

〔論文〕

油圧システムを用いた輸送車両用テールゲートリフターの水平制御方法の検討

白石 元*

Development of automatic level controlled gate lifter of delivery vehicle by using the hydraulic systems.

Hajime Shiraishi

Abstract

Although many delivery vehicles currently have a powered gate attached to the rear deck which is capable of lifting cargo, very few have automatic level controlled gates for use on slopes. For this reason, researchers designed a simplified oil-hydraulic circuit without using a hydraulic servo valve. Researches then created a mathematical model of the hydraulic equipment and tested the control algorithm in a simulation. The researchers believe it is possible to put this method to practical use without much difficulty.

1. 緒言

現在、搬送用車両の荷台後部には、品物を荷台に載せるための昇降ゲートが取り付けられたものが多く見られる。しかし、その多くの機能は垂直のみに移動するもの、折りたためるもののみであり、傾斜地では、積荷を搬入する際、荷が傾き危険であるため、昇降ゲートの使用は困難である場合が多いと思われる。この問題は、ゲート自身を傾斜地で水平に自動制御することができれば解決できる。昇降ゲートの動力源の多くは油圧が使用されているが、ゲートを水平に自動制御するには、通常このような技術には多く利用されている油圧サーボ弁を用いることで実現可能である^{(1)~(3)}。ただし、油圧サーボ弁とそのシステムは一般的に価格が高く、高級工作機械、射出成形機などには使用されているものの、一般の搬送用車両に搭載される例は、ほとんど見られない。

今回、この問題を解決するため油圧のサーボ弁システムを用いず、安価な油圧機器のみを使用した回路をいくつか考案した。また、油圧機器のモデルを

作成し、油圧回路の1つについて自動制御方法をシミュレーションで確認した。今回考案した油圧回路と制御方法は安価に実現でき、搬送車両のゲートだけでなく、車両の荷台や高所作業車、車椅子などにも適用可能と思われる。

2. ゲート水平制御用油圧回路

通常のゲートは、荷台と地上を垂直に移動するだけのものである。よって輸送車が傾いた状態でも図1のように自動でゲートが常に水平を保てるようなシステムを開発する。

今回、システムを安価にするため、高価なサーボ弁システムは使用しない。汎用の油圧回路に用いられている、圧力制御弁（リリーフ弁）、電磁切換弁、流量調整弁を用いて、単純な3種類の油圧回路を作成した。図2～図4にそれを示す。

図2は、両ソレノイド電磁切換弁のみで制御する最も簡単な回路である。ゲートの荷重が常時下方向にかかっているため、シリンダ下げ時にカウンタバランス用に絞りを挿入している。また、シリンダ上

* 機械システム工学科
平成20年6月10日受理

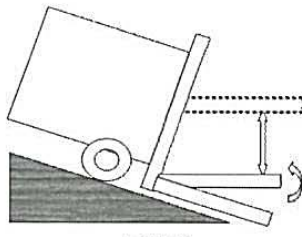
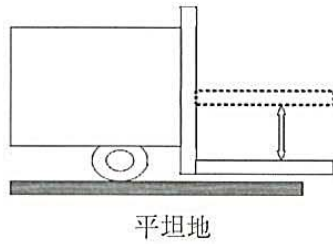


図1 ゲート水平制御概要

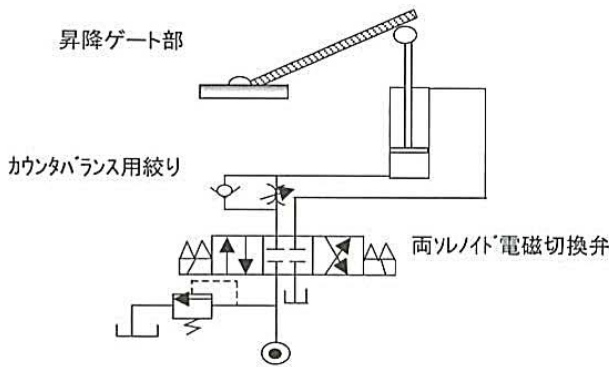


図2 電磁切換弁のみで制御する回路

昇時は、最大速で上昇できるように、チェック弁を並列に配置している。この回路では、シリンダ速度を制御途中で切り換えるための回路は、考慮していない。しかし、回路を構成する機器数が少ないため、この回路で制御できる方法が考案できれば、コスト的には1番有利となる。

図3は、図2のチェック弁のかわりに電磁切換弁をもうひとつ追加し、目標値に近づいたところで切換え、シリンダ速度を下げ、停止精度を上げようとしたものである。

図4は、目標値に近づいたところで低压設定用電磁弁を作動させ、ポンプ圧を高圧、低压2段階で変化させることでシリンダ速度を下げ、停止精度を上げようとした回路である。図3、図4の2つの回路の違いは、オリフィス式(1)中で図3は、シリンダ速度

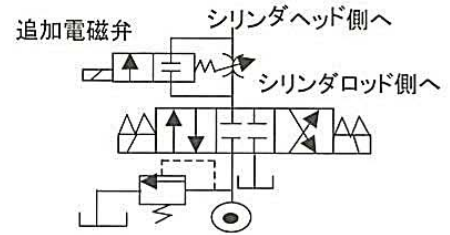


図3 速度2段切換え回路1

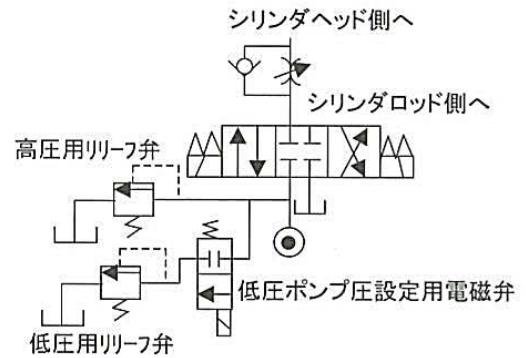


図4 速度2段切換え回路2

を下げるために断面積 a_a を変化させるのに対し、図4ではシリンダの速度変化を、よりスムーズにするため、平方根中の差圧 ΔP を変化させるところである。

$$Q = C a_a \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (1)$$

Q : 流量、 C : 流量係数、 ρ : 密度
 a_a : 断面積、 ΔP : 差圧、

3. 油圧機器モデル

油圧回路に用いる制御方法をシミュレーションするため、油圧機器の電磁弁部、シリンダ部、カウンタ絞り部それぞれについてモデルを作成した。以下に示す電磁弁部、シリンダ部は、両ソレノイド電磁弁部のP→A→B→T流れ時を示す。

3-1 両ソレノイド電磁弁部

図5に電磁切換弁の内部構造を示す。スプールストローク x が、オーバーラップ量を越えて動くと、Pポート→Aポート→Bポート→Tポートへの流量が生じる。

入力信号からスプールストローク x までの伝達関

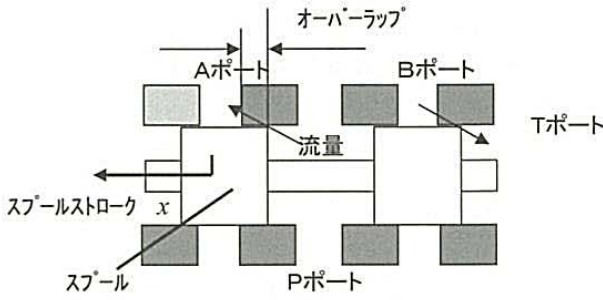
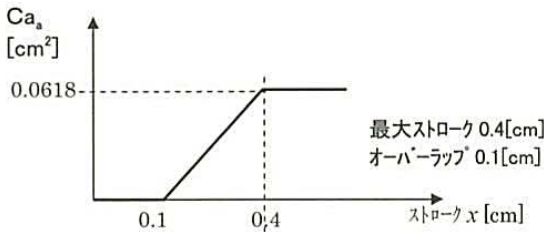


Fig. 5 電磁弁内部構造図

数は、メーカーの電磁弁応答時間の性能から、スプールストロークが直線的に変化すると仮定し式 (2) に示す 1 次遅れで近似した。

$$G(s) = \frac{1}{1+0.028s} \quad (2)$$

流量式は式 (1) を使用する。またスプールストローク x と式 (1) 中の流量係数 $C \times$ 開口面積 a_a の関係を図 6 に示す。この関係は、電磁弁の性能が、差圧 $\Delta P = 5 \text{ Mpa}$ 時に流量 40 l/min 流れることから算出しており、スプールの最大ストロークは 0.4 cm 、オーバーラップ量は 0.1 cm としている。



$$\begin{aligned} 0.1 < x < 0.4 \text{ の時} & \quad C a_a = 0.206x - 0.0206 \\ 0.4 \leq x \text{ の時} & \quad C a_a = 0.0618 \\ 0 \leq x \leq 0.1 \text{ の時} & \quad C a_a = 0 \end{aligned}$$

図 6 スプールストロークと $C a_a$ の関係

3-2 シリンダ部

シリンダ部の概略図と計算式に使用した記号を図 7 に示す。ゲートを下方から押し上げる構造としているためシリンダロッド部には常にゲートの荷重が作用している。またシリンダ変位 x_1 は中央時を 0 として、図中の矢印方向を正とする。

ピストン部の断面積を式 (3)、体積を式 (4)、シリンダ室の圧力式を式 (5)、運動方程式を式 (6) に示す。

ピストン部断面積

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad A_2 = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) \quad (3)$$

体積

$$\begin{aligned} V_a &= V_{a0} + A_1 x_1, \\ V_{a0} &: \text{ピストン中央時ヘッド側体積} \\ V_b &= V_{b0} - A_2 x_1, \\ V_{b0} &: \text{ピストン中央時ロッド側体積} \end{aligned} \quad (4)$$

シリンダ室圧力式

$$\begin{aligned} \frac{dP_a}{dt} &= \frac{K_c}{V_a}(Q_a - A_1 \dot{x}_1) \\ P_a &: \text{Aポート圧力} \\ K_c &: \text{圧縮係数} \\ Q_a &: \text{Aポート流入流量} \end{aligned} \quad (5)$$

運動方程式

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_1 + B\dot{x}_1 &= f - mg \\ f &= A_1 P_a - A_2 P_b \\ B &: \text{シリンダダンパ項} \quad (= 400 \text{ kg/s}) \\ f &: \text{シリンダ推力} \\ P_b &: \text{Bポート圧 (タンク圧)} \end{aligned} \quad (6)$$

3-3 カウンター絞り部

カウンター絞り部は、電磁切換弁が $P \rightarrow B \rightarrow A \rightarrow T$ 流れ時に働く。絞り部の記号を Fig. 8 に示す。シリンダ部の記号は、図 7 と同様である。ヘッド側体積とシリンダから絞りまでの管路の体積を合わせたものを W として式 (7) に示す。シリンダからの流出流量を Q_{aout} であらわすと式 (8) となり、シリンダ変位 X_1 は、負で入ってくるため一符号がつく。絞り開口面積を A_{th} とすると流出流量 Q_{thout} は式 (9) となる。また、シリンダから絞り間に発生する圧力式は、式 (10) のようになる。

$$W = (V_{a0} + A_1 x_1) + V_{kanro} \quad (7)$$

V_{a0} : ピストン中立時シリンダ体積

V_{kanro} : 管路体積

$$Q_{aout} = -A_1 \dot{x}_1 \quad (8)$$

$$Q_{thout} = C A_{th} \sqrt{\frac{2(P_{a0} - P_t)}{\rho}} \quad (9)$$

$$\frac{dP_{a0}}{dt} = \frac{K_e}{W} (Q_{aout} - Q_{thout}) \quad (10)$$

3-1 から 3-3 までに示した数式モデルを、図 2 の油圧回路に適用したブロック図を図 9 に示す。また、図 9 は電磁切換弁 P→A→B→T 流れ時のものである。

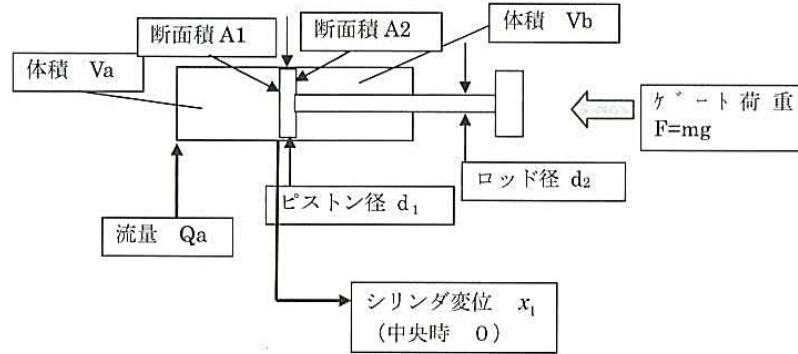


図 7 シリンダ部概略図と計算式記号

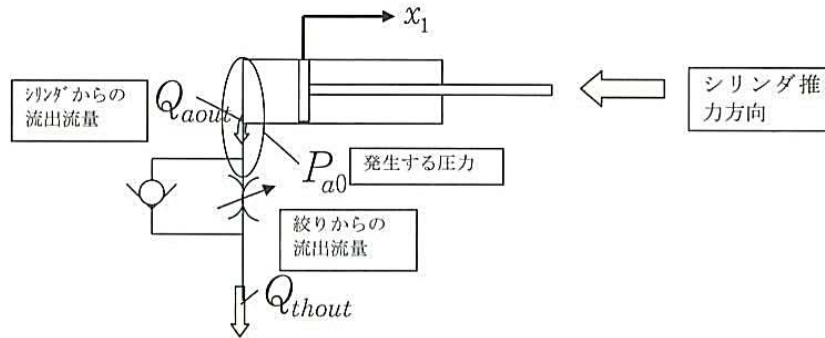


Fig. 8 カウンタ絞り部と計算式記号

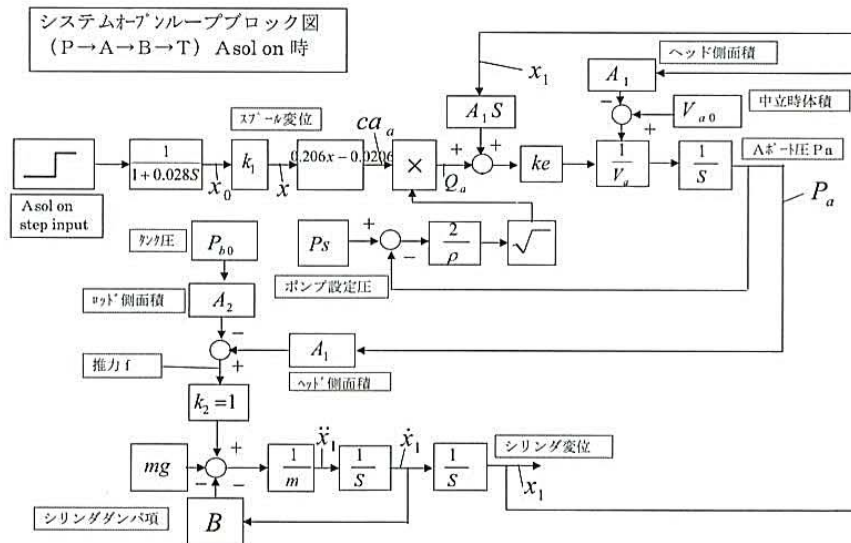


図 9 P→A→B→T 流れ時オープンループブロック図

4. モデル実験結果

4-1 オープンループシミュレーション結果

図9のオープンループでのP→A→B→T流れ、また図9を参考にしたP→B→A→T流れのシミュレーション結果例を図10、図11に示す。図11には、カ

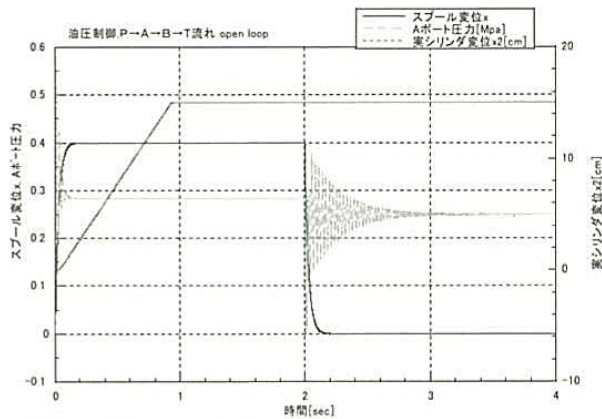


図10 P→A→B→T流れ時オープンループシミュレーション

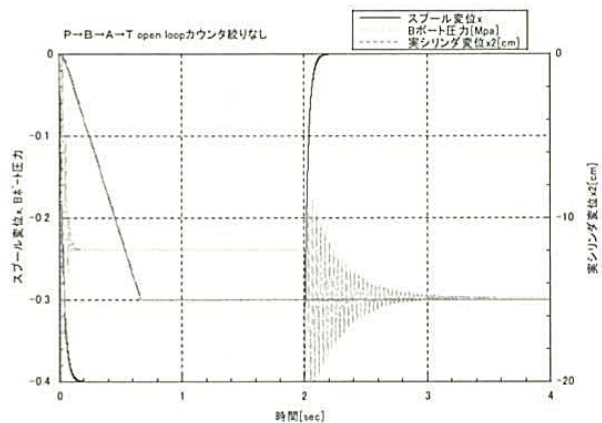


図11 P→B→A→T流れ時オープンループシミュレーション

ウンタ絞りモデルを入れていない。

また、カウンタ絞りを取り付けた場合のP→B→A→T流れを図12に示す。シリンダの速度が減少し、Bポート圧力の振動が小さくなっていることが観察され、オープンモデルでの妥当性が示されていると思われる。

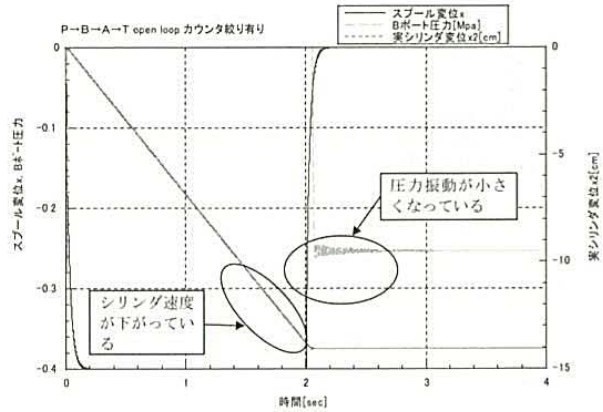


図12 P→B→A→Tカウンタ絞り付オープンループシミュレーション

4-2 クローズドループシミュレーション結果

作成した油圧回路モデルにI-P制御系を適用させた⁽⁴⁾。ただし電磁切換弁を使用するため、このままではI-P制御系を適用できない。そこで電磁弁入力の前に0を閾値とするコンパレータを挿入した。制御対象G(s)のところに前項で作成した、オープンモデルが入る。全体のブロック図を図13に示す。

P→A→B→T流れ時のシミュレーション結果例を図14～図16に示す。図14よりI-P制御系をそのまま適用させても、制御は行えている。しかし、電磁弁のon-offの繰り返し回数が多く、電磁弁の耐久性が心配される。耐久性を考慮すると、できるだけ切り替え回数は少ないほうがよい。図15は、制御系の積分

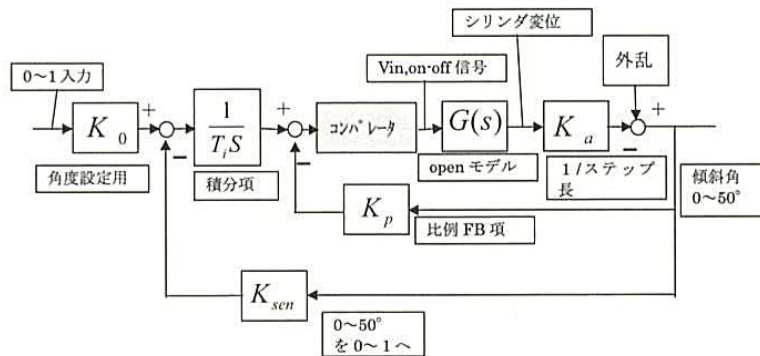


図13 I-P制御系クローズドループブロック図

項、比例FB項を調整したところ切換え数が少なくなった結果である。急激に角度変化がおこっているが、電磁弁切換え数は3回で目標値にほぼ達している。

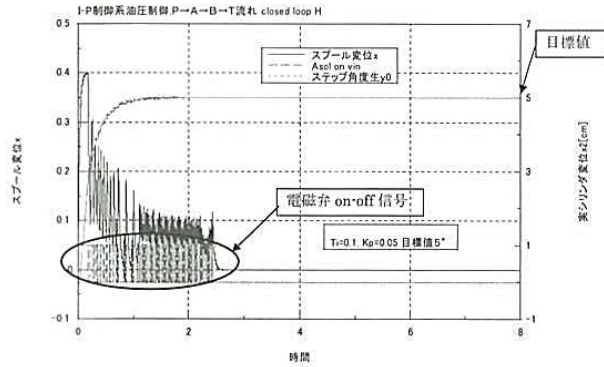


図14 クローズドループ制御シミュレーション

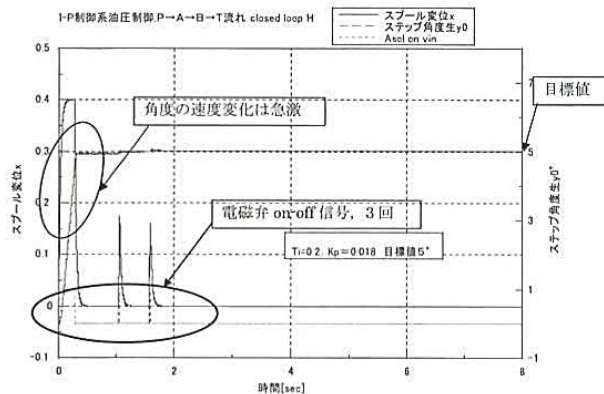


図15 I-P制御系調整で電磁弁切換え数を減少させた例

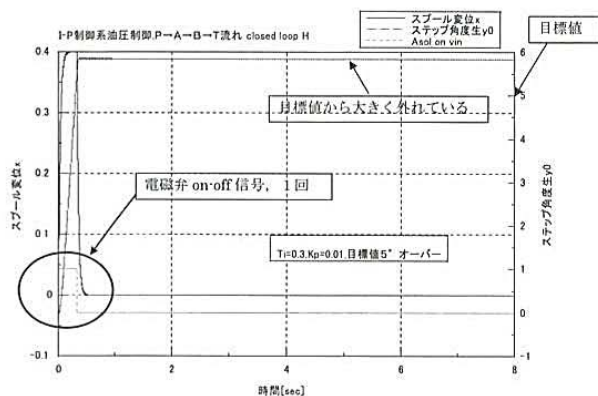


図16 I-P制御系調整で電磁弁切換え数が1回の例

ただし、電磁弁切換え数をさらに少ない調整にすると 図16のようなものが観察された。電磁弁切換え数は減るものの、出力角度は目標値から大きくはずれたものとなっている。

5. 結 言

今回、まずパワーゲートの水平維持を電磁弁で動作させる油圧回路を3種類考案した。コスト面からは、油圧機器の少ない回路が有利となる。機器の少ない基本的な回路のオープンモデルを作成し、このモデルにカウンタ用絞りなどを挿入したところ、予想に沿った結果を得ることができた。今後の実験では、このモデルを用いることで条件を変化させたときの傾向と、各種制御系の有効性を事前に把握することができると思われる。

作成したモデルを用いてI-P制御系で試用したところ、電磁弁のon-off動作だけでもゲートの角度制御ができることが観察された。電磁弁on-offの回数が多いほど、目標値に達する精度はよくなると考えられるが、耐久性の面では不利になる。調整をうまく行うことで、切換え回数を少なく、目標値精度も保てるようである。しかし、切換え回数をあまり少なく調整すると、目標値から大きく外れてしまうことが観察された。

停止精度を上げることと、切換え回数を少なくすることは相反する事項であるため、今後は、制御ソフト上での工夫（ファジィ制御等が適用可能か）が必要になると考えられる。

参考文献

- (1) 小波俊文朗ほか：油圧制御システム、1999、pp175-179、東京電気大学出版局
- (2) 大島康次郎ほか：サーボ機構、1983、オーム社
- (3) 市川常雄ほか：油圧工学、1997、朝倉書店
- (4) 須田信英：PID制御、1997、pp104-106、朝倉書店
- (5) 小栗幸正：油圧と回路、1997、理工学社
- (6) ダイキン工業 油機事業部 総合カタログ
- (7) 添田喬ほか：自動制御、1996、日新出版