研究論文

タイムディレイコントロール法を用いた圧力制御*

—制御部の遅れに対応する制御法—

佐 藤 三 禄**, 森 智 章***

Time Delay Control of Hydraulic Pressure Control System
—control method for the delay of control element—

Sanroku Sato, Tomoaki Mori

A hydraulic pressure control system with an accumulator and a servovalve has nonlinear and complicated dynamics which is induced by the gas dynamics of the accumulator and the nonlinear flow characteristics of the servovalve. Because of this, the effect of pressure control using the ordinary linear control method is insufficient. Therefore we apply the time delay control (TDC) method to this system. Using the state signal information that is observed before one sampling time step, the TDC method enables estimation of the influences of unknown dynamics and unexpected disturbances, and generation of a control signal to cancel their effects.

However, if the control element has a delay characteristic, the ordinary TDC method may render the system unstable. In this paper, an extended TDC pressure control method is proposed. This proposed control method shows that by shifting the sampling instant of the state signal from the output instant of the control input, it is possible to avoid the influence of the delay characteristics of the control element. The effect of this control method is confirmed by simulation and experiments.

Moreover, as an example of its application, we apply the extended TDC method to pressure control system of a hydraulic suspension mechanism which consists of an accumulator and a cylinder with a mass and a spring load.

Key Words: Pressure Control, Robust Control, Digital Control, Time Delay Control, Accumulator, Non-linear

1. 結 言

サーボ弁の流量特性及び制御対象の圧力変化過程における非線形性並びに不確かさ、あるいは予期しない外乱などは、圧力制御系の制御性能を低下させる。

未知の特性を有する制御対象に対する制御手法としてはモデル規範適応制御や学習制御などがある。モデル規範適応制御では、制御パラメータが実時間で個別に推定され、その結果をもとに制御系のゲインが個別に調整される。そのため、制御系が複雑となり、適応

速度が遅くなる。学習制御は試行に基づく手法であり、行程の繰り返しをするにつれて、制御動作が修正され、特性が改善される。そのため、繰り返し動作のみに対して有効であり、周期的でない運動や外乱に対応することはできない。

タイムディレイコントロール (TDC) 法^{1),2)}は、サンプル値制御の一種であり、状態信号サンプリング間隔の時間差を利用して過去の観測値によって未知の動特性及び外乱を直接推定し、その影響を打ち消す制御法である。TDC法では制御対象の状態方程式の右辺を{(近似特性項)+未知部[(外乱項)+(特性誤差項)]}の形で表し、制御入力算出に必要な近似特性項は原則的に任意な形で良い。例えば、近似特性項に簡単な線形近似式を使うことが可能であり、制御系の構成が簡潔になる。さらに、学習制御のような繰り返し動作の必要もない。そのため、前記の圧力制御系に対する

*平成7年3月31日 原稿受付

**武蔵工業大学機械工学科

(所在地 〒158 東京都世田谷区玉堤1-28-1)

***防衛庁技術研究本部第4研究所

(所在地 〒229 神奈川県相模原市淵野辺4-2-10)

制御性能の向上が期待できる。

TDC法の油空圧サーボ系への適用については、藤本らが空気圧アクチュエータによる位置制御³⁾、Chinらが電気油圧サーボによる位置制御⁴⁾を行っている。しかしながら、圧力制御への適用例はなく、制御部の遅れに着目したものも存在しない。

本研究ではTDC法をアキュムレータと絞り弁で構成する制御対象の圧力制御に適用する方法について検討する。このTDC系では、計算時間及び制御用サーボ弁の遅れの影響により系が不安定となることがあり、十分な性能を実現することが難しい。そのため、制御動作の遅れに対応する制御法を提案し、数値シミュレーション及び実験を行い、その有効性について検討する。

また、応用例として、質量・ばね負荷を持つアキュムレータとシリンダで構成する流体ばね支持装置の圧力制御にTDC法を適用し、数値シミュレーションを実施してその有効性について検討する。

2. 記号

A_c : シリンダ受圧断面積
 a_m : 規範モデルの定数 ($=1/T_m$)
 b_m : 規範モデルの定数 ($=k_m/T_m$)
 C_o : 負荷の減衰係数
 $d_L(t)$: 特性誤差項
 $d_q(t)$: 外乱項
 $e(t)$: 偏差 [$=p_m(t)-p(t)$]
 $F_o(t)$: 外乱変位発生部に働く力
 f : 周波数
 K_o : 負荷のばね定数
 k : フィールドバックゲイン係数
 k_m : 規範モデルのゲイン定数
 k_v : サーボ弁定数
 L : 観測時間差
 M_o : 負荷の質量
 $p(t)$: 制御対象の圧力
 $p_L(t)$: 標準動作点を基準とした圧力 [$=p(t)-p_{st}$]
 p_d : 戻りポート圧力
 p_h : 標準動作点の弁降下圧力 [$=(p_s-p_d)/2$]
 $p_m(t)$: 規範モデルの圧力
 p_s : 供給圧力
 p_{st} : 標準動作点の圧力 [$=(p_s+p_d)/2$]
 $q(t)$: サーボ弁通過流量
 $q_a(t)$: アキュムレータ流入流量
 $q_c(t)$: シリンダ流入流量
 $q_d(t)$: 外乱流量
 $q_e(t)$: $q(t)$ の近似における誤差項

$r(t)$: 目標値
 T_L : 制御部遅れ時間
 T_c : 制御サイクル時間
 T_{ca} : 計算遅れ時間
 T_m : 規範モデルの時定数
 T_s : 制御部サーボ弁の整定時間
 t : 時刻
 t_i : 離散化時刻
 $u(t_i)$: 制御入力 [$-1 \leq u(t_i) \leq 1$]
 u_{st} : 標準動作点の制御入力 ($=u_{vst}$)
 $u_v(t)$: サーボ弁開度 [$-1 \leq u_v(t) \leq 1$]
 u_{vst} : 標準動作点のサーボ弁開度 ($=u_{st}$)
 v_o : アキュムレータ全容積
 $v_a(t)$: アキュムレータ内の作動油体積
 $v_c(t)$: シリンダ内の作動油体積
 $v_g(t)$: アキュムレータ内のガス体積
 v_{gst} : 標準動作点のガス体積
 $x(t)$: シリンダ変位
 $x_L(t)$: 標準動作点を基準としたシリンダ変位
 $[=x(t)-x_{st}]$
 $x_d(t)$: 外乱変位
 x_{st} : 標準動作点のシリンダ変位
 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_{c2}, \alpha_{c3}, \alpha_{c4}$: 近似特性項の係数
 β : 作動油の圧縮率
 ζ : 制御部サーボ弁の減衰比
 κ : 比熱比
 ω_n : 制御部サーボ弁の固有角周波数

3. 制御対象の状態方程式

制御対象である圧力系をFig. 1に示す。制御量はアキュムレータ内の圧力 $p(t)$ である。アキュムレータへはサーボ弁を通して作動油を供給する。外乱用弁は未知の外乱としてのアキュムレータからの作動油の排出を行うための弁であり、他の油圧装置への供給弁と考えることができる。

Fig. 1におけるアキュムレータにおいて作動油の圧縮性を考慮すると次式の流量についての連続の式が成り立つ。

$$q(t) - q_d(t) = v_a(t) \beta \frac{dp(t)}{dt} + \frac{dv_a(t)}{dt} \quad (1)$$

アキュムレータ内の体積には次式の関係がある。

$$v_a(t) + v_g(t) = v_o \quad (2)$$

上式より次式を得る。

$$\frac{dv_a(t)}{dt} = -\frac{dv_g(t)}{dt} \quad (3)$$

アキュムレータ内のガスの圧力変化が可逆断熱過程であるとすると、次式が成り立つ。

Fig. 1 Experimental apparatus

$$p(t)v_g(t)^* = p_{st}v_{gst}^* \quad (4)$$

上式より次式を得る。

$$\begin{aligned} \frac{dv_g(t)}{dt} &= -\frac{p_{st}v_{gst}^*}{\kappa p(t)^2 v_g(t)^{\kappa-1}} \frac{dp(t)}{dt} \\ &= -\frac{v_g(t)}{\kappa p(t)} \frac{dp(t)}{dt} \end{aligned} \quad (5)$$

式(1)から式(5)より、制御対象の状態方程式は次式となる。

$$\frac{dp(t)}{dt} = \alpha(t)[q(t) - q_d(t)] \quad (6)$$

$$\alpha(t) = \left[\frac{\kappa p(t)^{(1+\kappa)/\kappa}}{\left\{ \kappa \beta v_o p(t)^{(1+\kappa)/\kappa} + [1 - \kappa \beta p(t)] v_{gst} p_{st}^{1/\kappa} \right\}} \right] \quad (7)$$

サーボ弁通過流量 $q(t)$ は次式で表される。

$$q(t) = k_v \sqrt{\Delta p(t)} \cdot u_v(t) \quad (8)$$

$$\Delta p(t) = \begin{cases} p(t) - p_d & [u_v(t) < 0] \\ p_s - p(t) & [0 < u_v(t)] \end{cases} \quad (9)$$

TDC法では状態方程式の右辺を〔(近似特性項) + (外乱項) + (特性誤差項)〕の形で書き表す。近似特性項は演算が容易な形のものを使用する。標準動作点を次式で定義する。

$$p(t) = p_{st} = (p_s + p_d)/2 \quad (10)$$

$$u_v(t) = u_{vst} = u_{st} \quad (11)$$

サーボ弁通過流量の式(8)を標準動作点を用いて〔線形近似項〕 + (誤差項) の形とし、

$$\begin{aligned} q(t) &= k_v \sqrt{p_h} \cdot u_v(t) - \frac{k_v u_{st}}{2 \sqrt{p_h}} p_L(t) \\ &\quad + q_e(t) \end{aligned} \quad (12)$$

式(12)で第3項 $q_e(t)$ は誤差項である。式(6)に示した状態方程式の係数項 $\alpha(t)$ を標準動作点を用いて定数化し、式(12)を代入すると、次式を得る。

$$\frac{dp_L(t)}{dt} = \alpha_1 u_v(t) - \alpha_2 p_L(t) + d_q(t) + d_L(t) \quad (13)$$

$$\alpha_1 = \frac{k_v \kappa p_{st} \sqrt{p_h}}{\kappa \beta (v_o - v_{gst}) p_{st} + v_{gst}} \quad (14)$$

$$\alpha_2 = \frac{k_v \kappa p_{st} u_{st}}{2 [\kappa \beta (v_o - v_{gst}) p_{st} + v_{gst}] \sqrt{p_h}} \quad (15)$$

式(13)において、右辺の第1項及び第2項は近似特性項であり、 $d_q(t)$ は外乱項、 $d_L(t)$ は特性誤差項である。近似特性項の式の形は原理的には任意に取りうるものである。式の形の違いによる影響は制御入力 $u(t)$ の演算において特性誤差項 $d_L(t)$ に含まれ、補正が行われる。また、 $d_L(t)$ には圧縮率などの不確定的なパラメータによる未知な影響も含まれる。次章で述べるように制御入力 $u(t)$ の計算に $d_q(t)$ 及び $d_L(t)$ の項を必要としないことがTDC法の利点である。

5. TDC法による制御入力

TDC法では、制御対象が追従すべき規範モデルの動特性を与え、それに従うような制御入力を求める。与える規範モデルの状態方程式の次数は制御対象と同じであることが必要であり、制御対象の状態方程式(13)が一次系であるので規範モデルの状態方程式も一次遅れ系とし、次式で与える。

$$\frac{dp_m(t)}{dt} = -a_m p_m(t) + b_m r(t) \quad (16)$$

偏差 $e(t)$ を次式で表す。

$$e(t) = p_m(t) - p(t) \quad (17)$$

また、偏差の動特性を次式のように設定する。

$$\frac{de(t)}{dt} = -(a_m + k)e(t) \quad (18)$$

ここで、 k は任意に設定できるフィードバックゲイン係数である。式(16)、式(17)及び式(18)から次式を得る。

$$\frac{dp(t)}{dt} = -a_m p(t) + b_m r(t) + ke(t) \quad (19)$$

式(19)は制御量 $p(t)$ の動特性を設定する式である。TDC法による制御はサンプル値制御であるので離散化時刻を式(20)で表す。

$$t_i = T_c i, \quad (i = 0, 1, 2, 3, \dots) \quad (20)$$

制御部に遅れのない場合にはサーボ弁開度 $u_v(t)$ と制御入力 $u(t)$ は $u_v(t) = u(t)$ である。ただし、以下の議論ではサーボ弁の遅れを制御部の遅れに含めて扱うこととする。ここで、式(13)と式(19)の右辺を等しくする制御入力 $u(t)$ を与えれば、制御対象の圧力 $p_L(t)$ の動特性は式(19)で設定したものと同しくすることができる。このとき、制御入力 $u(t)$ は次式となる。

$$u(t_i) = \frac{1}{\alpha_1} \{ -a_m \dot{p}(t_i) + b_m r(t_i) + k e(t_i) + \alpha_2 p_L(t_i) - [d_q(t_i) + d_L(t_i)] \} \quad (21)$$

しかしながら、式(21)で外乱項 $d_q(t_i)$ と特性誤差項 $d_L(t_i)$ が未知であるので、このままでは制御入力 $u(t_i)$ を決定することができない。

TDC法では現在の時刻 t_i における外乱項 $d_q(t_i)$ と特性誤差項 $d_L(t_i)$ の和が微小な観測時間差 L を隔てた過去の時刻 $(t_i - L)$ での値と非常に近いと考える¹⁾。さらに、式(13)を用いて、次式により $[d_q(t_i) + d_L(t_i)]$ の値を推定する。

$$\begin{aligned} d_q(t_i) + d_L(t_i) &\simeq d_q(t_i - L) + d_L(t_i - L) \\ &\simeq \dot{p}_L(t_i - L) + \alpha_2 p_L(t_i - L) \\ &\quad - \alpha_1 u_v(t_i - L) \end{aligned} \quad (22)$$

これにより、制御入力 $u(t_i)$ は式(23)で与えられる。

$$\begin{aligned} u(t_i) = \frac{1}{\alpha_1} [&-a_m \dot{p}(t_i) + b_m r(t_i) + k e(t_i) \\ &+ \alpha_2 p_L(t_i) - \dot{p}_L(t_i - L) \\ &- \alpha_2 p_L(t_i - L) + \alpha_1 u_v(t_i - L)] \end{aligned} \quad (23)$$

式(23)により離散化時刻 t_i における制御入力 $u(t_i)$ は圧力 $p(t_i)$ 、 $p_L(t_i)$ 、 $p_L(t_i - L)$ 、圧力微分値 $\dot{p}_L(t_i - L)$ 、サーボ弁開度 $u_v(t_i - L)$ の観測値を用いて算出できる。

5. 制御部の遅れに対応する制御法

式(23)でサーボ弁開度 $u_v(t_i - L)$ は観測できないが、制御部に遅れが存在しなければ、サーボ弁開度 $u_v(t)$ が制御入力 $u(t_i)$ と等しいと考え、 $u(t_i - L)$ の値を用いることができる。この場合、観測時間差 L を制御サイクル時間 T_c と等しく取ることにより、演算は簡単になり、制御入力は式(24)で与えられる。

$$\begin{aligned} u(t_i) = \frac{1}{\alpha_1} [&-a_m \dot{p}(t_i) + b_m r(t_i) + k e(t_i) \\ &+ \alpha_2 p_L(t_i) - \dot{p}_L(t_i - T_c) \\ &- \alpha_2 p_L(t_i - T_c) + \alpha_1 u(t_i - T_c)] \end{aligned} \quad (24)$$

一般的なTDC法は、この方法により制御入力を演算しており^{1)~4)}、緩やかな状態変動を対象とする場合には有効である。しかし、実際の装置においてはFig. 2に示すような計算遅れ時間 T_{ca} 及び制御部サーボ弁の遅れ[2次遅れ：固有周波数 ω_n 、減衰比 ζ 、整定時間 T_s]のような制御部の遅れが存在し、時刻 $(t_i - T_c)$ においては弁開度が1サイクル前の状態、すなわち $u_v(t_i - T_c) = u(t_i - 2T_c)$ であり、弁開度 $u_v(t_i - T_c)$ と制御入力 $u(t_i - T_c)$ は等しくならず、急激な状態変動を対象とする系の場合には、この方法は不適切である。例えば、式(24)に示す制御入力を用いた場合、数値シミュレーション結果はFig. 3の上側に示すように振動してしまうことがある。一つの対策としては、制御部を含めて

状態方程式を立てることが考えられるが、系の次数が高くなり、制御演算が複雑化し、制御入力が簡易な形で表すことができるというTDC法の利点が失われてしまう。ここでは、TDC法の利点を生かし、しかも、制御部の遅れの影響を避ける方法として、次式の関係を満たす範囲で観測時間差 L の値を選択する方法を採用する。

$$u_v(t_i - L) \simeq u(t_i - L) = u(t_i - T_c) \quad (25)$$

そのため、制御サイクル時間 T_c と観測時間差 L の値は異なったものになる。Fig. 2より観測時間差 L の範囲は、制御部遅れ時間 T_L を考慮に入れ、式(26)に示す範囲としなければならない。

$$0 \leq L \leq T_c - T_L = T_c - (T_{ca} + T_s) \quad (26)$$

このことより、TDC法が制御サイクル時間 T_c が小さいほど制御サイクル間の状態変化の推定誤差が小さく制御特性が良いという性質を持っているにもかかわらず、式(26)の関係によって制御サイクル時間 T_c を小さくすることが制限されてしまうことが分かる。これにより、制御対象である圧力系に対するTDC法による制御入力 $u(t_i)$ は式(27)で与えられる。

Fig. 2 Delay of the servovalve system and limit of L

Fig. 3 Stability of the system (influence of the sampling time interval L)

Fig. 4 Block diagram of the system

$$u(t_i) = \frac{1}{\alpha_1} [-a_m \dot{p}(t_i) + b_m r(t_i) + k e(t_i) + \alpha_2 p_L(t_i) - \dot{p}_L(t_i - L) - \alpha_2 p_L(t_i - L) - \alpha_1 u(t_i - T_c)] \quad (27)$$

式(27)に示す制御入力を用いた数値シミュレーション結果は、Fig. 3の下側 ($L \leq T_c - T_L$ の場合) のように安定な制御が可能になることを示している。また、TDC法による制御アルゴリズムはFig. 4のブロック線図で表される。図において制御対象の外乱項 $d_q(t)$ と特性誤差項 $d_L(t)$ の和をTDC制御器が出力する推定値 $[d_q(t_i - L) + d_L(t_i - L)]$ で補正している。

6. 数値シミュレーション及び実験

TDC法の効果を数値シミュレーション及び実験により調べる。装置の主な仕様及び係数は次のようになっている。

アキュムレータ容量 $v_o = 1.0 \times 10^{-3} (\text{m}^3)$, サーボ弁の定格流量 [弁圧力降下6.86(MPa)時] $3.5 \times 10^{-4} (\text{m}^3/\text{s})$, 供給圧力 $p_s = 6.86 (\text{MPa})$, 規範モデルの時定数 $T_m = 0.1 (\text{s})$, $k_m = 1$, $k_v = 1.908 \times 10^{-7} [\text{m}^3/(\text{Pa}^{1/2} \text{s})]$, $p_a = 0 (\text{Pa})$, $p_{st} = 3.43 (\text{MPa})$, $T_{ca} = 0.001 (\text{s})$, $T_s = 0.004 (\text{s})$, $u_{st} = 0.5$, $v_{gst} = 5.0 \times 10^{-4}$

(m^3), $\beta = 1.02 \times 10^{-9} (1/\text{Pa})$, $\xi = 0.84$, $\kappa = 1.4$, $\omega_n = 850 (\text{rad/s})$

TDC法では式(27)から分かるように制御サイクル毎に未知部の推定を行い、制御入力を補正する。よって、未知部の推定誤差を小さくするためには、制御サイクル時間 T_c の値を極力小さくする必要がある。一方、式(27)の $\dot{p}_L(t_i - L)$ の値は次式により算出する。

$$\dot{p}_L(t_i - L) = [p_L(t_i) - p_L(t_i - L)]/L \quad (28)$$

上式における圧力項 $p_L(t_i)$ 及び $p_L(t_i - L)$ の測定はAD変換器を通して行うのでAD変換器の分解能の影響を受ける。すなわち、観測時間差 L の値が小さすぎると $p_L(t_i - L)$ の値が実際よりも極端に大きく計算される恐れがあるので、観測時間差 L の値を適切に取らなければならない。また、文献2)より安定条件は次式となる。

$$T_c < 2 / (a_m + k) \quad (29)$$

式(29)の安定条件を満たしながら、規範モデルの動特性 [式(16)] 及び偏差の動特性 [式(18)] の応答性を共にできるだけ速く設定するためにフィードバックゲイン係数 k を $k = 0$ とする。さらに、式(26)に示した条件を考慮に入れる。これらのことにより、制御サイクル時間 T_c 及び観測時間差 L の値を次のように設定する。

Fig. 5 Step response for reference and disturbance (simulation)

(a) Pressure

(b) Control input

Fig. 6 Step response for reference (1)

Fig. 7 Step response for reference (2)

$$T_c = 0.02 \text{ (s)}, L = 0.015 \text{ (s)}$$

Fig. 5はTDC法と規範モデル追従型PI制御法を比較した数値シミュレーション結果である。TDCの方がPI制御より早く目標値に収束している。また、TDCによるものは外乱の影響が小さく、外乱による圧力変動の幅もPI制御の27%であり、収束時間が短い。このことより、TDC法による圧力制御が優れた特性を有していることが分かる。

Fig. 6はステップ応答について実験結果とシミュレーション結果を比較したものである。比較するにあたり制御入力飽和状態を少なくするため、規範モデルの時定数 T_m の値は1.6(s)とした。Fig. 6(a)より実験結果の圧力推移がシミュレーション結果とよく一致していることが分かる。また、Fig. 6(b)に示す制御入力において実験結果では多少の変動があるが、シミュレーション結果と同様な傾向を示している。

Fig. 7は、初期状態でアキュムレータの圧力をほぼ零とし、階段状目標波形に対する圧力制御を行った実験結果である。TDC法の効果により迅速に目標値に収束している。

Fig. 8は周波数特性について示したものである。位相においては、TDCがサンプル値制御であることにより、式(16)の規範モデルから1制御サイクル時間分遅れたものを規範モデルとして表示している。図より、シミュレーション結果及び実験結果が規範モデルとほぼ一致しており、TDC法により動特性を設定できることが分かる。

Fig. 9及びFig. 10は制御圧力の想定範囲の上限付近[4.41(MPa)]と下限付近[2.45(MPa)]における周波数特性を示したものである。シミュレーション結果及び実験結果は、Fig. 8に示した標準動作点の圧力におけるものと同様に、規範モデルとほぼ一致しており、標準動作点から離れた圧力においても適切に補償が行われていることが分かる。

Fig. 11は外乱(流量)による影響に対するTDCの制御効果を示した実験結果である。外乱用弁は、初期状態において外乱流量 $q_d(t) = 8.84 \times 10^{-5} \text{ (m}^3/\text{s)}$ [サーボ弁開度 $u_b(t) = 0.25$ に相当する流量]となるように設定しており、途中で閉じる。TDCにより圧力を一定にする制御を行ったものは、外乱用弁を閉じた直後に27(kPa)の圧力上昇の影響があるのみで、すぐに収束している。このことより、TDC法による圧力制御が外乱の影響の除去に対しても有効であることが分かる。

9. 応用例 (流体ばね支持装置の圧力制御)

TDC法を用いた圧力制御の応用例として、前述の圧力系に質量・ばね負荷を受けるシリンダを取り付けた

Fig. 8 Frequency response (1)

Fig. 9 Frequency response (2)

Fig. 10 Frequency response (3)

Fig. 12に示す流体ばね支持装置へ適用する。流体ばね支持装置はアキュムレータ内のガスの圧縮性をばね要素として利用し、支持力（圧力）を一定にする働きを有する。流体ばね支持装置において次式の状態方程式

Fig. 11 Step response for disturbance

Fig. 12 Application for hydraulic suspension

が成り立つ。

$$\frac{dp(t)}{dt} = \alpha_{c1}(t) [q(t) - q_d(t) - A_c \frac{dx(t)}{dt}] \quad (30)$$

$$\alpha_{c1}(t) = \left\{ \frac{\left\{ \begin{aligned} &\kappa \beta v_o p(t)^{(1+\kappa)/\kappa} \\ &+ [1 - \kappa \beta p(t)] v_{gst} p_{st}^{1/\kappa} \end{aligned} \right\}}{\kappa p(t)^{(1+\kappa)/\kappa}} \right\}^{-1} + A_c \beta x(t) \quad (31)$$

この状態方程式の右辺を標準動作点 $[p(t) = p_{st}, u_v(t) = u_{vst} = u_{st}, x(t) = x_{st}]$ を基準に演算が容易な近似特性項を用いて〔近似特性項〕+〔外乱項〕+〔特性誤差項〕の形で書き表すと、次式の状態方程式となる。

$$\frac{dp_L(t)}{dt} = \alpha_{c3} u_v(t) - \alpha_{c4} p_L(t) - \alpha_{c2} A_c \frac{dx_L(t)}{dt} + d_q(t) + d_L(t) \quad (32)$$

$$\alpha_{c2} = \frac{\kappa p_{st}}{\left\{ \begin{aligned} &\kappa \beta (v_o - v_{gst}) p_{st} + v_{gst} \\ &+ A_c \kappa \beta x_{st} p_{st} \end{aligned} \right\}} \quad (33)$$

$$\alpha_{c3} = \alpha_{c2} k_v \sqrt{p_h} \quad (34)$$

$$\alpha_{c4} = \alpha_{c2} k_v u_{st} / (2 \sqrt{p_h}) \quad (35)$$

この状態方程式より次式の制御入力を得る。

$$u(t_i) = \frac{1}{\alpha_{c3}} [-a_m p(t_i) + b_m r(t_i) + k_e(t_i) + \alpha_{c4} p_L(t_i) + \alpha_{c2} A_c \dot{x}_L(t_i)]$$

Fig. 13 Frequency response

Fig. 14 Frequency response of pressure vibration for disturbance displacement

$$\begin{aligned} & -\dot{p}_L(t_i - L) - \alpha_{c1} p_L(t_i - L) \\ & - \alpha_{c2} A_c \dot{x}_L(t_i - L) \\ & + \alpha_{c3} u(t_i - T_c) \end{aligned} \quad (36)$$

制御入力の演算には圧力 p とシリンダ変位 x_L を検出する必要がある。

TDC法による制御効果を調べるため、数値シミュレーションを実施する。シリンダ受圧断面積 $A_c = 6.43(\text{cm}^2)$ 、可動部質量 $M_o = 10(\text{kg})$ 、減衰係数 $C_o = 447[\text{N}/(\text{m}/\text{s})]$ 、ばね係数 $K_o = 20(\text{kN}/\text{m})$ を想定し、標準動作点のシリンダ変位 $x_{st} = 4.5(\text{cm})$ 、規範モデルの時定数 $T_m = 0.1(\text{s})$ とする。また、前述の圧力系の場合と同様な理由より、フィードバックゲイン係数 $k = 0$ 、制御サイクル時間 $T_c = 0.02(\text{s})$ 、観測時間差 $L = 0.015(\text{s})$ とする。

Fig. 13は周波数特性を示したものである。図より、周波数特性が目標値の振幅に関係なく規範モデルとほぼ一致しており、Fig. 12に示す流体ばね支持装置に対してもTDC法により動特性を設定した圧力制御が可能であることが分かる。

Fig. 14は正弦波外乱変位 $x_d(t)$ に対する圧力変動幅の周波数特性を示したものである。図より、TDCにより

変位外乱による圧力変動が小さくなっていることが分かる。ただし、周波数が上昇するにつれて規範モデルのゲインが小さくなるため、圧力変動が大きくなっている。

10. 結 論

本研究ではサーボ弁の流量特性やアキュムレータでの圧力過程における非線形性及び不確実な特性、予期しない外乱などにより性能が低下させられるアキュムレータ内の圧力制御に対するTDC法の適用について検討した。そして、制御部の遅れがある場合、単純なTDC法では系が不安定となることを示した。これを避けるために、観測時間差 L を制御サイクル時間 T_c の値より小さく適切な値に取る制御法を提案し、安定な制御が可能であることを示した。この制御法を使い、数値シミュレーション及び実験を行った。その結果、未知の特性を含む圧力制御系に対して、簡易な形に近似した状態方程式からTDC法によって求めた制御入力圧力制御に有効であり、かつ、未知の外乱の影響も大きく低減することを確認した。ただし、周波数特性の向上に関しては、当然、規範モデルの時定数を小さくする必要があるが、制御部の遅れの影響を避けるために制御サイクル時間 T_c の下限があるため安定条件が厳しくなってしまう。

さらに、応用例として、アキュムレータとシリンダで構成する流体ばね支持装置の圧力制御に提案した制御法を適用し、数値シミュレーションにより検討を行った。シミュレーション結果より、TDC法により流体ばね支持装置の圧力制御が可能であることが分かった。

参 考 文 献

- 1) K. Youcef-Toumi and O. Ito: A Time Delay Controller for Systems with Unknown Dynamic; *Tans. of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 112, 133/142 (1989)
- 2) 伊藤修, 檜崎和成, 松林成彰: 一入力一出力線形系に対するタイム・ディレイ・コントローラの設計手法, システム制御情報学会論文集, Vol. 3, No 6, 194/203 (1990)
- 3) 藤本憲司, 田所論, 高森年: 直動型空気圧アクチュエータのタイム・ディレイ・コントロール, 油圧と空気圧, Vol. 23, No 4, 88/95, (1992)
- 4) Sung-Mu Chin, Pyung-Hun Chang, and Chung-Oh Lee: Application of Time Delay Control for an Electrohydraulic Servo System, *Proceedings '93 ICFP, Zhejiang University, China*, 309/312 (1993)