研 究

電気油圧式振動試験機閉ループ制御系の
フィードバックゲイン自動調整*

平井 洋武** 浜野 新** 桶 善幸**

Automatic Feedback Gain Adjustment for Control System
of Electro-Hydraulic Shaking Machine*

Hiromu Hirai** Shin Hamano** Yoshiyuki Tate**

Shaking machine vibrates various test structures with different mass according to their test purposes, while its control characteristics are under the potent influence of the mass of such structures. The feedback gains for the control system must be adjusted to compensate for this influences. This report describes an automatic feedback gain control system for shaking machine.

From the viewpoint of reliable reproduction of the reference input signal such as earthquake records or random waves which have various frequency components, it is most desirable that the control system for shaking machine should have a dead time characteristic. The velocity and the acceleration feedback gains are determined so that the control system can be approximated most closely to such characteristic. And an automatic feedback gain control algorithm is derived using model reference adaptive control. This method is verified experimentally by means of a shaking machine with a 1.0×10^3 kg table.

1. 緒 言

近年、原子力発電設備をはじめとする大形構造物の耐震試験装置として、電気油圧式振動試験機（以下では単に試験機と略称する）が使用されることが多くなってきた。試験機では過去に記録された地震波などの目標値を油圧加振機により忠実に再現して、試験対象を加振することが重要である。ところが、試験対象の質量は試験対象を積載する振動台の質量の数倍に及ぶ場合もあり¹⁾、試験機の制御特性に大きな影響を及ぼす。一方、その質量は試験対象によって異なるため、試験機の制御系は質量の影響を受けにくい、影響を補償できるように構成する必要がある。

試験対象の質量の影響を補償する一つの方法として、著者らは試験対象の質量に応じて試験機の閉ループ制御系の速度と加速度のフィードバックゲインを調整する方式について、すでに報告している²⁾。ところが、その方式では、試験対象質量と最適フィードバックゲインの関係を、あらかじめ実験的に求める必要がある。このため、制御系の設計がやりにくく、また制御系の構成要素の特性が変わった場合に試験対象質量と最適フィードバックゲインの関係を求め直す必要があるという欠点がある。

そこで本研究では、モデル規範形適応制御方式を応用して速度と加速度のフィードバックゲインを自動調整するアルゴリズムを求め、シミュレーションおよび実験により、その機能を検討している。

主な記号の説明

A_p : ピストンの断面積 (m^2)

b : 粘性抵抗係数 (N s/m)

* 昭和55年4月24日 原稿受付

** (株)日立製作所 機械研究所

*** 油圧と空気圧 Vol. 11, No. 7

- c : 駆動系の剛性を表す定数 (m^2/Pa)
 K : サーボ増幅器のゲイン (mA/V)
 K_a : 加速度フィードバックゲイン ($\text{V}\cdot\text{s}^2/\text{m}$)
 K_v : 速度フィードバックゲイン ($\text{V}\cdot\text{s}/\text{m}$)
 K_y : 変位フィードバックゲイン (V/m)
 k_i : サーボ弁の流量ゲイン ($\text{m}^3/\text{s}\cdot\text{mA}$)
 k_p : サーボ弁出力流量減少率 ($\text{m}^3/\text{s}\cdot\text{Pa}$)
 m : 振動台可動部質量 (kg)
 v : 目標値 (m)
 y : 振動台変位 (m)
 y_u : 応答モデル変位 (m)

2. 試験機の閉ループ制御系の計画

試験機の制御系を設計する場合、次の伝達特性を実現することが重要である³⁾。

(a) 地震波・ランダム波などの任意波形が忠実に再現

$$G(s) = \frac{Y(s)}{V(s)} = \frac{1}{\frac{mc}{A_p K k_i K_y} s^3 + \left(\frac{bc + mk_p}{A_p K k_i K_y} + \frac{K_a}{K_y} \right) s^2 + \left(\frac{bk_p + A_p^2}{A_p K k_i K_y} + \frac{K_v}{K_y} \right) s + 1} \quad (1)$$

ここで、 $Y(s)$ および $V(s)$ は、それぞれ y と v のラプラス変換である。

3次遅れ要素の特性は、1次遅れ要素と2次遅れ要素の結合として表わすことができる。そこで、1次遅れ要素の時定数を τ 、2次遅れ要素の固有周波数 ω_n の逆数を T および減衰比を ζ とすれば式(1)は

$$G(s) = \frac{1}{(\tau s + 1)(T^2 s^2 + 2\zeta T s + 1)} \quad (2)$$

となる。式(1)と(2)を比較すると

$$\tau T^2 = \frac{mc}{A_p K k_i K_y} \quad (3)$$

$$2\zeta \tau T + T^2 = \frac{bc + mk_p}{A_p K k_i K_y} + \frac{K_a}{K_y} \quad (4)$$

Fig. 1 Schematic diagram of electro-hydraulic shaking machine

できること。

(b) 試験対象の影響を受けにくいこと、もしくは影響を補償できること。

上記(a)の条件を満足するためには伝達関数が比例要素の特性となればよいが、これを実現することは実際上困難である。そこで、使用周波数範囲内で伝達関数をむだ時間要素の特性に近似する。むだ時間要素では位相ずれは生じるが波形は忠実に再現される。上記(b)の条件を満足するために、試験対象の質量に応じて速度と加速度のフィードバックゲインを自動調整する。

試験機の基本構成をFig.1に示す。目標値 v に振動台変位 y が追従するように制御系が構成されている。ピストンおよび振動台しゅう動部の摩擦特性の非線形性を無視し、サーボ弁の特性を線形で近似すると、目標値 v と振動台変位 y との間の伝達関数 $G(s)$ は次のような3次遅れ要素の特性で表わすことができる²⁾。

$$\tau + 2\zeta T = \frac{bk_p + A_p^2}{A_p K k_i K_y} + \frac{K_a}{K_y} \quad (5)$$

なる関係式が得られる。すなわち、式(2)における定数 τ 、 T および ζ の値を決めれば、式(3)より閉ループ制御系のループゲインが決まり、式(4)および(5)より加速度フィードバックゲイン K_a と速度フィードバックゲイン K_v が決まる。したがって、制御系の設計に際しては定数 τ 、 T および ζ の値の決定が重要である。

式(2)の3次遅れ要素の位相ずれは

$$\angle G(j\omega) = -\tan^{-1}(\omega\tau) - \tan^{-1}\left(\frac{2\zeta\omega T}{1 - (\omega T)^2}\right) \quad (6)$$

と表わされる。ここで

$$\left. \begin{aligned} \tau T^2 &= T_o^2, \quad T_o = \left(\frac{mc}{A_p K k_i K_y} \right)^{\frac{1}{2}} \\ k &= \frac{\tau}{T} \\ Q &= \omega T_o \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

と置くと、式(6)は次式となる。

$$\angle G(j\omega) = -\tan^{-1}(k^{\frac{1}{2}}Q) - \tan^{-1}\left(\frac{2\zeta(k^{-\frac{1}{2}}Q)}{1 - (k^{-\frac{1}{2}}Q)^2}\right) \quad (8)$$

ここで

$$\tan^{-1}x = x - \frac{1}{3}x^3 + \frac{1}{5}x^5 - \cdots (|x| \leq 1) \quad (9)$$

$$\frac{x}{1-x^2} = x + x^3 + x^5 + \cdots \quad (10)$$

なる関係を利用して式(8)を展開すると

$$\begin{aligned} \angle G(j\omega) = & -(2\zeta k^{-\frac{1}{2}} + k^{\frac{1}{2}})\varrho - (2\zeta k^{-1} - \frac{8}{3}\zeta^3 k^{-1} - \frac{1}{3}k^2)\varrho^3 \\ & - (2\zeta k^{-\frac{1}{2}} - 8\zeta^3 k^{-\frac{1}{2}} + \frac{32}{5}\zeta^5 k^{-\frac{1}{2}} + \frac{1}{5}k^{\frac{3}{2}})\varrho^5 - \dots \end{aligned} \quad (11)$$

となる。ただし

$$k^{\frac{1}{2}}\varrho \leq 1, \quad \frac{2\zeta(k^{-\frac{1}{2}}\varrho)}{1-(k^{-\frac{1}{2}}\varrho)^2} \leq 1 \quad (12)$$

である。3次遅れ要素のゲインと位相ずれを k と ζ をパラメータとして求めると、 k の値が約1.2以上になると式(12)における1次遅れ要素の項が支配的となり、 k の値が約0.8以下になると2次遅れ要素の項が支配的となり、いずれもむだ時間要素の特性に対する近似度が悪くなる。 k の値が0.8～1.2の範囲で式(11)を評価すると、 ϱ の値が約0.5以下であれば ϱ の1次の項で近似でき

$$\angle G(j\omega) = -(2\zeta k^{-\frac{1}{2}} + k^{\frac{1}{2}})\varrho \quad (13)$$

となる。これは

$$G_D(s) = e^{-(2\zeta k^{-\frac{1}{2}} + k^{\frac{1}{2}})T_D s} \quad (14)$$

なるむだ時間要素の位相ずれと一致する。

以上の検討より、3次遅れ要素の位相ずれは周波数の低い領域では式(14)なるむだ時間要素の位相ずれと一致することが明らかとなった。したがって、次は3次遅れ要素のゲインが ϱ が0.5以下の周波数領域で、むだ時間要素のゲインと等しくなるように τ 、 T および ζ の値を決めることが重要となる。式(2)のゲインは

$$20\log|G(j\omega)| = -10\log\{1 + (\omega\tau)^2\} \quad (15)$$

であり、式(7)の関係を利用して整理すると、

$$20\log|G(j\omega)| = -10\log\{1 + (k^2 + 4\zeta^2 - 2)k^{-\frac{1}{2}}\varrho^2 + (4\zeta^2 k^2 - 2k^2 + 1)k^{-\frac{1}{2}}\varrho^4 + \varrho^6\} \quad (16)$$

を得る。式(16)の左辺において、 ϱ が0.5以下では ϱ^6 の項は無視できる程度の大きさとなる。このような領域で3次遅れ要素のゲインをむだ時間要素のゲインと一致させるためには、式(16)の右辺の ϱ^2 と ϱ^4 の係数が零となればよい。すなわち

$$\left. \begin{aligned} k^2 + 4\zeta^2 - 2 &= 0 \\ 4\zeta^2 k^2 - 2k^2 + 1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

となるように k と ζ の値を選べば式(16)は

$$20\log|G(j\omega)| = -10\log(1 + \varrho^2) \quad (18)$$

となる。 k と ζ の値が正であることに注意して式(17)を解くと

$$k=1, \quad \zeta=0.5 \quad (19)$$

すなわち

$$\tau=T, \quad \zeta=0.5 \quad (20)$$

なる結果が得られる。式(20)なる条件が成り立つときの3次遅れ要素の周波数特性を求めるとFig. 2となる。この図で横軸は ωT_0 の値、縦軸はゲインと位相ずれを示す。図中、実線が3次遅れ要素のゲインと位相ずれを示す。この結果、 ωT_0 の値が0.5以下の領域では3次遅れ要素のゲインは0dBとなり、目標値の振幅が忠実に振動台変位に再現される。

式(19)が成り立つとき式(14)のむだ時間要素は

$$G_D(s) = e^{-2.0T_D s} \quad (21)$$

となり、その位相ずれはFig. 2の中の点線で示す。すると、3次遅れ要素の伝達特性は ωT_0 の値が0.5以下ではゲイン誤差が0.07dB以下、位相誤差が3.0度以下の精度で式(21)なるむだ時間要素の伝達特性に近似できることが明らかとなる。

なお、実用上はゲインが、たとえば1dB程度変動しても許容される場合が多い。さらに、位相ずれは使用周波数範囲内で全体的にむだ時間要素の位相ずれに近似できればよい。そこで、式(21)に多少の修正を加え

$$G_D(s) = e^{-2.2T_D s} \quad (22)$$

とすると、その位相ずれはFig. 2の一点鎖線で表わされる。このとき、3次遅れ要素の伝達特性は ωT_0 の値が0.8以下でゲイン誤差が1.01dB以下、位相誤差が3.6度以下の精度で式(22)なるむだ時間要素の伝達特性に近似できる。

以上の検討の結果、試験機の制御系の設計においては、設計仕様に基づく使用周波数より τ と T の値を決定し、 ζ の値を0.5に選ぶ。そして、それらの値に基づいて、式(3)～(5)より閉ループ制御系のゲイン、加速度フィードバックゲイン K_a および速度フィードバックゲイン K_v を算出する。

Fig. 2 Frequency characteristics of third-order

$$\begin{aligned} \text{lag system : } G(s) &= \frac{1}{(rs+1)(T_1^2 s^2 + 2\zeta T_1 s + 1)} \\ \tau &= T = T_0, \quad \zeta = 0.5 \end{aligned}$$

式(4)と(5)の右辺の K_a と K_v をのぞく他のすべての定数をあらかじめ求めることができれば、 K_a と K_v の最適値は計算により求めることができる。ところが、実際には構成要素の特性のうち b や k_p などの値は加振機の製作誤差により計算値よりずれることが多く、しかも試験対象の質量の大きさによって変わることが多い。また、 K_a 、 K_v の値が求められても、運転者がフィードバックゲインを調整することは操作の不慣れによるミスを引き起す場合があるという問題がある。このような理由から、フィードバックゲインの自動調整手段が必要となる。

3. フィードバックゲインの自動調整方式

フィードバックゲインの自動調整系を設計する場合、

(a) 式(20)の条件を満足する値にフィードバックゲインを調整できること、

(b) 自動調整系を含む試験機の制御系の安定性を保証できること、

なる二つの条件を満たす必要がある。これらの条件を満足する方法としてモデル規範形適応制御方式を応用する。モデル規範形適応制御方式においては、制御対象の希望の伝達特性を示す応答モデルを演算回路に組み、これに制御対象と同じ入力信号を加え、制御対象の応答が応答モデルの応答に一致するように制御対象のパラメータを調整する。そこで、応答モデルの特性を式(20)を満足するように設計しておき、試験機の特性が応答モデルの特性に一致するように加速度と速度のフィードバックゲインを調整する。そして、条件(b)を満足するためにリアプノフの安定判別法に基づいて自動調整アルゴリズムを求める。

振動台の変位、速度および加速度を状態変数に選び、

$$x_1 = y, \quad x_2 = \frac{dy}{dt}, \quad x_3 = \frac{d^2y}{dt^2} \quad (23)$$

とすれば、式(1)より試験機に関する次の状態方程式が得られる。

$$\frac{d}{dt}X = HX + Jv \quad (24)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} X &= \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}, \quad H = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} \end{bmatrix}, \quad J = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ J_3 \end{bmatrix} \\ H_{31} &= -\frac{A_p K k_i K_y}{mc}, \quad H_{32} = -\frac{bk_p + A_p^2 + A_p K k_i K_v}{mc} \\ H_{33} &= -\frac{bc + mk_p + A_p K k_i K_a}{mc}, \quad J_3 = \frac{A_p K k_i K_y}{mc} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

である。次に、式(20)を満足するように設計された応答

モデルの状態方程式を次のように表わす。

$$\frac{d}{dt}X_M = H_M X_M + Jv \quad (26)$$

$$X_M = \begin{bmatrix} x_{1M} \\ x_{2M} \\ x_{3M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_M \\ \frac{dy_M}{dt} \\ \frac{d^2y_M}{dt^2} \end{bmatrix}, \quad H_M = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ H_{31}^M & H_{32}^M & H_{33}^M \end{bmatrix} \quad (27)$$

ここで

$$e = X_M - X \quad (28)$$

と置き、式(26)より式(24)を引くと

$$\frac{d}{dt}e = H_M e + (H_M - H)X \quad (29)$$

となる。次に

$$\begin{aligned} H_M - H &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & (H_{32}^M - H_{32}) & (H_{33}^M - H_{33}) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & w_1 & w_2 \end{bmatrix} \quad (30) \end{aligned}$$

と置き、次のような関数 J を選ぶ。

$$J = e' Y e + \sum_{i=1}^2 \alpha_i w_i^2 \quad (31)$$

ただし、 α_i は任意の正の数であり、 Y は

$$H_M' Y + Y H_M = -I \quad (32)$$

なる条件を満たす対称行列であり、

$$Y = \begin{bmatrix} Y_{11} & Y_{12} & Y_{13} \\ Y_{12} & Y_{22} & Y_{23} \\ Y_{13} & Y_{23} & Y_{33} \end{bmatrix} \quad (33)$$

と表わす。すると

$$J > 0 \quad (34)$$

なる条件が成り立つことを証明できる⁴⁾。次に、 J の時間微分を考え、式(32)、(33)の関係を考慮すると次式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{dJ}{dt} &= -e'e + 2w_1 \left\{ \alpha_1 \frac{dw_1}{dt} + (Y_{13}e_1 + Y_{23}e_2 + Y_{33}e_3)x_2 \right\} \\ &\quad + 2w_2 \left\{ \alpha_2 \frac{dw_2}{dt} + (Y_{13}e_1 + Y_{23}e_2 + Y_{33}e_3)x_3 \right\} \quad (35) \end{aligned}$$

式(35)において

$$\left. \begin{aligned} \frac{dw_1}{dt} &= -\frac{1}{\alpha_1} (Y_{13}e_1 + Y_{23}e_2 + Y_{33}e_3)x_2 \\ \frac{dw_2}{dt} &= -\frac{1}{\alpha_2} (Y_{13}e_1 + Y_{23}e_2 + Y_{33}e_3)x_3 \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

と置くと、式(35)の右辺の第2項以下は零となり

$$\frac{dJ}{dt} = -e'e \leq 0 \quad (37)$$

なる条件が成り立つ。式34および37の条件より関数 J はリアプノフ関数となり、リアプノフの安定条件が満たされる。この結果、自動調整系を含む試験機の制御系の安定性が保証される。そして、式36よりフィードバックゲイン自動調整アルゴリズムが得られ、次式となる。

$$\left. \begin{aligned} K_v &= -K_1 \int (Y_{13} e_1 + Y_{23} e_2 + Y_{33} e_3) x_2 dt + K_{v0} \\ K_a &= -K_2 \int (Y_{13} e_1 + Y_{23} e_2 + Y_{33} e_3) x_2 dt + K_{a0} \end{aligned} \right\} \dots (38)$$

ここで

$$K_1 = \frac{mC}{A_p K k_i \alpha_1}, \quad K_2 = \frac{mC}{A_p K k_i \alpha_2} \dots (39)$$

であり、 K_{v0} および K_{a0} はそれぞれ速度および加速度フィードバックゲインの初期値である。さらに、 Y_{13} 、 Y_{23} および Y_{33} は式32より得られ

$$\left. \begin{aligned} Y_{13} &= -\frac{H_{31} + H_{32}^* H_{33}^*}{2H_{31}(H_{31} + H_{32}^* H_{33}^*)} \\ Y_{23} &= -\frac{H_{31} H_{32}^* + (H_{31})^2 + (H_{33}^*)^2}{2H_{31}(H_{31} + H_{32}^* H_{33}^*)} \\ Y_{33} &= +\frac{-H_{31} H_{32}^* + H_{31} + H_{33}^*}{2H_{31}(H_{31} + H_{32}^* H_{33}^*)} \end{aligned} \right\} \dots (40)$$

である。

式38のアルゴリズムをブロック図化するとFig. 3となる。すなわち、応答モデルと試験機の変位、速度および加速度の各偏差信号を Y_{13} 、 Y_{23} および Y_{33} の比率で加算する。この加算された信号を試験機の変位および速度信号とそれぞれ乗算し、その結果を積分する。この積分結果がそれぞれ速度および加速度のフィードバックゲインである。そして、これらのゲインにそれぞれ試験機の変位および速度信号が乗算されてフィードバック信号となる。なお、Fig. 3中の integrator には式38の K_{v0} と K_{a0} の値が初期値として設定され、ゲインが自動調整される前は、これらの値だけ速度と加速度の信号がフィードバックされる。

Fig. 3 Block diagram of automatic feedback gain adjustment system

なお、このフィードバックゲイン自動調整の目的は試験対象の質量に応じた最適なゲインを設定することにあるので、この調整回路は試験対象を変える場合の初期調整に利用し、調整完了後はゲインを固定する手段を設けるのが実用的と思われる。

4. シミュレーションによる検討

Fig. 3 に示すフィードバックゲイン自動調整系の機能を確認するために、DDA (Digital Differential Analyzer) を利用してシミュレーションを行った。シミュレーションの対象はFig. 4 に示す試験機であり、シミュレーションに必要な構成要素の数値は

$$\begin{aligned} A_p &= 0.22 \times 10^{-2} \text{ (m}^2\text{)} \\ b &= 0.59 \times 10^3 \text{ (Ns/m)} \\ c &= 0.17 \times 10^{-12} \text{ (m}^3\text{/Pa)} \\ K &= 0.11 \times 10^3 \text{ (mA/V)} \\ k_i &= 0.27 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/s} \cdot \text{mA)} \\ k_p &= 0.95 \times 10^{-11} \text{ (m}^3\text{/s} \cdot \text{Pa)} \\ m &= 1.0 \times 10^3 \text{ (kg)} \end{aligned}$$

である。

シミュレーション結果の一例をFig. 5 に示す。ここでは、制御系の応答性が評価しやすいように、目標値としてステップ波を用いている。図において、各波形は上から目標値 v 、応答モデルの変位 y_M 、振動台の変位 y 、速度フィードバックゲイン K_v および加速度フィードバックゲイン K_a を示す。ここでは、速度および加速度のフィードバックゲインの初期値を、いずれも零に設定したときの応答例を示す。 K_v 、 K_a の初期値を零にすると振動台変位の初期応答は振動的であるが、フィードバックゲインが自動的に調整されるにしたがって、応答モデルの変位と同じような応答を示すようになり、フィードバックゲインが最適値に調整されることがわかる。

Fig. 4 Shaking machine

Fig. 5 System response and adjusted feedback gains of velocity and acceleration (Simulation result)

その他、試験機の数値および加速度のフィードバックゲインの初期値を種々変更して試験した結果、いずれの場合も Fig. 5 と同様に最適な値に収束し、フィードバックゲイン自動調整系の機能が満足に動作することが確認された。

5. 実験的検討

ここでは Fig. 3 に示すフィードバックゲイン自動調整系を Fig. 4 の試験機に適用する。応答モデルおよびフィードバックゲイン自動調整回路はアナログ電気回路で構成している。

Fig. 6 は Fig. 5 と同様にして求めた実験結果を示す。各波形は上から応答モデルの変位 y_M 、振動台の変位 y 、速度フィードバックゲイン K_v および加速度フィードバックゲイン K_a を示す。ここでも目標値としてはステップ波を用い、速度と加速度のフィードバックゲインの

Fig. 6 System response and adjusted feedback gains of velocity and acceleration (Experimental result)

Fig. 7 Table responses before and after gain adjustment

Fig. 8 Convergence loci of feedback gains

初期直を零としている。この結果、振動台の変位は最初振動的となっているが、速度および加速度のフィードバックゲインが自動的に調整され、振動台の応答が応答モデルの応答に近づいて行く様子がわかる。

Fig. 7はFig. 6のフィードバックゲイン調整前の応答と調整完了後の応答を拡大し、両者を比較したものである。波形は上が応答モデルの変位、下が振動台の変位を示す。フィードバックゲイン調整前の振動台の応答と応答モデルの応答には大きな差が見られるが、フィードバックゲイン調整完了後は両者はほぼ一致していることがわかる。さらに、調整完了後の試験機の周波数特性が応答モデルの周波数特性にほぼ一致していることを確認している。

その他、振動台の速度および加速度のフィードバックゲインの初期値を種々変更して実験を行った結果、いずれの場合も同じ値に収束することを確認している。Fig. 8は速度および加速度のフィードバックゲインの収束過程を示す。図中、横軸は速度フィードバックゲイン、縦軸は加速度フィードバックゲインである。目標値はステップ波である。

以上の検討の結果、モデル規範形適応制御方式によるフィードバックゲイン自動調整系が、実験的にもその機能を十分満足することが確認できた。

6. 結 言

電気油圧式振動試験機において、試験対象が変わった場合の伝達特性を最適状態に設定するために、閉ループ系のフィードバックゲインを自動的に調整する方法に関する検討を行い、次の結論を得た。

- (1) 地震波・ランダム波などの任意波形を忠実に再現するために、式(2)のような3次遅れ要素で表わされる試験機の伝達特性を式(20)の条件を満たすように設計するのがよい。
- (2) 上記(1)の条件を満たすように設計された応答モデルを演算回路により組み、試験機の伝達特性が応答モデルの伝達特性に一致するように、試験機の速度と加速度のフィードバックゲインを自動調整することができる。
- (3) リアプノフの安定判別法によるモデル規範形適応制御方式を利用して設計することにより、フィードバックゲイン自動調整系を含む試験機の制御系の安定性が保証される。
- (4) 上記フィードバックゲイン自動調整方法を振動台質量 $1.0 \times 10^3 \text{ kg}$ の試験機に適用し、実験的に速度と加速度のフィードバックゲインを自動調整できることを確認した。

最後に、ご指導賜った東京工業大学精密工学研究所・池辺 洋教授ならびに中野和夫助教授に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 熊谷, ほか 2 名: 大形振動台, 日立評論, '53-12, 1157/1163(昭和45-12)
- 2) 松崎, 平井: 電気油圧式振動試験機に関する研究(第1報, 積載荷重の影響とその補償方法), 日本機械学会論文集, 42-353, 135/145(昭和51-1)
- 3) 池辺, 福馬: 閉ループ形建築材料試験機, 計測と制御, 6-9, 622/630(昭和42-9)
- 4) Y. TAKAHASHI, et al.: Control and Dynamic Systems, 114, Addison-Wesley (1972)

文献題目

外国文献題目集(15)

Ölhydraulik und Pneumatik

1980, Vol. 24, No. 4

Besing, W. and J. Laude

Positioning drives with integrated energy supply for aircraft steering systems, Integrated Actuator Package-IAP, 283/289

Engelsdorf, K.

Development and test evaluation of a miniature two-way poppet valve, 293/298

Niederstadt, J.

Positioning of a cylinder drive using a pneumatically acting braking system, 319/320 + 322

[東京工大 中野和夫]

PNEUMATIK DIGEST

June, 1980, Vo. 14, No. 3

Grundlagen der Drucklufttechnik

Aus der Sicht des Theoretikers - für den Praktiker
(圧縮空気技術の基礎: 理論家の見方から離れて - 実務家のために)
15/18

Kampmann, H.

Druckluft-Rohrleitungssysteme aus Kunststoff
(合成樹脂製圧縮空気配管システム)
21/24

Schubert, L.

Das neue Gerätesicherheitsgesetz - Am Beispiel eines Druckluft-Kältetrockners
(新しい設備安全規則 - 冷凍式空気ドライヤの実例)
27/30

Bauer, H.

Beurteilungskriterien für Druckluftwerkzeuge
(圧縮空気工具に対する判断基準)
33/37

Schuster, K.

Druckluftkomponenten in der Holzindustrie
(木材工業における圧縮空気要素)
39/41

[焼結金属 新井 実]