活線作業用高所作業車の軌道制御に関する研究*

(第 1 報, 油圧サーボ弁の線形化による起伏動作の制御)

蘭 霖^{*1}, 小西克信^{*2}, 木村理知^{*1}

Trajectory Control of Aerial Vehicles for Live-line Maintenance Work (1st Report, Control of Derricking Action by the Linearization of Servo Valve)

Lin LAN, Katsunobu KONISHI^{*3} and Masaharu KIMURA

^{*3} Department of Mechanical Engineering, The University of Tokushima,
2-1 Minami-josanjima, Tokushima-shi, Tokushima, 770-8506 Japan

In this paper, as the first step of trajectory control of aerial vehicles for live-line maintenance work, by servo valve attached to the derricking cylinder, a trajectory control method of bucket in the vertical plane is discussed. Here, we reorganized the equation of motion for the aerial vehicle and linearized the servo valve by introducing the current compensation. Based on these equations, we derived the simple model of the controlled variable corresponding to the altitude of the bucket gravity center and the control rule. Simulations demonstrate that current compensation can improve the precision of trajectory control effectively, and good results can be obtained for the changing of the bucket altitude and sinusoidal reference trajectory by using the proposed method.

Key Words: Servo Valve, Current Compensation, Nonsymmetrical Cylinder, Trajectory Control, Disturbance Observer, Aerial Vehicle

1. 緒 言

最近の配電線活線工事では、高所作業車のバケット上に双腕のマニピュレータを搭載し、作業者がマスタスレーブ方式で操縦するロボット工法が使用されている^{(1)~(3)}。これは、作業者を重労働や危険作業から解放するという意味で将来性が高く評価されているが、バケット質量がブームの剛性に比べて相対的に大きくなるために、起伏角や旋回角を操作したときにバケットが揺れ、作業能率の改善の妨げになっている。このような観点から、著者の一部は高所作業車のモデリングと振動制御を検討し、起伏シリンダなどに取付けた小形プランジャによって、簡単に振動抑制できることを示した⁽⁴⁾⁽⁵⁾。本論文では次の段階としてバケットの三次元軌道制御を想定し、その第一歩として、バケット重心の高さを起伏シリンダに取付けたサーボ弁で制御する方法を検討する。

軌道制御の立場から高所作業車の特性を考えると、次のように要約できる。すなわち、(1)バケット重量

を支えるためにシリンダには大きな負荷圧力が作用している。したがって、サーボ弁入力電流の正負に対してピストン速度の絶対値が異なり、電流からピストン速度までの特性が非線形になっている、(2)多数の振動モードが存在し、その固有振動数が接近しているために、高ゲインのフィードバックを施すと発振の可能性がある、(3)軌道追従の速度は一次振動モードの固有振動数以下で良い、などである。この(2)と(3)を考慮して本論文では、一次振動モードによってバケット重心高さの制御モデルを作成し、フィードバックゲインは低く押さえるものとする。

一方、(1)の非線形性は軌道追従精度を低下させるので、なんらかの方法で線形化する必要がある。これに関する文献として、阿波ら⁽⁶⁾は、片ロッドシリンダで剛体質量を駆動する問題を扱い、一次遅れ要素を介してピストン速度を高ゲインで電流側にフィードバックする方法を提案し、これをベースにして高速の軌道制御系を構成している。また、横田ら⁽⁷⁾は、油圧ショベルのバケットの軌道制御問題を扱い、電流から関節回転角までの線形モデルに対して高ゲインの外乱オブザーバを適用し、等価入力外乱を正確に推定することが精度向上のために有効であると結論している。これらの方法は線形化を達成する手段ではあるが、マイナ

* 原稿受付 2003 年 8 月 11 日。

^{*1} 徳島大学大学院博士後期課程 (☎ 770-8506 徳島市南常三島町 2-1)。

^{*2} 正員、徳島大学工学部 (☎ 770-8506 徳島市南常三島町 2-1)。
E-mail: konishi@me.tokushima-u.ac.jp

ループに高ゲインのフィードバックを含んでいるので、高所作業車に適用した場合には高次モードを発振させる可能性がある。そこで、本論文では、上記(3)のように軌道追従の周波数が低いこと、および非線形性が負荷圧力に依存していることを考慮して、電流波形を準開ループ的に調整するものとする。具体的には、電流指令値と実際の電流の間に電流補正ゲインを導入し、電流の正負および負荷圧力の大小に応じて、このゲインを調整する。

以下では、高所作業車のモデルの概要、その運動方程式、制御モデル、制御則およびシミュレーション結果について述べる。制御モデルでは電流補正ゲインの導出法を詳しく述べ、シミュレーションでは軌道追従精度の向上のためにそれが有効であることを示す。

2. 高所作業車のモデル

本論文で取扱ったのは、トラックに架装された四段伸縮形ブームの高所作業車⁽⁴⁾であり、その運動モデルは図1のようになっている。モデル作成に用いた仮

Fig. 1 Schematic diagram of the aerial vehicle⁽⁴⁾

Fig. 2 Deflection of the boom⁽⁴⁾

定、モデルの各部分に設定した変数、およびシミュレーションに用いたパラメータを以下に要約する。

台車・旋回台は一体化した剛体、台車を支えるアウトリガは上下左右方向に作用するばねとしている。台車・旋回台の変位は、台車部分に固定された点 A_0 の水平変位 x 、鉛直変位 z および旋回軸 Z_1 の傾斜角 α で表す。ブームの各段は図2のように B_{i-1} と B_i との中間部分は一様なはり要素で近似し、外側の部分では剛体として扱う。ここで、 B_i はブーム i と $i+1$ が重なっている部分の midpoint であり、 B_i ではブーム間に回転変位が生じると仮定する。ブームに関する変数は、ブーム基部に固定した ξ 軸と旋回軸のなす角 β 、点 $B_1 \sim B_4$ における ξ 軸からの変位 $\eta_1 \sim \eta_4$ 、 ξ 軸に対する傾き $\theta_1 \sim \theta_4$ 、および点 $B_1 \sim B_3$ における隣接ブーム間の回転変位 $\phi_1 \sim \phi_3$ である。レベリングシリンダに関しては、下部と上部のシリンダはホースで連結されているので、同期して動くが、ホースおよびシリンダ内の作動油の圧縮性を考慮してバケットの微小な回転角 Δr を導入している。この圧縮がない場合には、第4ブーム右端とバケット床面のなす角は $r = 90^\circ - \beta$ となっている。バケットとこれに搭載されたマニピュレータは剛体として扱う。バケット床面と水平軸 X のなす角は $\psi = \alpha + \theta_4 + \Delta r$ である。

起伏シリンダとサーボ弁のモデルは図3であり、サーボ弁はゼロラップ形と仮定している。ここで Q は流量、 P は圧力、 V は作動油の体積、 A_{DC} はピストン受圧面積、 u はサーボ弁の開度、 r は起伏シリンダの長さである。以上より、高所作業車の運動を次の16次元ベクトル

$$\mathbf{q} = [x, z, \alpha, \beta, \eta_1, \theta_1, \phi_1, \eta_2, \theta_2, \phi_2, \eta_3, \theta_3, \phi_3, \eta_4, \theta_4, \Delta r]^T \dots \dots \dots (1)$$

Fig. 3 Derricking cylinder and servo valve

と図3に示した P_1 , P_2 , Q_1 , Q_2 を用いて記述する。

モデル各部の寸法や質量等は表1に示している。これらを種類別に説明すると次のようになる。 m_{G1} と m_{G2} は台車・旋回台とバケットの質量, $m_1 \sim m_{42}$ は図2に示したブーム各部分の質量, J_{G1} , J_{G2} , $J_{11} \sim J_{42}$ は台車・旋回台, バケット, ブーム各部分の慣性モーメント, $EI_1 \sim EI_4$ はブーム各段の曲げ剛性, $K_{H1} \sim K_{V2}$ と $K_{B1} \sim K_{B3}$ はアウトリガおよび $B_1 \sim B_3$ 点における隣接ブーム間の回転のばね定数, $l_{G1} \sim l_{C4}$ と $h_{G1} \sim h_{C4}$ はそれぞれ Z_1 軸と X_1 軸から添字が表す点への距離, $l_{G2} \sim l_{C7}$ と $h_{G2} \sim h_{C7}$ はそれぞれ Z_2 軸と X_2 軸から G_2 , C_7 への距離, $b_0 \sim b_6$ はブーム中心線から点 C_0 , C_1 , C_2 , C_5 , C_6 までの距離, $l_1 \sim L_4$ は図1と図2に示した距離, A_{LC} はレベリングシリンダヘッド側の受圧面積, V_{LC} は上下レベリングシリンダ合計のヘッド側作動油の体積, K_{oil} は作動油の体積弾性係数である。なお, 本論文では制御を円滑に行うために, 文献(4)に対して, 起伏シリンダの受圧面積をヘッド側で $A_{DC1}=200 \text{ cm}^2$, ピストン側で $A_{DC2}=100 \text{ cm}^2$ に変更した。

3. 運動方程式

3・1 高所作業車の運動方程式 文献(4)ではプランジャの変位を入力とする運動方程式が示されてい

るが, ここでは, 起伏シリンダの発生力 F_{DC} を入力とする運動方程式を導く。導出法は基本的に同じであるので, 概要のみを示す。

まず, 台車・旋回台, ブーム, バケットおよびレベリングシリンダについて力学的エネルギーを計算し, これを合計したものを

$$T = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$U = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \mathbf{K}(\mathbf{q}) \mathbf{q} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$V = V(\mathbf{q}) \quad \dots\dots\dots (4)$$

と表す。ここで, T は運動エネルギー, U は弾性エネルギー, V は重力による位置エネルギーである。次に, 起伏シリンダ発生力 F_{DC} , バケット重心に作用する水平方向と鉛直方向の外力 F_x , F_z , および重心まわりのモーメント M_{xz} が高所作業車に与える動力を計算し,

$$\mathbf{W}_{\text{ext}} = \dot{\mathbf{q}}^T [\mathbf{B}(\mathbf{q}) F_{DC} + \mathbf{D}(\mathbf{q}) \mathbf{F}_{\text{out}}] \quad \dots\dots\dots (5)$$

と表す。ここで, $\mathbf{F}_{\text{out}} = [F_x, F_z, M_{xz}]^T$ である。最後に, 式(2)~(5)にラグランジュ法を適用して運動方程式を求めると, 次式が得られる。

$$\begin{aligned} \mathbf{M}(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{H}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{C}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}(\mathbf{q}) \mathbf{q} \\ = \mathbf{B}(\mathbf{q}) F_{DC} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) + \mathbf{D}(\mathbf{q}) \mathbf{F}_{\text{out}} \quad \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

ここで,

$$\mathbf{H}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \dot{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}} - \frac{1}{2} \frac{\partial [\dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}}]}{\partial \mathbf{q}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{C}(\mathbf{q}) &= v_1 \mathbf{M}(\mathbf{q}) + v_2 \bar{\mathbf{K}}(\mathbf{q}) \\ &= v_1 \mathbf{M}(\mathbf{q}) + v_2 (\mathbf{K}(\mathbf{q}) + k_{DC} \mathbf{B}(\mathbf{q}) \mathbf{B}^T(\mathbf{q})) \quad \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

$$\mathbf{G}(\mathbf{q}) = -\frac{\partial V(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

である。 $\mathbf{C}(\mathbf{q})$ はシステムに減衰を与えるための行列であり, 式(3)で定義された剛性行列 $\mathbf{K}$, 起伏シリンダ内作動油の圧縮性に対応する剛性行列 $k_{DC} \mathbf{B}(\mathbf{q}) \mathbf{B}^T(\mathbf{q})$ および質量行列 $\mathbf{M}$ から比例減衰として構成している。ここで, k_{DC} はロッドから見た起伏シリンダのばね定数である。定数 v_1 と v_2 は, $\mathbf{M}$ と $\bar{\mathbf{K}}$ から構成される振動系の $\beta=45^\circ$ での一次モードと二次モードの減衰比が0.05となるように決定している。

本論文の以下の部分では, 高所作業車が静止しているときの $\mathbf{q}$, F_{DC} , β , r などの値を, $\mathbf{q}^*$, F_{DC}^* , β^* , r^* のように表すものとする。 $\mathbf{q}^*$ と F_{DC}^* の方程式は式(6)から次のようになる($\mathbf{F}_{\text{out}}=0$ とする)。

$$\mathbf{K}(\mathbf{q}^*) \mathbf{q}^* = \mathbf{B}(\mathbf{q}^*) F_{DC}^* + \mathbf{G}(\mathbf{q}^*) \quad \dots\dots\dots (10)$$

この式から, β^* を与えると, $\mathbf{q}^*$ と F_{DC}^* を求めることができる。

Table 1 Parameters of the aerial vehicle⁽⁴⁾

Carrier					
$m_{G1}[\text{kg}]$	5505	$l_{G1}[\text{m}]$	0.370	$h_{G1}[\text{m}]$	0.069
$J_{G1}[\text{kgm}^2]$	3500	$l_{A1}[\text{m}]$	0.190	$h_{A1}[\text{m}]$	0.000
$K_{H1}[\text{N/m}]$	1.8E+5	$l_{A2}[\text{m}]$	2.663	$h_{A2}[\text{m}]$	0.000
$K_{H2}[\text{N/m}]$	1.8E+5	$l_{C0}[\text{m}]$	0.650	$h_{C0}[\text{m}]$	2.015
$K_{V1}[\text{N/m}]$	2.4E+6	$l_{C3}[\text{m}]$	0.501	$h_{C3}[\text{m}]$	1.848
$K_{V2}[\text{N/m}]$	2.4E+6	$l_{C4}[\text{m}]$	0.125	$h_{C4}[\text{m}]$	1.450
Bucket					
$m_{G2}[\text{kg}]$	1105	$l_{G2}[\text{m}]$	0.450	$h_{G2}[\text{m}]$	0.800
$J_{G2}[\text{kgm}^2]$	250.0	$l_{C7}[\text{m}]$	0.114	$h_{C7}[\text{m}]$	0.193
Boom					
$m_1[\text{kg}]$	300.1	$J_{32}[\text{kgm}^2]$	0.711	$L_{C2}[\text{m}]$	2.150
$m_{11}[\text{kg}]$	51.16	$J_{41}[\text{kgm}^2]$	0.107	$L_1[\text{m}]$	2.405
$m_{12}[\text{kg}]$	69.73	$J_{42}[\text{kgm}^2]$	6.310	$L_2[\text{m}]$	5.088
$m_2[\text{kg}]$	177.0	$l_1[\text{m}]$	2.405	$L_3[\text{m}]$	7.816
$m_{21}[\text{kg}]$	27.38	$l_{11}[\text{m}]$	0.205	$L_4[\text{m}]$	10.19
$m_{22}[\text{kg}]$	40.65	$l_{12}[\text{m}]$	0.208	$b_0[\text{m}]$	0.247
$m_3[\text{kg}]$	123.0	$l_2[\text{m}]$	2.683	$b_1[\text{m}]$	0.268
$m_{31}[\text{kg}]$	13.19	$l_{21}[\text{m}]$	0.208	$b_2[\text{m}]$	0.312
$m_{32}[\text{kg}]$	38.80	$l_{22}[\text{m}]$	0.146	$b_3[\text{m}]$	0.034
$m_4[\text{kg}]$	85.87	$l_3[\text{m}]$	2.728	$b_4[\text{m}]$	0.181
$m_{41}[\text{kg}]$	8.120	$l_{31}[\text{m}]$	0.146	$EI_1[\text{Nm}^2]$	2.9E+7
$m_{42}[\text{kg}]$	108.8	$l_{32}[\text{m}]$	0.112	$EI_2[\text{Nm}^2]$	2.1E+7
$J_{11}[\text{kgm}^2]$	2.042	$l_4[\text{m}]$	2.374	$EI_3[\text{Nm}^2]$	1.0E+7
$J_{12}[\text{kgm}^2]$	2.807	$l_{41}[\text{m}]$	0.112	$EI_4[\text{Nm}^2]$	8.6E+6
$J_{21}[\text{kgm}^2]$	0.958	$l_{42}[\text{m}]$	0.385	$K_{B1}[\text{Nm/rad}]$	4.5E+6
$J_{22}[\text{kgm}^2]$	1.128	$l_5[\text{m}]$	0.771	$K_{B2}[\text{Nm/rad}]$	3.0E+6
$J_{31}[\text{kgm}^2]$	0.280	$L_{C1}[\text{m}]$	0.800	$K_{B3}[\text{Nm/rad}]$	2.5E+6
Cylinder					
$A_{DC1}[\text{m}^2]$	2.0E-2	$A_{LC}[\text{m}^2]$	5.7E-3	$K_{oil}[\text{Pa}]$	1.4E+9
$A_{DC2}[\text{m}^2]$	1.0E-2	$V_{LC}[\text{m}^3]$	2.8E-3		

3.2 サーボ弁と起伏シリンダの運動方程式 起

起伏シリンダに関する方程式は、図3より

$$Q_1 = A_{DC1} \frac{dr}{dt} + \frac{V_1}{K_{011}} \frac{dP_1}{dt} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$Q_2 = A_{DC2} \frac{dr}{dt} - \frac{V_2}{K_{011}} \frac{dP_2}{dt} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$F_{DC} = A_{DC1}P_1 - A_{DC2}P_2 \quad \dots\dots\dots (13)$$

となる。ここで、作動油の体積 V_1 と V_2 は l_{DC1} と l_{DC2} を定数として、次式で与えられるものとする。

$$V_1 = A_{DC1}(r - l_{DC1}) \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$V_2 = A_{DC2}(l_{DC2} - r) \quad \dots\dots\dots (15)$$

一方、サーボ弁はゼロラップ形と仮定しているので、その流量は、弁開度が非負 ($u \geq 0$) の場合には

$$Q_1 = K_Q u \text{sgn}(P_3 - P_1) \sqrt{|P_3 - P_1|} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$Q_2 = K_Q u \text{sgn}(P_2) \sqrt{|P_2|} \quad \dots\dots\dots (17)$$

となり、逆に $u < 0$ の場合には

$$Q_1 = K_Q u \text{sgn}(P_1) \sqrt{|P_1|} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$Q_2 = K_Q u \text{sgn}(P_3 - P_2) \sqrt{|P_3 - P_2|} \quad \dots\dots\dots (19)$$

となる。ここで、 K_Q は流量係数である。弁開度 u は、サーボ弁入力電流 i に対する一次遅れ系の出力として、次式で与えられるものとする。

$$u = \frac{K_u}{1 + T_us} i \quad \dots\dots\dots (20)$$

3.2 節で導入した定数の値として、シミュレーションでは、

$$l_{DC1} = 1.46 \text{ m}, l_{DC2} = 2.7 \text{ m}$$

$$K_Q = 6.45 \text{ m}^2/\text{s}(\text{Pa})^{1/2}$$

$$K_u = 0.0217 \text{ mm/mA}, T_u = 2 \text{ ms}$$

を用いる。また、サーボ弁の供給圧力は $P_3 = 21 \text{ MPa}$ とする。

3.3 運動方程式の数値計算法 方程式(6)と方程式(11)～(19)は、シリンダ発生力 F_{DC} とピストン速度 $\dot{r}$ を介して連成しているが、この連成問題を解くた

めに、 F_{DC} の値を仮定して全体が整合するまで刻み時間幅 Δt ごとに反復計算を行った。具体的には、時刻 t の変数値が求まったとき、次の時刻 $t + \Delta t$ における F_{DC} の値の仮定し、式(6)から $q(t + \Delta t)$ をニューマークのベータ法で計算する。 $q(t)$ と $q(t + \Delta t)$ から刻みの中央時刻における $\dot{r}$ が計算されるので、式(11)～(19)を中心差分法で離散化すれば、 $t + \Delta t$ における P_1 と P_2 が求められる。この圧力から F_{DC} を計算し、先に仮定した値との差がなくなるまで反復計算を行った。刻み時間は $\Delta t = 0.5 \text{ ms}$ としたが、反復回数は約3回であった。

4. 制御モデル

4.1 制御量 本論文の制御問題では、入力信号はサーボ弁の電流 i 、出力信号はバケットの重心の高さ z_{G2} であるが、この過程には強い非線形が含まれている。そこで、中間の信号として起伏シリンダの長さ r を考えると、 i から r の過程は緒言に述べた電流補正ゲインの導入によって、ある程度まで線形化が可能である。一方、 r から z_{G2} の過程の非線形性は、弾性変形を除けば幾何学的なものであるから、変数変換によってその影響を緩和できる。そこで本論文では、高所作業車に弾性変形がない場合(変数 q の中で β 以外のものがすべて零)を想定して、 z_{G2} からシリンダの長さ r を逆算し、これを y と表す。そして、 y を制御量として用いる。

z_{G2} と y の関係は、図1によって次式で与えられる。

$$y = (n_1 + n_2 \sin \bar{\beta} + n_3 \cos \bar{\beta})^{1/2} \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$\bar{\beta} = \cos^{-1}[(z_{G2} - h_{C0} - h_{C2}) / (n_4^2 + (b_0 - b_6)^2)^{1/2}] \\ - \tan^{-1}[(b_0 - b_6) / n_4] \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$n_1 = (b_2 - b_0) + (h_{C0} - h_{C4}) + (l_{C4} - l_{C0})^2 + l_{C2}^2 \\ \dots\dots\dots (23)$$

$$n_2 = 2[(l_{C4} - l_{C0})l_{C2} + (h_{C0} - h_{C4})(b_2 - b_0)] \\ \dots\dots\dots (24)$$

$$n_3 = 2[(h_{C0} - h_{C4})l_{C2} - (l_{C4} - l_{C0})(b_2 - b_0)] \\ \dots\dots\dots (25)$$

$$n_4 = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 \quad \dots\dots\dots (26)$$

ここで、 $\bar{\beta}$ は弾性変形がない場合の起伏角、添字付の b, h, l は表1に関して説明したように、その添字が示している点に関する長さである。 z_{G2} と y の関係のグラフを図4に示す。これは直線状に見えるが、こう配 dy/dz_{G2} は、 z_{G2} が 0 m と 12 m のところでは約2倍の開きがある。

4.2 サーボ弁の圧力・流量特性 サーボ弁の特性解析はこれまでに多数行われているが、大部分は両ロッドの対称シリンダの場合⁽⁸⁾であり、図3のような

Fig. 4 Relation between bucket altitude and controlled variable

非対称シリンダに適用する場合には一般に $P_1 - P_2$ が負荷圧力として利用されている。しかし、シリンダ発生力は式(13)から明かなように

$$P_L = P_1 - \varepsilon P_2, \quad \varepsilon = A_{DC2}/A_{DC1} \quad \dots\dots\dots (27)$$

に依存しており、 $P_1 - P_2$ には物理的意味がないように思われる。そこで4・2節では上記の P_L を負荷圧力と定義し、 P_L と負荷流量

$$Q_L = (Q_1 + Q_2)/(1 + \varepsilon) \quad \dots\dots\dots (28)$$

の準静的な関係を求める。

式(11), (12)において $\dot{P}_1$ および $\dot{P}_2$ の項を省略すると、 $Q_1 = Q_L$, $Q_2 = \varepsilon Q_L$ となる。これを用いて、式(16), (17)から P_1 と P_2 を計算し、それを式(27)に代入すれば、

$$Q_L = K_{qu}[(P_s - P_L)/(1 + \varepsilon^3)]^{1/2}, \quad u \geq 0 \quad \dots\dots (29)$$

となる。同様に式(18), (19)から

$$Q_L = K_{qu}[(\varepsilon P_s + P_L)/(1 + \varepsilon^3)]^{1/2}, \quad u < 0 \quad \dots\dots (30)$$

が得られる。ただし、ここでは $0 \leq P_1$, $P_2 \leq P_s$ と仮定している。

式(29), (30)をグラフにすると図5が得られる。図中では、近似式 $u = K_{ui}i$ を用いて曲線群のパラメータを弁開度 u から入力電流 i に変換している。また、高所作業車が静止状態(この状態での変数の値は“*”印で表す)にあるときの β と P_L の関係も同時に示している。図5から、例えば $\beta^* = 100^\circ$ ($z_{G2} = 0$ m) では、電流に対するピストン速度 Q_L/A_{DC1} のゲインは、電流の正負によって1.6倍の開きがあることがわかる。

4・3 サーボ弁の線形化 図5において、 P_L が約5 MPaの所では、電流に対するピストン速度のゲインは電流の正負によらず一定となっている。この状態を保つために電流指令値 i_c を導入し、 i_c から実際の電流 i を次式で計算するものとする。

$$i = K_c(P_L)i_c \quad \dots\dots\dots (31)$$

Fig. 5 Nonlinear characteristics of servo valve

ここで、電流補正ゲインは

$$K_c(P_L) = \begin{cases} [(1 + \varepsilon)P_s/2(P_s - P_L)]^{1/2}, & i_c \geq 0 \\ [(1 + \varepsilon)P_s/2(\varepsilon P_s + P_L)]^{1/2}, & i_c < 0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (32)$$

となる。このとき i_c と負荷電流 Q_L の関係は図6となり、飽和に達しない範囲では次式のように線形関係となっている。

$$Q_L = K_{qc}i_c \quad \dots\dots\dots (33)$$

$$K_{qc} = K_{qu}K_u[(1 + \varepsilon)P_s/2(1 + \varepsilon^3)]^{1/2} \quad \dots\dots\dots (34)$$

4・4 モード展開 制御量 y の簡単なモデルを作る

ための準備として、線形化した運動方程式に基づいて y のモード展開を行う。高所作業車が静止状態からわずかに変位した $q = q^* + \Delta q$ の状態を考えると、 $F_{out} = 0$ の場合、 Δq の方程式は式(6)から次のように近似される。

$$\begin{aligned} M(q^*)\Delta\ddot{q} + C(q^*)\Delta\dot{q} + \tilde{K}(q^*)\Delta q \\ = B(q^*)A_{DC1}\Delta P_L \quad \dots\dots\dots (35) \end{aligned}$$

ここで、

$$\begin{aligned} \tilde{K}(q^*) &= K(q^*) \\ &+ \left\{ \frac{\partial}{\partial q} [K(q)q^* - B(q)F_{DC}^* - G(q)] \right\}_{q=q^*} \quad \dots\dots\dots (36) \end{aligned}$$

$$A_{DC1}\Delta P_L = F_{DC} - F_{DC}^* \quad \dots\dots\dots (37)$$

一方、式(11), (12)において $V_1 = \varepsilon V_2$ の場合(ピストンがシリンダのほぼ中央にある場合。このときの V_1 の値を V_m と表す)を考えると、両式を加算して $1 + \varepsilon$ で割り、さらに、 $\dot{q} = B(q^*)\Delta\dot{q}$ を代入すると、次式が得られる。

$$Q_L = A_{DC1}B(q^*)\Delta\dot{q} + \frac{V_m}{(1 + \varepsilon)K_{oll}}\Delta\dot{P}_L \quad \dots\dots (38)$$

式(33), (35)および式(38)を状態変数 $x = [\Delta P_L, \Delta q^T, \Delta\dot{q}^T]^T$ と入力 i_c に関して状態変数形式にまとめ、

Fig. 6 Linearized characteristics of servo valve

そのシステム行列の固有値と固有ベクトルを求めてモード展開すると、 $\Delta \dot{q}$ は次のような形になっている。

$$\Delta \dot{q} = \left[\sum_l \frac{T_l s + F_l}{s^2 + a_l s + b_l} + \sum_m \frac{\Psi_m}{s + \lambda_m} \right] i_c \quad (39)$$

ここで、右辺カッコ内の第1の $\sum$ は複素共役対の固有値、第2の $\sum$ は実数の固有値にそれぞれ対応している。 T, F, Ψ は Δq と同じ次元の定数ベクトル、 a, b, λ は定数である。上式から $\dot{y} = H^T(q^*) \Delta \dot{q}$ 、 $H = \partial y / \partial q$ の関数を用いて $\dot{y}$ のモード展開を求めると次式となる。数値は $\beta^* = 100^\circ$ の場合の値である。

$$\dot{y} = \left[\frac{0.011s + 2.99}{s^2 + 0.32s + 11.6} - \frac{0.00011s + 0.017}{s^2 + 0.66s + 46.1} - \frac{0.015s + 4.02}{s^2 + 4.2s + 423} + \frac{0.00003s + 0.052}{s^2 + 5.7s + 561} + \dots \right] i_c \quad (40)$$

ここで、第1項の i_c から $\dot{y}$ へのゲインは 0.258 cm/s/mA であるが、別の計算によれば、全モードに関するゲインの和は 0.246 であるから、この第1項のみで90%以上の近似となっていることがわかる。式(40)の四つの項に対するモード形状を図7に示す。これは

Fig. 7 Mode shapes at $\beta^* = 100^\circ$

Fig. 8 Gain between velocity $\dot{y}$ and current i_c

$w_1=7, w_2=100, w_3=30, w_4=2000$ として $q = q^* \pm w_l F_l, l=1, 2, 3, 4$ に対する高所作業車のスケルトムを示したものである。

4.5 制御モデル 4.4節の結果に基づいて、制御量 y のモデルを

$$\dot{y} = \frac{c}{s^2 + as + b} i_c \quad (41)$$

とする。係数 a, b, c は各モード展開からは正確に求まらないので ($V_1 = \varepsilon V_2$ が成立しない)、ステップ応答のシミュレーションからこれらを算出した結果を図8~10に示す。図8はゲイン c/b を示したものであり、

Fig. 9 Coefficients of the model transfer function

Fig. 10 Time histories for the step like change of current i_c

Fig. 11 Block diagram of control system

実線は式(33)から導かれる理論値

$$\frac{c}{b} = \frac{K_{qc}}{A_{DC1}} \frac{dy^*}{dr^*} \dots\dots\dots (42)$$

を示している。シミュレーション値と理論値は i_c の正負に関係なくほぼ一致していることがわかる。図9は a , b をステップ応答の振動波形から求め、 c を式(42)から計算した結果である。図10は、 $i_c = \pm 5 \text{ mA}$ のステップ状変化に対する諸量の時刻歴の一例である。補正がない場合 ($K_c = 1$) には、 i_c の正負によって $\dot{y}$ の平均レベルの絶対値が異なっていることがわかる。

5. 制 御 則

図11に制御系のブロック線図を示す。この線図の意味は、まず電流指令値 i_c を与え、式(31)からサーボ弁入力電流を求める。そしてバケットの高さ z_{G2} を式(21)～(26)を用いて制御量 y に変換する。次に、 y がその目標値に追従するように i_c の仮の値 i_0 を計算し、電流の飽和を考慮して i_c を決定する。ただし、 i_0 に含まれる y とその微分値はオブザーバによる推定値で置換するというものである。

i_0 を計算するための y のモデルとして、式(41)に入力外乱 e を付加した次式

$$\ddot{y} + a\dot{y} + by = c(i_0 + e) \dots\dots\dots (43)$$

を使用する。そして、目標値 y_{ref} に対する追従誤差の挙動を

$$(d/dt + \omega)^3(y_{ref} - y) = 0 \dots\dots\dots (44)$$

によって指定すると、両式から $\ddot{y}$ を消去することによって、次式が得られる。

$$\begin{aligned} i_0 = & g_1(y_{ref} - y) - g_2\dot{y} - g_3\ddot{y} - c \\ & + \ddot{y}_{ref} + 3\omega\dot{y}_{ref} + 3\omega^2 y_{ref} \dots\dots\dots (45) \end{aligned}$$

ここで、 $g_1 = \omega^3/c$, $g_2 = (3\omega^2 - b)/c$, $g_3 = (3\omega - a)/c$ はフィードバックゲインである。一方、式(45)に含まれる y , $\dot{y}$, $\ddot{y}$ および c を推定するために、式(43)で i_0 を i_c で置換えた式および $\dot{c} = 0$ を用いてオブザーバを構成すると、よく知られているように

$$\frac{d}{dt} \bar{X} = A\bar{X} + B i_c + G_{obs}(y - H\bar{X}) \dots\dots\dots (46)$$

の形の式が得られる。ここで、 $\bar{X}$ は $X = [y, \dot{y}, \ddot{y}, c]^T$ の推定値、 G_{obs} はオブザーバゲインベクトル、 H は $[1, 0, 0, 0]$ である。

6. シミュレーション

活線作業用高所作業車では、マニピュレータハンドを作業位置に移動させるために、バケットを指定された軌道、例えば、電線に平行な水平軌道や壁面に平行な垂直軌道に沿って移動させなければならない。このとき、ブーム起伏角だけでなく旋回角とブーム長を同時に制御しなければならないが、本論文ではそのような三次元的軌道制御を行うための第一段階として、起伏角のみによる追従制御のシミュレーションを行った。シミュレーションの目的は、提案した制御系の安定性と追従精度の検討である。

パラメータ等に関する条件は次のとおりである。

(1) 式(44)の ω は $0.9 \pi [\text{rad/s}]$ とした。(2) y の目標値はこれを直接指定するのではなく、 z_{G2} の目標値とその微分値を指定し、式(21)～(26)を用いて y_{ref} とその微分値に変換した。(3) 図9のようにパラメータはバケットの位置によって変化するので、これに対応してフィードバックゲイン $g_1 \sim g_3$, オブザーバゲイン G_{obs} , およびオブザーバのシステム行列 A , B は y_{ref}

Fig. 12 Control results for a smooth altitude change of the bucket gravity center

Fig. 13 Unstability caused by a large feedback gain

Fig. 14 Control result when the input current is saturated by the sudden change of reference input where model parameters are constants corresponding to $\beta^* = 65^\circ$

の値に基づいて変換した。(4)オブザーバゲインは適当な重み行列とリカッチ方程式を用いて計算したが、 $y_{ref} = 2.02 \text{ m}$ ($\beta^* = 65^\circ$) の位置ではオブザーバの主要極の配置は $s = -20.0, -14.0 \pm 14.3 \text{ rad/s}$ となっている。

バケットが低い範囲で位置変更を行うときは高所作業車が最も振動しやすいので、図12は1 mと0 mの間でバケットの位置を変更させ、追従動作を検討した結果である。さらに制御系の安定性を検討するため、 $t = 6$ 秒で鉛直下向の1 kNの外力を作用させた。位置変更のための z_{G2} の目標値は時間の7次多項式で作成したが、図から電流補正を行った場合にはそうでない場合に比べて、目標値の過渡波形によく追従していることがわかる。また、外力に対して安定な動作をしていることがわかる。

図13は、図12と同じ条件で式(44)の ω のみを 0.9π から $1.4\pi [\text{rad/s}]$ に変更した場合である。電流補正の有無に関係なく、電流と負荷圧力に発振が生じている。 ω を十分に大きくすることができれば、特に電流補正をしなくても追従精度は向上するが、図13は ω を十分に大きく取れないこと、したがって電流補正が必要であることを示している。発振するモードとしては、図中の2点A、Bの変数 q の値を q_A, q_B とし、

$$q = (q_A + q_B)/2 \pm 100(q_A - q_B)$$

に対する高所作業車のスケルトンを作図すると、これが図7の三次モードの場合と同じ形になることから、三次モードの発振であると推定される。なお、 ω を大きくした場合の発振限界はバケットの位置によって異なり、 $\beta^* = 65^\circ$ の近辺では $8\pi [\text{rad/s}]$ 、 $\beta^* = 100^\circ$ の近辺では $3\pi [\text{rad/s}]$ となった。

Fig. 15 Tracking error for the sinusoidal reference input of the bucket altitude

図14は極端な例として、バケット位置を最も速く変化させるために目標値をステップ状に変化させた場合である。サーボ弁入力電流が緩和しているが、図14からわかるようにオーバーシュートなしに安定に動作している。なお、この例では制御系のモデルパラメータに対するロバスト性を調べるためにモデルパラメータは $\beta^* = 65^\circ$ ($z_{G2}^* = 6.7 \text{ m}$) のもののみを用いて、0 mと12 mの間で2 m ずつバケットを移動させた。

図15は、提案した制御系の追従精度を検討するため、 z_{G2} の目標値を中心高度0 m, 6.7 m, 12.0 m, 振幅50 cm, 周波数0.05~0.5 Hzの正弦波とした場合の1サイクル中の最大追従誤差を示している。 z_{G2} の中心高度が0 m, 6.7 m, 12.0 mのいずれの場合とも電流補正によって誤差は小さくなっているが、特に振動しやすい0 mの場合には1/5程度までに減少し、電流補正の効果が現れている。

7. 結 言

ここでは活線作業用高所作業車のバケットの軌道制御の第一歩として、起伏シリングに取付けられたサーボ弁でバケットの上下動を制御する方法を提案した。具体的には、文献(4)に示された高所作業車の運動方程式をサーボ弁で駆動する場合へ再編成し、電流補正ゲインを導入してサーボ弁の線形化を行い、これらに基づいて、バケットの重心の高さに対応する制御量の簡単なモデルと制御則を導出した。シミュレーションでは、バケットの高さの変更や正弦波軌道への追従において妥当な結果が得られた。今後の課題は、ブーム

の伸縮および旋回動作を含む場合の三次元軌道制御法の構成, 画像処理によるバケット位置のオンライン計測法の開発である。

文 献

- (1) 仁尾理・ほか4名, 活線作業ロボットの開発, **54**-206 (1990), 89-101, 安川電機.
- (2) 九州電力編, 停電現象と配電作業の近代化—作業停電の解消と活線作業用ロボットの開発—, 九州電力パンフレット, (1994), 1-7.
- (3) Maruyama, Y., Yano, K. and Nakashima, M., Application of Semi-Automatic Robot Technology on Hot-Line Maintenance Work, *Proc. Distribution 2000*, (1995), 333-338, Brisbane.
- (4) 内原勇・ほか3名, 高所作業車のモデリングと振動制御に関する研究(第1報, 起伏動作の場合), *機論*, **64**-625, C (1998), 3405-3413.
- (5) 内原勇・ほか2名, 高所作業車のモデリングと振動制御に関する研究(第2報, 起伏と旋回を同時に考慮した場合), *機論*, **66**-646, C (2000), 1800-1809.
- (6) 阿波啓造・ほか2名, 片ロッドシリンダを有する電気油圧サーボ機構の高精度連続軌跡制御, *油圧と空気圧*, **16**-7 (1985), 522-529.
- (7) 横田真一・ほか2名, 油圧ショベルのブーム、アーム系の高精度軌跡制御, *機論*, **62**-593, C (1996), 161-167.
- (8) 山口惇・田中裕久, *油空圧工学*, (1986), 79, コロナ社.