パラレルワイヤ形資源回収用高速分別装置の開発*

早津昌樹^{*1}, 前川祥生^{*1}, 田川泰敬^{*2}
佐藤信敏^{*3}, 山口大助^{*3}

Development of a High Speed Sorting Machine Using Parallel Wire Mechanism for Recycling Systems

Masaki HAYATSU^{*4}, Sachio MAEKAWA, Yasutaka TAGAWA,
Nobutoshi SATO and Daisuke YAMAGUCHI^{*4} Hitachi Plant Engineering & Construction Co., Ltd.,
537 Kami-Hongo, Matsudo-shi, Chiba, 271-0064 Japan

This paper mainly focused on the control performance and mechanism of the sorting machine which is recycle system equipped with parallel wire driven mechanism. The sorting machine has the nozzle which can rotate around direction of two axes and recycled objects are separated through the moving nozzle. The transition of the Jacobian matrix, centrifugal force and Coriolis force caused by the high speed movement of the nozzle are defined as disturbance to the control system. H_∞ controller is applied to suppress the disturbance and improve the robust stability at the same time. The control performance is verified through experiment using a real model, and the effectiveness of the proposed sorting machine is shown.

Key Words: Digital Control, Nonlinear Control, Positioning, Motion Control

1. ま え が き

人々の生活が豊かに、そして多様化するのに伴い、大量生産、大量消費、大量廃棄が続く、資源の枯渇および環境への負荷増加が大きな課題となっている。今後の地球環境のためには、廃棄物の中から多くの資源物を回収し再利用する、リサイクル社会を築いていく必要がある。折りしも1998年から、「容器包装に係る分別収集及び再商品化の促進等に関する法律」が本格施行され⁽¹⁾、2000年からは完全施行された。

このような状況の中で、ビンやプラスチックなどを材質や色ごとに1時間当たり1万個程度、高速で分別回収する装置の開発が期待されている。現状では、ラインコンベア等を用いて対象物を搬送し、画像処理装置や識別センサなどで認識を行い、ダンパ等の切り替えて分別している。このような装置構成は簡単であるが、ダンパの駆動時間が遅く、処理量を多くするには

複数のラインコンベアを必要としている。

近年、装置の軽量簡素化や高速化を目的としたパラレルワイヤメカニズムが注目されている^{(2)~(5)}。この機構は、複数のアクチュエータの同時動作によるワイヤの巻き取りで制御対象を移動させるため、装置の質量が軽く、高速作業に適している。そこで本研究では、パラレルワイヤで駆動するノズルを用い、その位置制御で回収物を分別する装置の実現可能性を検討する。

パラレルメカニズムでは、アクチュエータ座標系とエンドエフェクタ作業座標系の関係を定義するJacobian行列が非線形となる。さらに、ノズルを高速(0.1 rad/s)で動作させることから、遠心力やコリオリ力に対する検討も必要となる。そこで本研究では、はじめにこれらの影響を制御系に対する外乱としてノズルの動特性を線形化し、外乱抑制効果とプラント変動時のロバスト安定性を同時に考慮できる H_∞ 制御理論⁽⁶⁾の適用を検討する。本論文では、パラレルワイヤ方式を用いた高速分別装置に関して、そのモデリングと制御方法および実験結果について述べる。

2. 分別装置の基本概念

2・1 分別装置の全体概念 今回提案する分別装置全体の概念図を図1に示す。分別対象となるビンや

* 原稿受付 2000年7月10日。

^{*1} 正員、日立プラント建設(株)松戸研究所(☎271-0064 松戸市上本郷537)。^{*2} 正員、東京農工大学工学部(☎184-8588 小金井市中町2-24-16)。^{*3} 東京農工大学工学部。

E-mail: m-hayatsu@hitachiplant.co.jp

ペットボトルは、投入口から整列シュータへ落とし込まれ、整列シュータ内に設けた識別センサで対象物の色や材質の判断を行う。次に制御装置を用いて、シュータ下端部に設けたノズルを所定の分別箱上部に位置決めする。重力落下でノズル部に達した対象物はノズル内を通過し、所定の分別箱に入る。この一連の動作を繰り返すことで分別作業を実行する。ここで1回の分別に要する目標時間は、ノズルの位置決めまでの時間を0.3秒、その保持時間を0.2秒する計0.5秒とした。

2.2 分別用ノズル部の構成 実験に用いた分別用ノズル部の全体構成を図2に、その詳細および制御系の流れを図3に示す。図3に示すように、ノズルは x 軸および y 軸回りの自由度を有する二つのリンクで支持されている。ノズルの位置決めは、その先端部を3本のワイヤで結合して、周囲部に配置する3個のサーボモータをトルク制御し、プーリを介してワイヤ張力を調整することにより行う。本装置をトルク制御

Fig. 1 Schematic View of Recycling System

Fig. 2 Experimental Setup

とした理由は、ワイヤに予張力(張力換算 50 N 程度)を与えると高速で位置決めが容易になることおよび、分別対象の落下衝撃力による位置決め誤差を張力調整で除去できるためである。また、ワイヤのプーリからの脱着防止を図るため、ノズル周囲にワイヤガイドを配置し、ワイヤの横振れ動作を防止した。

各リンクの軸受部には、回転量を計測するためのポテンショメータ(角度センサ)を配置する。対象物の識別信号を受けた制御用 PC は θ_x および θ_y 方向の目標位置を基に適切な制御量をサンプリング時間 1 ms で算出し、モータに駆動トルクを出力してノズルの位置決めを実行する。図3に示すように、制御系はモータが3個、角度センサが2個からなる三入力二出力システムとなっている。

2.3 ノズル部の可動範囲 分別対象はプラスチックでは6種類、ガラスでは5種類程度であり、長さ 0.2 m のノズルでは分別時、鉛直方向に対して 20° の傾斜が必要となる。図4にノズル端部を1個のリンクで支持し、先端部を3本のワイヤで結合したモデルを示す。ここで W_{g1} , W_{g2} , W_{g3} はワイヤガイドの位置を表す。本メカニズムを用いてノズルを動作させるに

Fig. 3 Signal Flow of the Control System

Fig. 4 Link Model of the Nozzle Motion

は、それぞれのワイヤの張力を正とするため、ノズルの先端部 P_T を O , W_{g1} , W_{g2} , W_{g3} で構成される四面体の内部に位置させる必要がある。ノズル先端部を P_T とすると、 $\overrightarrow{OP_T}$ はノズルの方向ベクトルとなる。 $\overrightarrow{OP_T}$ の延長線上の点を P_L とし、その点が W_{g1} , W_{g2} , W_{g3} の3点で構成される平面上を動くとする。そのときの P_T の軌跡がノズルの稼動範囲となる。図5に P_T の軌跡を x - y 平面上で示す。ここで図5中の太線は P_T の軌跡を、細線はノズルを 20° 傾けた時の軌跡を示す。本結果から、ノズルの稼動範囲は要求仕様が満足していることがわかる。

3. モデリング

3.1 ノズル部のモデル化 制御対象となるノズルの運動方程式をラグランジュの方程式から求める。

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\theta}_i} + \frac{\partial U}{\partial \theta_i} = u_i \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 T は運動エネルギー、 D は損失エネルギー、 U はポテンシャルエネルギー、 θ_i は分別ノズルリンク部の回転角度、 u_i はリンク部の入力トルクを表す。

図6に今回の解析で用いる座標系を示す。図6の (x_0, y_0, z_0) は基準座標系(空間固定座標系)、 (x_1, y_1, z_1) はノズル外側のアルミ製フレーム部を示す第1リンク部に固定された座標系、 (x_2, y_2, z_2) はノズル本体部の第2リンク部に固定された座標系とすると、基準座標系から見た各リンクの姿勢は次のように表せる。

$$(x_1, y_1, z_1) = A(\theta_y) = \begin{bmatrix} \cos \theta_y & 0 & \sin \theta_y \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_y & 0 & \cos \theta_y \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$(x_2, y_2, z_2) = A(\theta_y)A(\theta_x) = A(\theta_y) \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_x & -\sin \theta_x \\ 0 & \sin \theta_x & \cos \theta_x \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで図3から θ_x の回転軸は x_1 , θ_y の回転軸は y_0 となるため、各リンクの基準座標系での角速度ベクトル ω_i は

$$\omega_1 = y_1 \dot{\theta}_y = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_y \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\omega_2 = \omega_1 + x_2 \dot{\theta}_x = \begin{pmatrix} \dot{\theta}_x \cos \theta_y \\ \dot{\theta}_y \\ -\dot{\theta}_x \sin \theta_y \end{pmatrix} \quad \dots\dots\dots (5)$$

となる。また、重心座標系の姿勢とリンク座標系の姿勢が一致しているため、角速度ベクトルの重心座標系への正射影ベクトル ω_{gi} は

$$\omega_{g1} = (x_1, y_1, z_1)^T \omega_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_y \\ 0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\omega_{g2} = (x_2, y_2, z_2)^T \omega_2 = \begin{bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \cos \theta \\ -\dot{\theta}_x \sin \theta_x \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (7)$$

となる⁽⁷⁾。各リンクの座標原点から重心位置までの距離を l_{gi} とすると、リンク重心の位置ベクトル P_{gi} は

$$P_{g1} = -l_{g1} \cdot z_1 = \begin{bmatrix} -l_{g1} \sin \theta_y \\ 0 \\ -l_{g1} \cos \theta_y \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$P_{g2} = -l_{g2} \cdot z_2 = \begin{bmatrix} -l_{g2} \sin \theta_y \cos \theta_x \\ l_{g2} \cos \theta_x \\ -l_{g2} \cos \theta_x \cos \theta_y \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (9)$$

で与えられ、速度ベクトル $\dot{P}_{gi}$ は式(8)、(9)を時間微分することで得られる。慣性主軸と重心主軸が一致すると仮定すれば、各リンクの慣性行列 I_i は

$$I_1 = \begin{bmatrix} I_{1x} & 0 & 0 \\ 0 & I_{1y} & 0 \\ 0 & 0 & I_{1z} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$I_2 = \begin{bmatrix} I_{2x} & 0 & 0 \\ 0 & I_{2y} & 0 \\ 0 & 0 & I_{2z} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (11)$$

となる。各リンクの質量を m_1 , m_2 とすると、回転運動によるエネルギー T_1 と並進運動によるエネルギー T_2 はそれぞれ

Fig. 5 Operation Range of Nozzle Motion

Fig. 6 Coordinate system

$$T_1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \omega_{gi}^T I_i \omega_{gi} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 m_i \dot{\mathbf{P}}_{gi}^T \dot{\mathbf{P}}_{gi} \quad \dots\dots\dots (13)$$

となり、この和が全運動エネルギー T となる。損失エネルギーは各リンクの粘性係数を D_i とすれば

$$D = \frac{1}{2} D_1 \dot{\theta}_x^2 + \frac{1}{2} D_2 \dot{\theta}_y^2 \quad \dots\dots\dots (14)$$

となる。

ポテンシャルエネルギー U は、位置エネルギー U_1 とワイヤの弾性エネルギー U_2 の和として与えられる。 U_1 は基準座標系の鉛直方向の軸を $\mathbf{z}_0 = (0 \ 0 \ 1)^T$ としているので、 $\mathbf{G} = (0 \ 0 \ -g)^T$ とおくと

$$U_1 = \sum_{i=1}^2 m_i \mathbf{G}^T \mathbf{P}_{gi} \quad \dots\dots\dots (15)$$

となる。 U_2 はワイヤの総バネ定数を k_E とし、原点 O からノズル先端までの距離を L とすると

$$U_2 = \frac{1}{2} k_E L^2 (\theta_x^2 + \theta_y^2) \quad \dots\dots\dots (16)$$

と近似できる。式(2)から(16)までを式(1)に代入すると、回転軸方向の運動方程式が得られる。ただし、第1リンクアルミフレーム部の質量 m_1 が小さく、また l_{g1} もほぼ零であることを考慮して、本解析ではこれらを見捨てる。よって x 軸回りの運動方程式は

$$\begin{aligned} (I_{2x} + m_2 l_{g2}^2) \ddot{\theta}_x - (I_{2x} - m_2 l_{g2}^2) \frac{\sin 2\theta_x}{2} \dot{\theta}_y^2 \\ + D_1 \dot{\theta}_x + k_E L^2 \theta_x + m_2 g l_{g2} \cos \theta_y \sin \theta_x = u_x \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (17)$$

となり、同様に y 軸回りの運動方程式は

$$\begin{aligned} (I_{2y} \cos^2 \theta_x + I_{2z} \sin^2 \theta_x + m_2 l_{g2}^2 \cos^2 \theta_x) \ddot{\theta}_y \\ + \{(I_{2z} - I_{2y} - m_2 l_{g2}^2) \sin 2\theta_x\} \dot{\theta}_x \dot{\theta}_y + D_2 \dot{\theta}_y \\ + k_E L^2 \theta_y + m_2 g l_{g2} \sin \theta_y \cos \theta_x = u_y \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (18)$$

となる。ここで、式(17)に遠心力 $\dot{\theta}_y^2$ 、式(18)にコリオリ力 $\dot{\theta}_x \dot{\theta}_y$ の項が表れており、運動方程式は非線形となる。しかしこれらの項の係数が他の係数と比較して小さいことから、制御系設計のモデルとしては無視し、制御系への外乱として取扱う。また動作角度が 20° と小さいことから角度零の平衡点で三角関数を線形近似することで、 x 軸回りおよび y 軸回りの制御入力(トルク)から制御量(角度)までの開ループ伝達関数

$$\begin{aligned} P_{ux} &= \frac{\Theta_x}{U_x} \\ &= \frac{1}{(I_{2x} + m_2 l_{g2}^2) s^2 + D_1 s + (k_E L^2 + m_2 g l_{g2})} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$P_{uy} = \frac{\Theta_y}{U_y}$$

$$= \frac{1}{(I_{2y} + m_2 l_{g2}^2) s^2 + D_2 s + (k_E L^2 + m_2 g l_{g2})} \quad \dots\dots\dots (20)$$

を得る。ここで s はラプラス演算子を表す。

3・2 制御入力とモータトルクの関係 制御入力 u_x , u_y と各サーボモータのトルクの関係を求めるため、座標変換行列 $[\mathbf{J}]$ を導入する。図6の基準座標系におけるサーボモータのワイヤ取付位置を (x_{ni}, y_{ni}, z_{ni}) 、ノズル先端位置を (X, Y, Z) とすると、各ワイヤ長さ l_i は

$$(x_{ni} - X)^2 + (y_{ni} - Y)^2 + (z_{ni} - Z)^2 = l_i^2 \quad (i=1 \sim 3) \quad \dots\dots\dots (21)$$

となる。式(21)の両辺を時間微分することにより、ノズル先端の速度とワイヤ速度の関係

$$\begin{bmatrix} \frac{x_{n1}-X}{l_1} & \frac{y_{n1}-Y}{l_1} & \frac{z_{n1}-Z}{l_1} \\ \frac{x_{n2}-X}{l_2} & \frac{y_{n2}-Y}{l_2} & \frac{z_{n2}-Z}{l_2} \\ \frac{x_{n3}-X}{l_3} & \frac{y_{n3}-Y}{l_3} & \frac{z_{n3}-Z}{l_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{l}_1 \\ \dot{l}_2 \\ \dot{l}_3 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (22)$$

を得る。式(22)の左辺の 3×3 行列は絶対座標系からワイヤ座標系への変換行列になっており、以下この逆行列を Jacobian 行列 $[\mathbf{J}]$ と呼ぶ。仮想仕事の原理より、ワイヤ張力 $\{\mathbf{T}_w\}$ と基準座標系での力ベクトル $\{\mathbf{F}\}$ の関係は、

$$\{\mathbf{T}_w\} = [\mathbf{J}]^T \{\mathbf{F}\} \quad \dots\dots\dots (23)$$

となる。次に、基準座標系での力ベクトル $\{\mathbf{F}\}$ と O 点回りのモーメントベクトル $\{\mathbf{M}\}$ の関係は

$$\{\mathbf{M}\} = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -Z & Y \\ Z & 0 & -X \\ -Y & X & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (24)$$

となる。ここで、 O 点回りの基準座標系でのモーメントベクトル $\{\mathbf{M}\}$ はノズルの動作範囲が $\pm 20^\circ$ と小さいことから、回転座標系の制御入力ベクトル $\{\mathbf{u}\}$ とほぼ等しいと仮定する。次に、ワイヤガイドによりノズルに働く鉛直成分の力 F_z はほぼ零となることおよび、 z 軸回りの自由度が拘束されていることを考慮すると、制御入力 $\{\mathbf{u}\}$ から力ベクトル $\{\mathbf{F}\}$ までの近似的な関係

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & L & 0 \\ -L & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (25)$$

を得る。式(25)の行列を $[\mathbf{N}_1]$ とすると、制御入力 $\{\mathbf{u}\}$ からワイヤ張力 $\{\mathbf{T}_w\}$ までの関係は式(23)から

$$\{\mathbf{T}_w\} = [\mathbf{J}]^T [\mathbf{N}_1] \{\mathbf{u}\} \quad \dots\dots\dots (26)$$

となる。ワイヤ張力 $\{\mathbf{T}_w\}$ とモータトルク $\{\mathbf{T}_m\}$ の関

係は、ワイヤブーリの半径を r とすると

$$\{T_m\} = r\{T_w\} \dots\dots\dots (27)$$

となるので、式(26)を式(27)に代入することにより、制御入力とモータトルクの関係

$$\{T_m\} = r[J]^T[N_i]\{u\} \dots\dots\dots (28)$$

が得られる。

3.3 同定実験 制御対象の開ループ伝達関数(軸回り入力トルク-ノズル姿勢間)および軸回り入力トルクとモータトルクの関係が得られたため、プラントモデルのパラメータ同定を行う。同定モデルはパラメータを簡潔にするため、式(19)を変形して

$$P_{ux} = \frac{k_x}{s^2 + 2\zeta_x\omega_x s + \omega_x^2} \dots\dots\dots (29)$$

とする。ここで ω_x は固有角振動数、 ζ_x は減衰比、 k_x は係数である。また P_{uy} についても同様とする。同定は、モータトルクの許容範囲内で式(28)の $\{u\}$ をそれぞれの方向にステップ入力し、そのときの制御量(角度)の実測値を記録する。次にあらかじめ設計諸元で求められるパラメータを参考にしながら、式(29)のパラメータを手動で少しずつ変化させステップ入力に対する応答を数値計算し、実測値とほぼ一致させる方法とした。式(28)の Jacobian 行列 $[J]$ はノズルの移動に伴い変化するが、本実験では初期位置($\theta_x = \theta_y = 0$)の値を用い、一定とした。表1, 2に各軸について必要最大トルク($u=0.7$)までステップ入力を変化させた場合のパラメータ同定結果を、図7にその一例を示す。表1, 2の結果から、 $\{u\}$ を変化させると減衰比や係数などのプラントパラメータに大きな変動があることがわかる。

4. 制御系設計

4.1 H_∞ 制御器の設計方針 3章までで述べたように、遠心力やコリオリ力などプラントの線形化を図るために無視した項目を制御系への外乱とみなし、プラント変動にロバスト安定で外乱抑圧性(目標値追従

性)に優れた制御システムの構築を図る。そのため、制御系設計として、ロバスト安定性と外乱抑圧性を同時に考慮する H_∞ 制御理論による手法を採用する。

図8に、プラントを P 、制御器を C とした場合の標準的な混合感度問題の H_∞ 制御系のブロック線図を示す。 W_T は表1, 2のプラント変動を考慮するロバスト安定性に関する重み関数であり、 W_S は遠心力などの外乱 d に関する重み関数である。

制御系の設計指針として、 W_T は周波数依存の重み関数とし、外乱 d から出力 z_T までの伝達関数

$$\frac{z_T}{d} = W_T \cdot \frac{PC}{1+PC} = W_T \cdot T \dots\dots\dots (30)$$

の H_∞ ノルムが

$$\left\| \frac{z_T}{d} \right\|_\infty < 1 \dots\dots\dots (31)$$

を満たすように設計する。式(30)中の T は目標値 r から制御量 y までの伝達関数を示し、相補感度関数を表す。ここで必要トルクを考慮した設計プラントを

(a) θ_x direction ($u_x=0.5$)

(b) θ_y direction ($u_y=0.5$)

Fig. 7 Identification Results

Table 1 Identified Parameters of the Plant (θ_x)

u_x	0.3	0.5	0.7	-0.3	-0.5	-0.7
k_x	610	1100	765	542	1080	741
ω_x	36.0	36.0	34.2	38.0	38.0	34.0
ζ_x	0.74	0.69	0.24	0.80	0.80	0.28

Table 2 Identified Parameters of the Plant (θ_y)

u_y	0.3	0.5	0.7	-0.3	-0.5	-0.7
k_y	237	234	200	120	270	196
ω_y	20.1	16.6	16.6	19.6	19.6	17.2
ζ_y	0.81	0.36	0.18	0.91	0.71	0.39

Fig. 8 Block Diagram of the H_∞ Controller

P_N (表1, 2中の $u=0.5$), 実プラントを P_F とするとプラント変動の乗法的誤差 (Δm) は

$$\Delta m = \frac{P_F - P_N}{P_N} \quad (32)$$

となる。したがって W_T は Δm をほぼ包絡するように

$$W_T = \frac{s^2}{k_2} \quad (33)$$

とする。図9に必要最大トルクとなる $u_x=0.7$ の P_F を用いた Δm と W_T との関係を示す。次に、 W_S は系の固有振動数が5 Hz程度であることから、制御周波数帯域 (<10 Hz) での遠心力等の外乱に対する抑圧性を確保するため、 W_T と同様に周波数依存の重み付けを行う。外乱 d から出力 z_s までの伝達関数

$$\frac{z_s}{d} = W_S \cdot \frac{1}{1+PC} = W_S \cdot S \quad (34)$$

の H_∞ ノルムが、ある有界な $\gamma (>0)$ に対して

$$\left\| \frac{z_s}{d} \right\|_\infty < \gamma \quad (35)$$

を満たすように設計する。式(32)中の S は外乱 d から制御量 y までの伝達関数を示し、感度関数を表す。具体的には、 W_S は制御周波数帯域の外乱抑圧性を確保するために二次式で与えられるローパスフィルタを用いる。

$$W_S = \frac{k_1}{s^2 + 2\zeta_1\omega_1 s + \omega_1^2} \quad (36)$$

ここで $k_1=70$, $\omega_1=2$, $\zeta_1=10$ とした。式(31)および(35)を同時に満たす制御器を求める混合感度問題は、式(37)で与えられる。

$$\left\| \begin{bmatrix} \frac{1}{\gamma} W_S S \\ W_T T \end{bmatrix} \right\|_\infty < 1 \quad (37)$$

これらの重み関数と、設計プラント P_N を用いて一般化拡大プラントを作成し、制御系設計ソフト“MATLAB”を用いて所定性能を得るまで γ イタレーションを行い、トルク変動に対するロバスト安定性と遠心力などの外乱抑圧性を考慮した制御器 C を得る。

Fig. 9 Gain Characteristics of W_T and Δm

4.2 シミュレーション結果 図10に目標値を 20° として、図8の制御ループ中の u に振動を励起させるためのインパルス外乱を挿入した計算結果を θ_x 軸方向で示す。また図11にロバスト安定性を調べるために、同様の外乱を挿入し、実プラント P_F を表1中の必要最大トルクとなる $u=0.7$ に変化させた計算結果を θ_x 軸方向で示す。いずれの場合も、ノズルは目標位置決め時間である0.3秒程度で位置決めが可能になることがわかる。これらの計算結果から、外乱抑圧性およびロバスト安定性が確保される見通しを得たことから連続系の制御器 C を周波数1 kHzで離散化してCPUに実装する。

4.3 全体制御系 今回用いた制御系の全体フローを図12に示す。形状や色を識別した後、CPUから分別位置となる2軸方向の目標角度が出力される。この値と現状の角度との偏差から、制御行列を用いて各軸回りの制御入力を算出する。次に、行列 $[N]$ をか

Fig. 10 Simulation Results of Step Response with Disturbance

Fig. 11 Simulation Results on Robust Stability

Fig. 12 The Overall Control Flow

け、基準座標系での力ベクトルが算出され、Jacobian 行列を介して各サーボモータへトルク指令値が送られる。

5. 実験結果

5.1 1軸動作実験 θ_x および θ_y 方向で独立に

(a) $\theta_{rx}=20^\circ$

(b) $\theta_{ry}=20^\circ$

Fig. 13 Experimental Results of Single Motion

(a) $(\theta_{rx}, \theta_{ry})=(18.0^\circ, 10.0^\circ)$

(b) $(\theta_{rx}, \theta_{ry})=(-18.0^\circ, 10.0^\circ)$

Fig. 14 Experimental Results of Dual Motion

目標角度を 20° としたときのノズル動作を図 13 に示す。本結果より、各方向ともに 0.3 秒以下で目標角度に収束していることから、当初の目標性能を満足していることがわかる。

5.2 2軸動作実験 図 14 はノズルの鉛直方向の傾斜角を 20° とし、 θ_x および θ_y 方向同時に異なる目標値を入力したときのノズル動作を示す。本結果より、1軸動作時と同様に、各方向ともに 0.3 秒以下で目標角度に収束していることから、要求仕様を満足し、非線形要素を補償していることがわかる。

5.3 連続動作実験 目標角度を、装置の要求仕様である 0.5 秒(ノズル移動時間 0.3 秒、保持時間 0.2 秒)ごとに変更して連続動作実験を実施する。図 15 に連続動作実験の目標角度と目標軌跡を示す。図 16 にこのときの実験結果を示す。本結果から θ_x , θ_y 両方向において最大 30° の目標角度変更に対して、0.5 秒

Fig. 15 Diagram of Continuous Motion

(a) θ_x direction

(b) θ_y direction

Fig. 16 Experiment of Continuous Motion

Fig. 17 Experimental Results for Impact Force

以内に収束していることがわかる。

5・4 外力負荷実験 今回の装置はワイヤ予張力を 50 N としているが、質量 0.5 kg のビンなどがノズルに衝突するときの衝撃力は、運動量から計算すると最大 200 N 程度となり、その衝撃力で位置決め誤差が発生することが懸念される。そこで位置決め終了後に、ノズル先端部をインパクトハンマで打撃し、位置決めに対する影響を実験で確認した。図 17 に衝撃力を与えたときの影響を角度の時間履歴で示す。本結果から、衝撃力を与えてもノズルの位置は変化しないことがわかる。また、質量 0.5 kg のビンをノズル内に落下させ、その影響を調査した結果、張力変動が生じないことを確認した。

6. 結 言

本論文の結果をまとめると以下のとおりである。

(1) ビンやペットボトルなどを対象としたリサイクル装置の大量処理を目的として、対象物をシュータ内に落下させ、その下部に高速で可動するノズルを設け、その位置制御で所定位置に対象物を落とし込む方式を提案した。

(2) ノズル機構は 2 軸回りに回転可能な方式とし、その先端部周囲を 3 本のワイヤで接合して、各ワイヤの張力制御で高速位置決めするパラレルワイヤ形とした。

(3) 制御系設計は、ノズルの高速位置決め時に発生する遠心力などを外乱と考え、外乱抑制性とプラント変動に対するロバスト安定性を同時に考慮できる H_∞ 制御理論による手法を用いた。

(4) 実規模モデルを用いてその位置決め性能を実験した結果、0.3 秒以下でノズルの連続位置決めが可能となり、本要素を分別装置に適用できる見通しを得た。

文 献

- (1) 中沢伸行, リサイクル施設, 産業機械, No. 569 (1998), 31-36.
- (2) 大隅 久, ワイヤ駆動型パラレルメカニズム, 精密工学会誌, vol. 63 (1997), 1659-1662.
- (3) 新井健生・谷川民生, パラレルメカニズムを適用したマイクロハンド, 精密工学会誌, vol. 63 (1990), 1663-1666.
- (4) 川村貞夫・崔 源・田中 訓・木野 仁, パラレルワイヤ駆動方式を用いた超高速ロボット FALCON の開発, 日本ロボット学会誌, vol. 15 (1997), 82-97.
- (5) Hayatsu, M., Imaoka, S. and Tagawa, Y., Development of a pipe positioning system using a 5-DOF suspension mechanism, 1999 ASME Design Engineering Conf, (1999), 443-450.
- (6) 細江繁幸・荒木光彦, 制御系設計, (1994), 20-75, 朝倉書店.
- (7) 美多 勉・大須賀公一, ロボット制御工学入門, (1989), 15-45, コロナ社.