for each engine.

To solve this problem, the computer software which simulates the dynamic behavior of engine was developed. Applying nonlinear programming techniques to this simulation program, the computer program which calculates the appropriate control parameters optimizing a performance of engine was developed.

Using this system, the dynamic behavior of any engine under optimal value of control parameters can be automatically determined before operation that results in the reduction of setting time.

The applicability of this system has been verified through actual operation.

1. はじめに

船舶の主機関の回転数を制御する装置としてガバナ（調速機）があるが、省エネのためのエンジンのロングストローク化、低回転数化、少数シリンダ化が進むに伴い、従来の機械／油圧式ガバナでは十分な油圧が得られない、あるいはシリンダごとの爆発ノイズなどにより全回転域にわたり最適な制御を行なうことが困難になってきている。

日本エヤーブレーキ㈱制御システム事業部では機械／油圧式ガバナの問題点を解決するため、これに代わる製品としてマイコン制御による電子ガバナの開発¹⁾を行ってきた。これは、写真1に示す4装置により構成されており、その基本構成図を図1に示す。コントロールユニットは4枚の基板により構成されるマイクロコンピュータユニットであり、PID制御によりアクチュエータ位置制御信号を出力する。フロントパネルにはシステムの作動状態及び異常原因を示す表示灯を配置し、データ認定用のテンキー、シミュレーションテスト用模擬回転数設定ダイヤルなどはパネル内に収められている。制御

写真1 MG-800 ガバナシステム

パラメータもこのテンキーから入力される。この制御機能ブロック図を図2に示す。アクチュエータドライブユニットは電気アクチュエータのモータ制御を行なうサーボモータドライブおよび電源回路を内蔵している。アクチュエータはサーボモータの回転運動をボールネジにより直線運動に変換し、エンジンの燃料ラックを駆動する。ストローク位置の検出には非接触型の位置センサを使用している。また、パルスジェネレータによりエンジンの回転数を非接触にて検出し、回転数を電気パルス信号に変換してコントロールユニットに伝える。

* 原稿受付 昭和63年8月4日

昭和63年春期学術講演(昭和63年5月19日)

** 正会員 ㈱神戸製鋼所電子技術研究所
(神戸市西区高塚台5-1-1)

*** 正会員 日本エヤーブレーキ㈱(神戸市西区福吉台1-1617-1)

**** 日本エヤーブレーキ㈱(神戸市西区福吉台1-1617-1)

図1 電子ガバナシステムの基本構成図

この電子ガバナは、1987年度より商品化され実航海運転時において高い性能を発揮している。ところで、電子ガバナ制御パラメータはエンジンの型式ごとに異なるものであり、しかも実機運転中に調整することは困難である。そこで、あらかじめ電子ガバナ／エンジン系の計算機シミュレーションを行なうことによりそれらの値を決定することが考えられる。しかしながら、この方法ではシミュレーションを試行錯誤に繰り返すことになり、最適な制御パラメータの決定までに多大な時間が必要である。このため合理的かつ効率的な制御パラメータの決定方法が必要となってきた。

本研究では、あらかじめ設定された評価関数の値を最小にする最適な制御パラメータを自動的に計算し、出力するシステムを開発した。このシステムを用いると、エンジンごとに実機運転前に電子ガバナの最適な制御パラメータを設定することができる。さらにエンジンの型式や、運転条件と制御パラメータの関係を理論的に明らかにすることができる。

以下で本システムに用いた数学モデル、シミュレーション方法、最適化アルゴリズムおよび数値解析結果について述べる。

2. 電子ガバナ／エンジン系の数学モデル^{2),3)}

2.1 エンジンの数学モデル 図3に示すようにエンジンを単純化し、運動方程式を導くと次式が得られる。

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} = M_d - M_l \quad (2.1.1)$$

M_d : エンジンの発生トルク

M_l : エンジンの負荷トルク

I : エンジンの回転慣性

θ : 回転角 (rad)

ただし、負荷トルクには負荷（水の抵抗分）以外に機関における摩擦が含まれるものとする。また発生トルクと機関における摩擦との差を出力トルクと定義する。すなわち、

$$(\text{負荷トルク}) = (\text{負荷}) + (\text{摩擦})$$

$$(\text{出力トルク}) = (\text{発生トルク}) - (\text{摩擦})$$

である。これより、

(回転を生じるトルク) = (出力トルク) - (負荷) となる。なお、定常状態では (出力トルク) = (負荷) となる。

N を軸の回転数 (rpm) とすると、運動方程式は

$$\frac{2\pi}{60} I \frac{dN}{dt} = M_d - M_l \quad (2.1.2)$$

と書き表わされる。次に、この方程式を変化量を用いて表現する。

定常状態における回転数を N_o 、そのときの発生トルクを M_{do} 、負荷トルクを M_{lo} 、燃料ラック位置を F_o とし、定常値からの変化量を Δ を用いて表わすと、方程式は

$$\frac{2\pi}{60} I \frac{d}{dt} (\Delta N + N_o) = (\Delta M_d + M_{do}) - (\Delta M_l + M_{lo}) \quad (2.1.3)$$

となる。定常状態においては

$$0 = M_{do} - M_{lo}$$

である。また発生トルク M_d と燃料ラック位置 F の間には

$$M_d = cF + d \quad (c, d: \text{定数})$$

の線形関係があり、

$$\Delta M_d = M_d - M_{do} = (cF + d) - (cF_o + d) = c\Delta F$$

と表現できるので、

$$\frac{2\pi}{60} I \frac{d}{dt} (\Delta N) = c\Delta F - \Delta M_l \quad (2.1.4)$$

を得る。次に、無次元化を行う。

定常回転数 N_o における全負荷時の負荷トルクを $M_{lo\max}$ 、そのときの燃料ラック位置を $F_{o\max}$ 、無負荷時の負荷トルクを $M_{lo\min}$ 、燃料ラック位置を $F_{o\min}$ とし、

$$M_R = M_{lo\max} - M_{lo\min}$$

$$F_R = F_{o\max} - F_{o\min}$$

$$f = \frac{\Delta F}{F_R}$$

$$n = \frac{\Delta N}{N_o} \quad (2.1.5)$$

$$l = \frac{\Delta M_l}{M_R}$$

図2 制御機能ブロック図

図3 エンジンのモデル

とすると,

$$\frac{N_o}{M_R} \frac{2\pi}{60} I \frac{d}{dt} (n) = \frac{c F_R}{M_R} f - l \quad (2.1.6)$$

となる。他方, 定常状態では発生トルクと負荷トルクは等しいので,

$$M_{lo\max} = c F_{o\max} + d$$

$$M_{lo\min} = c F_{o\min} + d$$

が成り立ち, 両辺の差をとると

$$M_{lo\max} - M_{lo\min} = c (F_{o\max} - F_{o\min})$$

つまり,

$$M_R = c F_R$$

を得る。そこで,

$$T = \frac{2\pi}{60} I \frac{N_o}{M_R} \quad (2.1.7)$$

とおくと, (2.1.6) 式は,

$$T \frac{d}{dt} (n) = f - l \quad (2.1.8)$$

となる。両辺をラプラス変換すると,

$$T s \mathfrak{L} (n) = \mathfrak{L} (f) - \mathfrak{L} (l) \quad (2.1.9)$$

を得る。ここで, s はラプラス演算子, T はエンジンの時定数である。

またエンジンは無駄時間を含む系である。ここではこの無駄時間を回転数とシリンダ数の関数として次の経験式を用いた。

$$\tau_e = \frac{\alpha}{N} + \frac{\beta}{N \times N_{cyl n}} \quad (2.1.10)$$

$N_{cyl n}$: シリンダ数

α, β : 定数

2.2 アクチュエータの数学モデル コントローラユニットから出される指令値にもとづき, 燃料ラック位置を制御するアクチュエータの伝達特性は「1次遅れ+無駄時間」として次式を用いて表わす。

$$G_a(s) = \frac{K_a}{1 + T_a s} \exp(-\tau_e s) \quad (2.2.1)$$

K_a, T_a は1次遅れ特性, τ_e は無駄時間を表わす定数である。

2.3 燃料ラック位置と発生トルクの関係 燃料ラック位置とエンジンの発生トルクの関係を図4に示す。

図4 燃料ラック位置と発生トルクの関係

F_o は燃料吐出開始の位置である。エンジンは燃料ラック位置 F_i ($i = 0, 1$) で回転数 N_i に整定しているとし, そのときの発生トルクを M_{di} とすれば, 燃料ラック位置 F における発生トルク M_d は図4から,

$$M_d = \frac{(M_{d1} - M_{d0})}{(F_1 - F_o)} (F - F_o) + M_{d0} \quad (2.3.1)$$

$$(F > F_o)$$

$$M_d = 0$$

$$(F \leq F_o)$$

より計算される。

2.4 船用エンジンの特性 定常状態においては, 出力トルク M_o は負荷と等しく回転数 N の2乗に比例する。また燃料ラック位置 F はあるバイアスを持って発生トルク M_d に比例する。摩擦が小さく出力トルクと発生トルクが等しいとすると,

$$M_o = k N^2$$

$$M_d = \frac{(M_{d1} - M_{d0})}{(F_1 - F_o)} (F - F_o) + M_{d0}$$

$$M_o = M_d$$

の連立解より,

任意の定常状態の回転数 N に対する燃料ラック位置 F は次式で与えられる。

$$F = \frac{(F_1 - F_o) N^2 + (N_1^2 F_o - N_o^2 F_1)}{(N_1^2 - N_o^2)} \quad (2.4.1)$$

また, 発生トルクに関しては,

$$M_d = \frac{(M_{d1} - M_{d0})}{(N_1^2 - N_o^2)} (N^2 - N_o^2) + M_{d0} \quad (2.4.2)$$

を得る。とくに,

$$N_o = 0$$

の時は,

$$M_{d0} = 0$$

であるので,

$$M_d = \frac{M_{d1}}{N_1^2} N^2 \quad (2.4.3)$$

が成り立つ。

2.5 エンジンの出力トルク エンジンの回転を

仮想的に回転の中心より R だけ離れた点に大きさ F の力が働いて角速度 $\frac{d\theta}{dt}$ で回転しているものと考え、出力トルク M_o は、

$$M_o = R F \quad (2.5.1)$$

となる。仕事率を W とすると、

$$W = R F \frac{d\theta}{dt}$$

または、

$$W = \frac{2\pi M_o N}{60} \quad (2.5.2)$$

を得る。

エンジンの出力馬力を P (bhp) とし、S I 単位系への変換係数を A とすると、

$$P = \frac{W}{A} = \frac{2\pi M_o N}{60 A} \quad (2.5.3)$$

となり、出力トルクについて解けば、

$$M_o = \frac{60 A P}{2\pi N} \quad (2.5.4)$$

となる。

実際のシミュレーションで必要なのはエンジンの発生トルクであるが、摩擦による影響は無視して、エンジンの発生トルクを馬力から計算した出力トルクで代用すると、

$$\begin{aligned} M_d &= \frac{M_{d1}}{N_1^2} N^2 = \frac{M_{o1}}{N_1^2} N^2 \\ &= \frac{60 A}{2\pi N_1} P_1 \frac{N^2}{N_1^2} \\ &= \frac{60 A}{2\pi} P_1 \frac{N^2}{N_1^3} \end{aligned} \quad (2.5.5)$$

を得る。また、(2.5.4) と (2.5.5) を等しいとおくと、

$$P = \frac{P_1}{N_1^3} N^3$$

となり、馬力は回転数の3乗に比例する。ここで P_1 は回転数 N_1 で整定しているときの馬力である。

2.6 負荷トルクの計算 回転数 N の定常状態においては出力トルクは負荷に等しく、摩擦を無視すれば出力トルクと発生トルクは等しくなるので、負荷トルク M_l は (2.4.2) 式から $M_l = M_d$ として、

$$M_l = \frac{(M_{d1} - M_{do})}{(N_1^2 - N_o^2)} (N^2 - N_o^2) + M_{do} \quad (2.6.1)$$

となる。両辺を N で微分すると、

$$\frac{\partial M_l}{\partial N} = \frac{(M_{d1} - M_{do})}{(N_1^2 - N_o^2)} (2N) \quad (2.6.2)$$

を得る。回転数が ΔN だけ変化した時の負荷トルクの増加 ΔM_l は、

$$\Delta M_l = \left(\frac{\partial M_l}{\partial N} \right) \Delta N \quad (2.6.3)$$

より求められる。無次元化を行なった負荷トルクの変化

量 l は、

$$\begin{aligned} l &= \frac{\Delta M_l}{M_R} = \left(\frac{\partial M_l}{\partial N} \right) \frac{\Delta N}{M_R} = \left(\frac{\partial M_l}{\partial N} \right) \left(\frac{N}{M_R} \right) \\ &\quad \left(\frac{\Delta N}{N} \right) = \left\{ \left(\frac{\partial M_l}{\partial N} \right) \frac{N}{M_R} \right\}^n \end{aligned} \quad (2.6.4)$$

となり、無次元化した回転数の変化量 n に比例することになる。ここで、(2.6.4) 式の右辺第1項

$$K_l = \left\{ \left(\frac{\partial M_l}{\partial N} \right) \frac{N}{M_R} \right\} \quad (2.6.5)$$

を負荷ゲインと呼ぶ。無負荷状態においては、

$$K_l = 0$$

とする。

2.7 コントローラのモデル コントローラとしては基本的には次式のPIDコントローラを用いている。

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (2.7.1)$$

実機においてはエンジンのシリンダごとの爆発による回転むらなどのノイズを除去するために1次遅れ等のフィルタリングを行なっている。またエンジンの過負荷防止のためにリミット制御を、またジグリングの発生防止のためにデッドバンド制御を行っている。

3. シミュレーションプログラム

各要素の数学モデルをもとにした電子ガバナ/エンジン系のブロック線図を図5に示す。そして、このシステムの動特性を解析できるシミュレーションプログラムを開発した。

3.1 離散化の計算⁴⁾ シミュレーションプログラムを開発する前に各連続系の数学モデルを離散系の数学モデルに変換する必要がある。ここでは例として伝達特性が1次遅れ系

$$G(s) = \frac{1}{1 + Ts}$$

で表される系についての離散化の方法について述べる。

任意の入力 $u(t)$ に対する出力 $y(t)$ の解析解を求めることは積分計算が必要となり一般には困難である。そこで時刻に関する離散化をおこない、その区間では入力値は一定であるとする容易に解析解が求められる。すなわち、

$$\begin{aligned} u(t) &= u_{n-1} & t &= (t_{n-1}, t_n) \\ y(t_{n-1}) &= y_{n-1} \end{aligned} \quad (3.1.1)$$

$$y(t_n) = y_n$$

とすると、

$$\begin{aligned} y_n &= \left\{ \exp\left(-\frac{\Delta t}{T}\right) \right\} y_{n-1} + \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{\Delta t}{T}\right) \right\} u_{n-1} \end{aligned} \quad (3.1.2)$$

となる。ここでテーラーの定理を用いると、

$$\exp\left(-\frac{\Delta t}{T}\right) = 1 - \frac{\Delta t}{T} + R \quad (3.1.3)$$

図5 電子ガバナ/エンジン系のブロック線図

$$R = \frac{\exp\left(-\frac{\Delta t}{T}\theta\right)}{2!} \left(-\frac{\Delta t}{T}\right)^2 \quad (0 < \theta < 1) \quad (3.1.4)$$

と展開できるので,

$$\begin{aligned} y_n &= \left(1 - \frac{\Delta t}{T} + R\right) y_{n-1} + \\ &\quad \left\{1 - \left(1 - \frac{\Delta t}{T} + R\right)\right\} u_{n-1} \\ &= \left(1 - \frac{\Delta t}{T}\right) y_{n-1} + \left(\frac{\Delta t}{T}\right) u_{n-1} - \\ &\quad (u_{n-1} - y_{n-1}) R \end{aligned} \quad (3.1.5)$$

となる。そこで近似式として第3項を無視した,

$$\begin{aligned} y_n &= \left(1 - \frac{\Delta t}{T}\right) y_{n-1} + \left(\frac{\Delta t}{T}\right) u_{n-1} \\ &= y_{n-1} + (u_{n-1} - y_{n-1}) \frac{\Delta t}{T} \end{aligned} \quad (3.1.6)$$

を得る。そのときの誤差は増分に対して,

$$\begin{aligned} &\left| \frac{-(u_{n-1} - y_{n-1})R}{(u_{n-1} - y_{n-1}) \frac{\Delta t}{T}} \right| \\ &= \frac{1}{2!} \exp\left(-\frac{\Delta t}{T}\theta\right) \left(\frac{\Delta t}{T}\right) \\ &< \frac{1}{2!} \left(\frac{\Delta t}{T}\right) \end{aligned} \quad (3.1.7)$$

で評価することができる。つまり時定数に対して時刻に関する刻み幅が十分に小さければ良い近似となることがわかる。またこの近似式は前進差分近似を用いた場合と同形である。

双1次近似を用いる場合は以下のように計算を行なう。

$$G(s) = \frac{1}{1 + Ts}$$

に

$$s = \frac{2(1 - z^{-1})}{\Delta t(1 + z^{-1})} \quad (3.1.8)$$

を代入すると離散時間に対する伝達関数

$$G(z) = \frac{Y(z)}{U(z)} = \frac{\Delta t + \Delta t z^{-1}}{(2T + \Delta t) + (\Delta t - 2T)z^{-1}} \quad (3.1.9)$$

を得る。これを時間領域に戻して整理すると,

$$y_n = \frac{1}{2T + \Delta t} \left\{ (2T - \Delta t) y_{n-1} + \Delta t (u_n + u_{n-1}) \right\} \quad (3.1.10)$$

を得る。

3.2 シミュレーションの手順 図6に計算フローチャートを示す。各ステップの内容は以下の通りである。

- 1) 定格出力, 回転慣性などのエンジン特性, および制御パラメータなどの電子ガバナの特性の入力
- 2) 設定回転数, 設定回転数変更量, 負荷遮断率, 遮断移行時間などのシミュレーション条件の入力
- 3) コントローラ, エンジンに関する状態量などの初期値の設定計算
- 4) 時々刻々のエンジン回転数を設定値と比較し, その差にもとづいて操作量を求める計算
- 5) 操作量よりアクチュエータ位置, 燃料ラック位置を求める計算
- 6) 発生トルク, 回転数などのエンジン動特性の計算

3.3 シミュレーションの結果 開発したプログラムを用いて計算機シミュレーションを実行した。エンジン特性としては表1のエンジンAを用いた。

図7は海上運転で設定回転数を60(rpm)から40(rpm)に変更したときの実データ及びそれに対応する計算結果である。両者の間には良い対応があるのが分かり, このプログラムの妥当性が確認された。

次に表2にもとづいて計算をおこなった。図8から図10は1秒後に設定回転数変更を行なった時のステップ応答に及ぼす制御パラメータの影響度を示したものである。

図6 シミュレーションプログラムのフローチャート

図7 計算結果と実データの対比

図8 計算結果 ($K_p = K_{po}$)

表1 エンジンの特性

	A	B
定格出力 (bhp)	1 7 7 0 0	2 3 1 0 0
定格回転数 (rpm)	7 6	7 6
回転慣性 ($\text{Kg}\cdot\text{m}^2$)		
機関のみ	2.97×10^5	3.08×10^5
含むプロペラ	4.12×10^5	4.73×10^5
ストローク比	1.29	1.29

第8図は設定回転数が30(rpm)の時に+5(rpm)の設定回転数変更を行ったときのステップ応答であるが、応答特性は良いのがわかる。第9図は同じ制御パラメータを用いて設定回転数50(rpm)における同様のステップ応答

を計算したものである。この場合は、追従性が悪くなっているのがわかる。図10は比例ゲインを大きくして同様の計算を行ったものである。立ち上がり速度は改善されているが操作量である燃料ラック位置の動きが大きいこ

表2 シミュレーションの計算条件

設定回転数 (rpm)	30	50	50	76
変更回転数 (rpm)	+5	+5	+5	0
負荷遮断率 (-)	0	0	0	1
遮断移行時間(sec)	0	0	0	2
比例ゲイン	1.0	1.0	2.0	2.0
積分定数	4.0	4.0	4.0	4.0
微分定数	0.1	0.1	0.1	0.1
対応する図番号	第8図	第9図	第10図	第11図

図9 計算結果 ($K_p = K_{po}$)

図10 計算結果 ($K_p = 2K_{po}$)

図11 計算結果 (負荷遮断時)

とがわかる。このように設定回転数に応じて適切な制御パラメータが存在することがわかる。これはエンジンの時定数が回転数の関数になっているからである。

図11は負荷遮断を行ったときの計算結果である。この時の最大回転数はできるだけ小さく抑える必要がある。

4.1 最適化プログラム⁵⁾ 設定回転数の変更や、負荷遮断時において良好な制御特性を得るために、適切な制御パラメータを設定する必要がある。そこで最適化プログラムを用いてそれらを合理的に決定するシステムを開発した。

一般に最適化プログラムにおいては、モデル(シミュレーションプログラム)及びそれに対する評価関数の値を計算する部分と、その評価関数の値を最小(あるいは最大)にするモデルのパラメータを探索する最適化の計算の部分よりなっている。ここでは最適化手法として「フレキシブルポリヘドロン法」を用いることにした。その理由としては、

- 1) 微分計算をする必要がなくアルゴリズムが比較的簡単である。
 - 2) 電子ガバナ/エンジン系のように非線形要素があっても適用可能である。
 - 3) 汎用のプログラムとすることにより電子ガバナ/エンジン系以外のシステムにも活用できる。
- がある。

4.2 制御パラメータ決定への応用 図12に示すように、電子ガバナ／エンジン系のシミュレーションプログラムにおいて、制御パラメータを独立変数とし、評価関数として応答特性を数量化したものを用いることにより、このフレキシブルポリヘドロン法を適用すること

ができる。

応答特性の数量化としてはさまざまなものが考えられる。この電子ガバナ／エンジン系に関しては、設定回転数と回転数との差 ε とその変化率を考慮した次式を用いた。

図12 制御パラメータ決定システム

$$\int \left[\varepsilon(t)^2 + \alpha \left\{ \frac{d}{dt} \varepsilon(t) \right\}^2 \right] dt \quad (4.2.1)$$

α : 重み係数

この式において、第1項は制御誤差に対するペナルティで、第2項は立ち上がり速度に対するペナルティである。 α の値を適当に調節することにより追従性も良く、かつ行き過ぎ量の少ない応答を実現する制御パラメータを探ることができる。

4.3 制御パラメータ最適化手順 図13に制御パラメータ最適値決定のプログラムのフローチャートを示す。各ステップの内容は以下の通りである。

- 1) 定格出力、回転慣性などのエンジンの特性、および電子ガバナの特性の入力
- 2) 設定回転数、設定回転数変更量、負荷遮断率、遮断移行時間などのシミュレーション条件の入力
- 3) 制御パラメータの初期値の入力
- 4) エンジン回転数のシミュレーション
- 5) 応答特性の評価関数計算
- 6) 判定条件による制御パラメータ値の最適性判定
- 7) 最適値でなければ最適手法により、制御パラメータ値を更新
- 8) 最適値であれば、計算結果を出力

4.4 最適化計算の結果 α を0として制御パラメータの最適値を求めた。

表1に示す2種類のエンジンA、Bに対して、設定回転数を+5 (rpm)変化させ、設定回転数ごとの最適な制御パラメータを計算し図14に示す。縦軸は制御パラメータ、横軸は設定回転数である。エンジンの特性によらず、回転数が増加するにつれて、比例ゲインは大きく、積分定数は小さくする必要があることがわかる。またエンジンAよりBの方が出力は約3割大きい、その影響は小さく、回転数の影響の方が大きい。

定格回転数において設定回転数変更および負荷遮断を行ったときの最適制御パラメータを表3に示す。負荷遮断を行う場合は、設定回転数変更に対する最適制御パラメータと比べ、比例ゲインは少し小さくなるものの、積分定数を小さくし、微分定数を大きくするという、感度を良くするような計算結果になっている。この値を用いて負荷遮断を行なったときの応答を図15に示す。定格回転数に短時間に整定しているのがわかる。

これらの知見は実機適用の際に活用されている。

評価関数が変わると最適パラメータの値も変わる。それ故、実機の制御パラメータ決定においては、評価関数の選択が重要な問題である。評価関数として重み係数 α を0とした場合と、少し大きくした場合に得られた最適

表3 最適制御パラメータ

	設定回転数変更	負荷遮断
比例ゲイン	2.766	2.415
積分定数	1.580	0.130
微分定数	0.572	1.575

図13 最適値決定システムフローチャート

図15 計算結果 (最適値を用いた負荷遮断時)

図14 制御パラメータと設定回転数の関係

図16 計算結果

制御パラメータの値を用いて、低回転数における過渡応答を計算した結果を図16に示す。αを0とした場合、立ち上がりは速いが燃料ラック位置が大きく動いているのに対し、αを少し大きくすると、変化率に対するペナルティが加わり、立ち上がりは遅くなるものの、燃料ラック位置の変動は小さくなり、実機の制御パラメータの決定にはよい評価関数であることがわかる。

5. おわりに

電子ガバナ／エンジン系のシミュレーションプログラムを開発した。これに最適化手法を組み合わせることにより、エンジンの特性値を入力すれば自動的に電子ガバナ制御パラメータの最適値が計算できるシステムを開発した。このシステムを用いることにより、エンジンの特性値の変化、あるいは運転条件の変化に対する制御パラメータの調整量の定量的把握が可能となった。

本システムは現在実機船用電子ガバナの調整に活用され効果を上げている。

付録 フレキシブルポリヘドロン法

これは E^n における多面体の $(n+1)$ 個の頂点を置いて n 個の独立変数をもつ評価関数を最小化するものである。評価関数 $f(X)$ の最大値を生じる頂点を、残りの頂点の重心を通して投影することにより、 $f(X)$ の最小値が見つかるまで次々と $f(X)$ の最大値をとる頂点をより良い点に置き換え、評価関数の改善された値を見つけてゆく。このアルゴリズムの詳細は以下の通りである。

探索のステージ k ($k=0, 1, \dots$)における E^n の i 番目の頂点を、

$$X_i^{(k)} = [X_{i1}^{(k)}, \dots, X_{ij}^{(k)}, \dots, X_{in}^{(k)}]^t \quad (A. 1)$$

$$i = 1, 2, \dots, n+1$$

とし、 $X_i^{(k)}$ における評価関数の値を $f(X_i^{(k)})$ とする。さらに、 $f(X)$ の最大値と最小値を与える多面体のベクトルにラベルをつける。つまり、

$$X_i^{(k)} = X_h^{(k)} \quad \text{に対応して、} \\ f(X_h^{(k)}) = \max \{ f(X_1^{(k)}), \dots, f(X_{n+1}^{(k)}) \} \quad (A. 2)$$

$$\text{また、} \\ X_i^{(k)} = X_l^{(k)} \quad \text{に対応して、} \\ f(X_l^{(k)}) = \min \{ f(X_1^{(k)}), \dots, f(X_{n+1}^{(k)}) \} \quad (A. 3)$$

と定義する。 E^n における多面体は $(n+1)$ 個の $X_1, \dots, X_{n+1}$ からなっている。そこで X_{n+2} を X_h を除いたすべての頂点に対する重心とする。重心の座標は、

$$X_{n+2, j}^{(k)} = \frac{1}{n} \left[\left(\sum_{i=1}^{n+1} X_{ij}^{(k)} \right) - X_{hj}^{(k)} \right] \quad (A. 4)$$

$$j = 1, \dots, n$$

で与えられる。ここで添え字 j はそれぞれの座標軸の方向を表わしている。

初期状態の多面体として通常は正則な単体、理由は特にはないが、点1として原点、あるいは重心が原点となるものが選ばれる。

$f(X)$ が良い値を持つ E^n の頂点を見つける手続きは次の四つの操作が含まれている。(付図1参照)

付図1 探索手順

1) 反 射

$$X_{n+3}^{(k)} = X_{n+2}^{(k)} + \alpha (X_{n+2}^{(k)} - X_h^{(k)}) \quad (A. 5)$$

を計算することにより重心を通して $X_h^{(k)}$ を反射させる。ここで

$$\alpha > 0$$

は反射係数である。

2) 拡張

もし、

$$f(X_{n+3}^{(k)}) \leq f(X_l^{(k)})$$

ならば

$$X_{n+4}^{(k)} = X_{n+2}^{(k)} + r (X_{n+3}^{(k)} - X_{n+2}^{(k)}) \quad (A. 6)$$

を計算することにより、ベクトル $(X_{n+3}^{(k)} - X_{n+2}^{(k)})$

を拡張する。ここで

$$r > 1$$

は拡張係数である。もし、

$$f(X_{n+4}^{(k)}) < f(X_{n+3}^{(k)})$$

ならば $X_h^{(k)}$ を $X_{n+4}^{(k)}$ と、そうでない時は、 $X_{n+3}^{(k)}$ と置き換えて、ステップ1に戻りステージ $(k+1)$ の探索を行なう。

3) 短 縮

もし、すべての $i \neq h$ に対して、

$$f(X_{n+3}^{(k)}) > f(X_i^{(k)})$$

ならば、

$$X_{n+5}^{(k)} = X_{n+2}^{(k)} + \beta (X_h^{(k)} - X_{n+2}^{(k)}) \quad (A. 7)$$

を計算することによって、ベクトル $(X_h^{(k)} - X_{n+2}^{(k)})$

を短縮させる。ここで

$$0 < \beta < 1$$

は短縮係数である。 $X_h^{(k)}$ を $X_{n+5}^{(k)}$ で置き換えて、ステップ1に戻りステージ $(k+1)$ の探索を行う。

4) 縮 小

もし,

$$f(X_{n+5}^{(k)}) > f(X_h^{(k)})$$

ならば

$$X_i^{(k)} = X_l^{(k)} + 0.5(X_i^{(k)} - X_l^{(k)}) \quad (\text{A. 8})$$

$$(i = 1, \dots, n+1)$$

を計算することにより, 全てのベクトル

$$(X_i^{(k)} - X_l^{(k)})$$

を $X_l^{(k)}$ から半分だけにし, ステップ 1 に戻りステージ $(k+1)$ の探索を行なう.

探索終了のための判定基準は

$$\left\{ \frac{1}{n+1} \sum_{i=1}^{n+1} [f(X_i^{(k)}) - f(X_{n+2}^{(k)})]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \leq \varepsilon \quad (\text{A. 9})$$

である. 但し, ε は正の小さい数である.

参 考 文 献

- 1) 佐藤 勲, ナブコ技報, No 64., 1987.
- 2) 北川正人, ナブコ技報, No 61., 1986.
- 3) 田村直樹, ナブコ技報, No 65., 1988
- 4) 木村英紀, デジタル信号処理と制御, 昭晃堂, 1982
- 5) David M. Himmelblau, Applied Nonlinear Programming, Mc GRAW-HILL, 1972.