天井クレーンにおけるパワーアシストシステムの構築*

三好孝典^{*1}, 鈴木裕一^{*2}, 寺嶋一彦^{*3}

Construction of Power Assist System for Overhead Crane

Takanori MIYOSHI^{*4}, Yuichi SUZUKI and Kazuhiko TERASHIMA^{**} Faculty of Engineering, Toyohashi University of Technology,
1-1 Hibarigaoka, Tempaku-cho, Toyohashi-shi, Aichi, 441-8580 Japan

In this paper, a power assist system for an overhead crane is presented. This system is realized by measuring the swing angle of a crane, which is caused by the direct operation to the object, and by moving the trolley and girder in the desired direction. Operators can move a heavy object freely by slight force. In this paper, two kinds of controllers are proposed. One is a PD controller that emulates the dynamics of object with damping and it moves the object in proportional velocity to the operating force in steady-state. Another is a PID controller that maintains the velocity of object continuously after operators cease their force. Its dynamics, damping characteristics, steady-state and admissible condition of controller gain are discussed. This system is applied to an experimental overhead crane, and the effect of energy saved by the power assist is shown by measuring the heart rate of operator.

Key Words: Motion Control, Human Interface, Vibration Control, Power Assist System, Overhead Crane

1. 結 言

通常, 生産現場においては重量物の搬送, 位置決めは天井クレーンなどの機械を用いて行われている。しかし, 従来の操作パネルによる搬送では, 荷物の正確な位置決めが難しく, 繰り返しのボタン操作を必要とすることから作業が効率的ではない, あるいは荷振れを抑制するためには作業者の熟練が必要である, などの問題点を抱えている。このため一部工程では, 手で直接重量物を取り扱う作業がしばしば行われており, 作業者の身体的疲労, 精神的負担が大きな問題となっている。この問題を解決するために, 搬送の完全自動化が図られてはいるが, ささまざまな環境, 刻々と変わる作業現場に対応するにはまだ不十分である。そこで本論文では, 人間の高度な状況判断能力を活かしながら, なおかつ作業者の負担を軽減する方策として, 重量物を直接手で取り扱いながらもわずかな力で搬送でき, 作業者の意図とおりの微細な位置決めを可能にするパワーアシストシステムを提案する。

従来, クレーンの操作支援の研究は, 作業者がク

レーンを動かす際の制振制御や安全確保に重点を置き, 作業者の精神的ストレスの軽減や作業時間の短縮を目的とした研究が多い。山本らはジョイスティックから得られた速度指令を荷振れのない吊り荷軌道に変換し, 逆動力計算を用いて, システムの入力を求める研究⁽¹⁾⁽²⁾を行い, 鈴木らはフィードバック制御により荷振れを抑制した上で, あらかじめ障害物情報を把握しておくことで作業者が操作パネルの操作ミスを起こした場合でも安全を保障するシステム⁽³⁾を構築している。また, 高木らはフィルタによる波形整形で作業からの任意指令に対する制振効果を得ている⁽⁴⁾。しかし, これらにより荷振れは抑制できるものの, いずれもジョイスティックなどの機械要素を経由した間接的な操作支援であるため, 荷物の位置決め精度の問題や位置決めに要する作業時間, 精神的ストレスなどに課題が残る。

身体的負荷の軽減を図るパワーアシストシステムの研究としては, 既に実用化されたものに関連する研究として, 前田らの給仕台車⁽⁵⁾や藪下らの電動自転車における走行抵抗の制御⁽⁶⁾などが知られている。また福祉分野では, 藤江らの歩行補助器⁽⁷⁾や西坂らの全方向移動車椅子のパワーアシスト制御の研究⁽⁸⁾が行われている。しかし, 従来の研究はいずれも十分に剛性のある装置を研究対象としており, 得られた知見

* 原稿受付 2003年9月1日。

^{*1} 正員, 豊橋技術科学大学工学部(☎441-8580 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1)。^{*2} (株)近藤製作所(☎443-0036 蒲郡市浜町73-4)。^{*3} 正員, 豊橋技術科学大学工学部。

E-mail: miyoshi@procon.tutpse.tut.ac.jp

をクレーンのような共振を有する柔軟構造物にそのまま適用することはできない。一方、本論文のように工場内の搬送を想定した研究として、中村ら⁽⁹⁾は力覚センサを用いて人間の操作力を測定し、その力に応じたアシスト力を得ており、山田ら⁽¹⁰⁾のスキルアシストは作業負担の軽減だけでなく操作フィーリングも考慮している。さらに海外ではアクセルとハンドルにより人間が操作する COBOT⁽¹¹⁾が開発されている。しかし、これらはいずれも操作量を測定するセンサが荷物とは別の場所に設置してあるため、荷物に直接触れながら搬送をすることができず、良好な操作感覚が期待できない。また、いずれにおいても力学的、制御的な特性が工学的に明らかにされておらず、パワーアシストの効果も明確ではない。さらに、設備に関してパワーアシストシステム専用の装置が必要であり、工場への導入に課題が残る。

以上のことから、本研究では、柔軟構造物に対するパワーアシストシステムを提案し、工学的特性および負担軽減の定量的な効果を論文内で明らかにする。本システムは作業者が荷物を直接手で操作できる点と、社会に数多く普及しているクレーンシステムを対象としている点に大きな特徴を有する。

2. パワーアシストシステムの機構

本研究で用いるパワーアシストシステムの機構を図1に示す。通常天井クレーンの実験機を改良したもので、ガーダー (X 軸) とトロリー (Y 軸) は独立に AC サーボモータで駆動され、パワーアシストは X, Y 平面において実現される。それぞれの位置は AC サーボモータ内のエンコーダにより計測される。Z 軸方向の荷物の上げ下げは DC サーボモータにより駆動されるが、押しボタンにより操作される。荷物の振れ角は図2のような構造により測定される。すなわち、X-Z 平面における振れ角度 α [rad]、および Y-Z 平面における振れ角度 β [rad] はロープを両側からフォークで挟み、このフォークの動きをロータリーエンコーダで計測する。

システムへの入力には各 AC サーボコントローラへの速度指令値であり、出力は各軸の振れ角度である。AC サーボコントローラは、トルクの飽和範囲内であれば荷物の重量に関わらず、ガーダーとトロリーを指令されたとおりの速度に制御できるものとする。以降、本論文ではガーダーとトロリーをとともに台車と呼ぶ。

3. パワーアシストコントローラ的设计

3.1 ダイナミクスのモデル化 簡単のため、高次モードの振動成分を持たないとした 1 軸分のパワー

Fig. 1 Experimental Apparatus of overhead crane

Fig. 2 Measurement apparatus for swing angle

アシストシステムのモデルを図3に示す。実際は 2 軸の動作が合成されるが、振れ角度が小さければ振れと各台車の運動は各軸独立の微分方程式で表すことができる。

Fig. 3 1-DOF dynamic model of power assist

図において、運動方程式は以下のように表される。

$$\begin{cases} m\ell^2\ddot{\theta} + m\ell\ddot{x}\cos\theta + m\ell g\sin\theta + D_\theta\dot{\theta} = f\ell \\ p = x + \ell\sin\theta \end{cases}, \quad (1)$$

ここで、 m [kg]: 荷物の質量、 ℓ [m]: ロープ長、 θ [rad]: 振れ角、 x [m]: 台車の位置、 D_θ [Nm/s]: 粘性抵抗、 f [N]: 作業によって与えられる操作力、 p [m]: 荷物の位置である。操作力 f は θ 軸周りに加えられるものとする。

3.2 フィードバックシステムの原理 本システムの制御ブロックは以下のように表される。

Fig. 4 Block diagram of control system

作業者が操作力を荷物に加えるとき、振れ角 θ が生じる。台車速度の指令値 $\dot{x}$ をフィードバックゲイン K_f を用いて $\dot{x} = K_f \theta$ によって与えるならば、 K_f を大きくすることによって、作業者はわずかな力で重量物をより早い速度で搬送することができる。この原理は従来のパワーアシストとは思考が異なっており、したがってアシスト率という概念は存在しない。このコントローラを X, Y 軸にそれぞれ組み込むことで、作業者は荷物を直接手に持ち、X, Y 平面上を自由に移動させることができる。このとき、(1) 式の $\ddot{x}$ をコントローラの出力で置き換えると以下のように線形化できる。

$$\begin{cases} m\ell^2 \ddot{\theta} + (m\ell K_f + D_\theta) \dot{\theta} + m\ell g \theta = f\ell \\ p = x + \ell \theta \end{cases} \quad (2)$$

K_f を比例ゲイン K_p 、積分ゲイン K_i 、微分ゲイン K_d の PID コントローラ $K_f = K_p + K_d s + \frac{K_i}{s}$ とすると、ラプラス変換された操作力 $F(s)$ 、荷物位置 $P(s)$ 、振れ角 $\theta(s)$ の関係は (3) 式ようになる。

$$\begin{cases} \theta[s] = \frac{1}{m(K_i + g)} \frac{\frac{K_i + g}{K_d + \ell}}{s^2 + \frac{K_p + \frac{D_\theta}{m\ell}}{K_d + \ell} s + \frac{K_i + g}{K_d + \ell}} F[s] \\ P[s] = \frac{1}{ms^2} \frac{s^2 + \frac{K_p + \frac{D_\theta}{m\ell}}{K_d + \ell} s + \frac{K_i}{K_d + \ell}}{s^2 + \frac{K_p + \frac{D_\theta}{m\ell}}{K_d + \ell} s + \frac{K_i + g}{K_d + \ell}} F[s] \\ = \frac{1}{ms^2} \left(1 + \frac{-g}{K_i + g} \frac{\frac{K_i + g}{K_d + \ell}}{s^2 + \frac{K_p + \frac{D_\theta}{m\ell}}{K_d + \ell} s + \frac{K_i + g}{K_d + \ell}} \right) F[s] \end{cases} \quad (3)$$

(3) 式の下段括弧内の第一項はエネルギーの散逸のない環境下における質点の運動を表し、第二項は $-g/(K_i + g)$ に収束する過渡応答を表す。比例ゲイン K_p と粘性摩擦 D_θ [Nm/s] は共にダンピングの効果をもたらすことがわかる。なお、以降では粘性摩擦は十分小さく無視できるものとして取り扱うが、 K_p の中に考慮されていると考えても差し支えない。

3.3 PD コントローラ的设计 制御則として、PD 制御 ($K_i = 0$) を採用した場合のシステム特性、ゲインの制約について考察する。

3.3.1 残留振動に関する検討 PD コントローラにおいて、(3) 式は次のように書き換えられる。

$$\begin{cases} \theta[s] = \frac{1}{mg} \frac{\frac{K_p}{K_d + \ell}}{s^2 + \frac{K_p}{K_d + \ell} s + \frac{K_d + \ell}{K_d + \ell}} F[s] \\ P[s] = \frac{1}{ms} \frac{s + \frac{K_p}{K_d + \ell}}{s^2 + \frac{K_p}{K_d + \ell} s + \frac{K_d + \ell}{K_d + \ell}} F[s] \end{cases} \quad (4)$$

ここで、 $\theta[s]$ は減衰定数 ζ と固有振動数 ω_n を持つ 2 次遅れ系である。

$$\begin{cases} \zeta = \frac{K_p}{2\sqrt{(K_d + \ell)g}} \\ \omega_n = \sqrt{\frac{g}{K_d + \ell}} \end{cases} \quad (5)$$

なお、状態方程式で表した場合、操作力 $f(t)$ と荷物位置 $p(t)$ の関係は、

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bf(t) \\ p(t) = Cx \\ A = \begin{pmatrix} -\frac{K_p}{K_d + \ell} & -\frac{g}{K_d + \ell} \\ 1 & 0 \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} \frac{1}{m} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad C = \begin{pmatrix} 1, & \frac{K_p}{K_d + \ell} \end{pmatrix} \end{cases} \quad (6)$$

で与えられる。

パワーアシストシステムにおいて、荷物の残留振動は作業者にとって極めて危険である。そこで、残留振動を速やかに抑制する臨界制動の条件 $\zeta > 1.0$ から、(5) 式より以下のゲインに関する制約条件が得られる。これは微分ゲインとロープ長から定まる比例ゲインの許容範囲（下限）を表す。

$$K_p \geq 2\sqrt{(K_d + \ell)g} \quad (7)$$

一方、 K_p の上限は二つの要素により決定される。すなわち、一つはモデル化されていない高次の振動要素の影響で第 4.3 節で述べる。もう一つは次項で述べる速応性の観点からである。

3.3.2 速応性に関する検討 作業者にとって使いやすいシステムとは、荷物への操作に対しシステムが速やかに応答することである。このことは固有振動数 ω_n を大きくし、システムの周波数帯域を広げることによって実現できる。そのためには、(5) 式の ω_n の分母に着目すると、 $K_d > -\ell$ の制約下で K_d をできる限り負方向に大きくとればよい。このとき、微分ゲインが支配的な過渡応答において、台車は荷物の振れの反対方向、すなわち操作力とは反対の向きに動き出すことになる。これは (2) 式において、台車の位置 x の伝達関数が $X[s] = \frac{-K_d s - K_p}{mgs} \frac{\frac{K_d + \ell}{K_d + \ell}}{s^2 + \frac{K_p}{K_d + \ell} s + \frac{K_d + \ell}{K_d + \ell}} F[s]$ となり、 $K_d < 0$ のときに非最小位相系になることから明らかである。一見矛盾のようであるが、作業者が前方に荷物を押し出したとき、台車はいったん後方にバックしたあと方

向転換し、前方に進みだす動作が高速応答をもたらすことになる。図5は、 $K_p = 5.0, m = 30.0[\text{kg}], \ell = 1.0[\text{m}]$ としたときの、 $K_d = 0$ (P制御) と $K_d = -0.5$ (PD制御) におけるステップ入力の場合の台車の動きを示したものである。PD制御の場合は台車がバックすることで、振れ角の立ち上がりが早くなっていることが確認できる。

Fig. 5 Backward motion of the cart in the case of $K_d < 0$

速応性について、さらに2ノルムを用いて詳しく検討する。(4)式において荷物の速度 $V[s] = sP[s] = H[s]F[s]$ (ただし $H[s] = \frac{1}{m} \frac{s + \frac{K_p}{K_d + \ell}}{s^2 + \frac{K_p}{K_d + \ell}s + \frac{g}{K_d + \ell}}$) に関する操作力のインパルス応答 $h(t)$ の初期値 $h(0)$ は、ゲインに関し不変で初期値定理より、

$$h(0) = \lim_{s \rightarrow \infty} sV[s] = 1/m$$

で与えられる。したがって、 $h(t)$ の過渡応答の収束速度は $h(t)$ の面積の2乗和、すなわち2ノルムの2乗 $\|H\|_2^2 = \int_0^\infty h(t)^2 dt$ によって評価することができる。なぜならば、 $h(0)$ が不変であることから、 $\|H\|_2^2$ が小さければ $h(t)$ は速やかに0に収束していると考えられるからである。もし、 $h(0)$ がゲインによって変化するならば、収束が遅くても $h(0)$ が小さくなったときに2ノルムが減少してしまうため評価に用いることはできない。また、通常行われるシステムの根による速応性の判断は極と同時に零点が変化することから困難である。

さて、 $\|H\|_2$ はリアプノフ方程式の正定解、すなわち可制御性グラミアン P を用いて次のように求められる⁽¹²⁾。

$$AP + PA^T + BB^T = 0, \|H\|_2 = \sqrt{CPC^T}$$

(6)式の A, B, C を用いることにより、解析解として

$$\|H\|_2^2 = \frac{gK_d + g\ell + K_p^2}{2gm^2K_p} = \frac{1}{2m^2} \left(\frac{K_p}{g} + \frac{K_d + \ell}{K_p} \right) \quad (8)$$

を得る。このとき、 $\|H\|_2^2$ を最小にするゲインの関係式は、 $\frac{\partial \|H\|_2^2}{\partial K_p} = 0$ より、

$$K_p = \sqrt{(K_d + \ell)g} \quad (9)$$

となり、最小値は $\min \|H\|_2^2 = \frac{1}{m^2} \sqrt{\frac{K_d + \ell}{g}}$ となる。しかし、(9)式は明らかに(7)式の条件を満たしていないから、結局、残留振動を抑え、かつ最も速応性のあるゲインの関係は(7)式の等号が成り立つ場合で、このとき

$$\min \|H\|_2^2 = \frac{5}{4m^2} \sqrt{\frac{K_d + \ell}{g}} \quad (10)$$

を得る。以上の議論から、システムの2ノルムの値を小さくし、速応性をあげるためには K_d として負を選択し、できるだけ $K_d + \ell$ を0に近づければよいことがわかる。図6に $m = 30[\text{kg}], \ell = 1.0[\text{m}]$ としたときの $\|H\|_2^2$ の変化およびインパルス応答の変化を示す。

Fig. 6 Variation of H_2 norm and impulse response

左図は K_p に関する2ノルムの変化をグラフ化したもので、(8)式からもわかるように、極小値より大きな領域では $\|H\|_2^2$ はおおそ K_p に比例して大きくなる。右図は K_d が-0.5 (太線) と0 (細線) の場合のそれぞれ異なった3種類の K_p によるインパルス応答を示したもので、 K_d を負にとり適切な K_p を選択することで、振動のない速やかな荷物速度の収束が実現できることが確認できる。通常、速応性をあげるためには比例ゲインを大きくとることが行われるが、本システムでは K_p を上げると速応性は失われる。

なお、 K_p を大きくすることはシステム応答の鈍化をもたらすことは根軌跡の観点からも明らかである。(4)式において、 $\zeta > 1$ を超えた時点でシステムは1次遅れの組み合わせとなり、 K_p の増加に伴って代表極は低周波の方向に移動する。

3.3.3 定常状態の特性 (4)式より、本パワーアシストシステムに一定の操作力 f が加え続けられたときの荷物の挙動の定常状態は、以下の式で表される速度 V_0 に整定する。

$$V_0 = \frac{K_p}{mg} f \quad (11)$$

これは、粘性 mg/K_p [Ns/m] の摩擦のない環境下における質点の運動と等速であり、操作力 f と K_p に比例した速度で荷物が移動することを表す。すなわち、作業者の負担を減らすためには、できるだけ K_p を大きく選択すれば良いことを示している。定常状態における仕事率 W [J/s] は、 $W = \frac{K_p}{m_g} f^2$ で与えられることから、仕事率と前項で議論された速応性はトレードオフの関係となる。すなわち、速応性はおおよそ K_p に比例して悪化し、仕事率は K_p に比例して向上する。結局、コントローラの設計の目安としては、小刻みな位置決めや細かな繰り返し作業が多い場合は K_p を小さくし、長距離搬送や重量物の場合は K_p を大きくするとよい。なお、ロープ長やゲイン K_d は定常的な仕事率に影響を与えない。

3.4 PID コントローラの設計 制御則として PID 制御を採用した場合のシステム特性、ゲインの制約について以下に示す。

3.4.1 残留振動に関する検討 第3.3節と同様の議論によって、(3)式から残留振動を抑制するための制約条件が求められる。これは微分ゲイン、積分ゲインおよびロープ長から定まる比例ゲインの下限を示す。

$$K_p > 2\sqrt{(K_d + \ell)(K_i + g)} \quad (12)$$

3.4.2 定常状態の特性 (3)式より、本パワーアシストシステムに操作力 f が加えられたときの荷物の加速度の定常状態は、以下の式で表される加速度 A_0 に整定する。これは、摩擦のない環境下における質量 $m(1 + \frac{\ell}{K_i})$ の質点の運動と等価である。

$$A_0 = \frac{1}{m} \frac{K_i}{K_i + g} f \quad (13)$$

さらに、有限の時刻 T [s] で 0 に収束する力 $f(t)$ ($T < t$ で $f(t) = 0$) を加えたときの荷物の速度の定常状態は、以下の式で表される速度 V_0 に整定する。

$$V_0 = \frac{1}{m} \frac{K_i}{K_i + g} \int_0^T f(t) dt \quad (14)$$

なぜならば、(3)式より、最終値定理から、

$$V_0 = \lim_{s \rightarrow 0} sV[s] = s^2 P[s] = \frac{1}{m} \frac{K_i}{K_i + g} \lim_{s \rightarrow 0} F[s] \quad (15)$$

を得、付録より (14) 式が求められる。これは、荷物の移動速度は操作力の積分により決定されるとともに、操作力が除去された後も運動を維持することを意味する。それゆえ、本 PID コントローラは作業者の負担軽減に効果的なコントローラであると同時に、実用上危険なシステムであるとも言える。

図7に矩形波状の操作力を加えた場合の応答のシミュレーション結果を示す。条件は、 $m = 30$ [kg]、 $\ell =$

1.0 [m]、微分ゲイン $K_d = 0.0$ とし、 $\zeta = 0.707$ とするよう積分ゲイン K_i と比例ゲイン K_p を変化させた。理論式どおりの搬送速度に整定し、 K_i が大きいほど高速な搬送が実現できることが認められる。

Fig. 7 Variation of transportation velocity according to K_i

3.4.3 位置決めの際の操作力 操作力を加えていない状態で移動している荷物を手で操作し、停止させる際に手が受ける力を考える。荷物を一定加速度 a_{cc} [m/s²] で T [s] 間減速させ停止させるとしたときに必要な操作力は、(3)式より、

$$F[s] = \frac{ma_{cc}}{s} (1 - e^{-Ts}) + \frac{ma_{cc}g}{sK_i} \left(\frac{\frac{K_i}{K_d + \ell}}{s^2 + \frac{K_p}{K_d + \ell}s + \frac{K_i}{K_d + \ell}} \right) (1 - e^{-Ts}) \quad (16)$$

である。第一項は質量 m の物体を減速するのに必要な力、第二項は減速後も停止状態を維持するために加えなければならない力を示す。すなわち、荷物を止めたために行き過ぎてしまった台車が荷物の真上に戻ってくるまで荷物に加え続けなければならない力である。図8に矩形波状の減速を行った場合のシミュレーション結果を示す。条件は、 $m = 30$ [kg]、 $\ell = 1.0$ [m]、微分ゲイン $K_d = -0.5$ とし、 $\zeta = 0.707$ とするよう積分ゲイン K_i と比例ゲイン K_p を変化させた。受け止め時に台車速度が増しているのは負の微分ゲインの影響である。操作力に関して第一項と第二項が合成された波形が観測される。

4. パワーアシストシステムの動作

4.1 PD コントローラによる実験結果 PD コントローラを用いて実験機による制御実験を行った。実験条件を以下に示す。ゲイン K_p と K_d は第3.3節の議論をもとに、実験における観測ノイズ、モデル化誤差の影響を考慮しながら試行錯誤によって決定した。本

Fig. 8 Variation of transportation velocity according to K_i

例では K_d を ℓ の約半分の負の値としている。これ以下の値は観測ノイズによって正常な制御は困難であった。

Table 1 Parameters of experiment

Parameter	unit	value
Lope Length	[m]	1.0
Mass of Object	[kg]	30
Gain K_p		5.0
Gain K_d		-0.5

実験結果とシミュレーション結果の比較を図9に示す。図は上から操作力、荷物の振れ角、台車速度、および台車位置を示す。操作力の計測は作業者の手と荷物の間に装着されたロードセルによって行った。シミュレーション結果は測定された操作力を(3)式に与えることによって計算された。実験結果はシミュレーション結果とよく一致しており、モデルの妥当性が確認できる。操作力を除去したあとの残留振動も抑制されており、台車速度も0に収束している。

Fig. 9 Experimental result for PD controller

操作力を一定に加えた時の定常速度の実験結果と理

論値を図10に示す。台車速度は操作力に比例しており、(11)式の理論値に一致する。本実験により、30[kg]の荷物を3[N]の力で人間が歩くほどのスピード(約5km/h=0.14m/s)でなめらかに移動させることが確認できた。

Fig. 10 Relationship between force and velocity

4.2 PIDコントローラの実験結果

PIDコントローラによる実験結果を図11に示す。ゲイン K_p, K_d, K_i は(12)式の条件が満たされるよう設定した。これを表2に示す。なお、示されていない値はPDコントローラと同一である。

Table 2 Parameters of controller

Parameter	value
Gain K_p	5.1
Gain K_i	3.0
Gain K_d	-0.5

Fig. 11 Experimental result for PID controller

実験結果はシミュレーション結果とよく一致している。作業者の力が除去された時刻3[s]以降、速やかに振れ角が0に収束していると同時に、台車の速度は(14)式の値に整定している。

4.3 高次振動モードの影響

第3.3節で示したように、ゲイン K_p の下限は式(7)で与えられる。一方、ゲインの上限はノイズなどの影響も受けるが、以下に説明するように高次の振動モードによっても制限される。

Fig. 12 Double pendulum model of power assist system

システムを近似的に図 12 のように考えると、質点で構成された二重振り子モデルの運動方程式は、

$$\begin{cases} M\ell_1\ddot{\theta}_1 + M\ddot{x} + Mg\theta_1 + m_2\ell_2\ddot{\theta}_2 = f \\ m_2\ell_2\ddot{\theta}_2 + m_2\ddot{x} + m_2g\theta_2 + m_2\ell_1\ddot{\theta}_1 = f \end{cases} \quad (17)$$

で与えられる。ただし、 m_1 は取り付け金具の質量 [kg]、 m_2 は荷物の質量 [kg]、 $M = m_1 + m_2$ 、 θ_1, θ_2 は鉛直方向から見たロープと荷物の振れ角で、操作力 f は θ_2 まわりの力とする。さらに、測定できる角度は θ_1 のみとする。このとき、 $\dot{x} = K_f \theta_1$ を代入することによってそれぞれの状態の関係式が得られ、比例制御の場合は、 θ_1 は

$$\theta_1[s] = \frac{g}{m_1\ell_1\ell_2s^4 + m_1\ell_2K_p s^3 + Mg(\ell_1 + \ell_2)s^2 + MK_p g s + Mg^2} F[s] \quad (18)$$

となる。

矩形波状の操作力を加えたときのシステムの応答を、微分ゲインや印加時間を変化させながらシミュレーションした結果を図 13 に示す。なおパラメータは以下の値とした。

Table 3 Parameters of double pendulum

Parameter	unit	value
mass of tool m_1	[kg]	1.0
mass of object m_2	[kg]	30.0
rope length ℓ_1	[m]	0.8
tool length ℓ_2	[m]	0.2

K_d を 0 (実線) から -0.5 (破線) に変化させることで台車の振動が大きくなっている。また、同一ゲインであっても印加時間を 0.2[s] (実線) から 0.1[s] (一点鎖線) に変えることで振動が大きくなる。これは、フィードバックゲイン、特に微分ゲイン K_d を上げることによって周波数特性が広帯域化するため振れ角 θ_2 や台車速度 $\dot{x}$ の高次モードが励起されやすくなること

と、印加時間を短くすることによって入力信号の周波数特性が広帯域化するため、やはり高次モードが励起されやすくなると考えられる。 $K_p = 5.0, K_d = 0.0$ のときの f から θ_1 に対するボード線図を図 14 に示す。1 次振動モードはフィードバックにより抑制されているが 2 次振動モードは残っている。

Fig. 13 Excitation of higher-order mode by short-time input in double pendulum model

Fig. 14 Closed-loop bode diagram from f to θ_1 in double pendulum model

実際のクレーンシステムでは荷物や台車の振動は極めて危険であるため、このようなフィードバックゲインの設定は認められない。よってゲインは高次振動モードを励起しないような値に定める必要がある。

5. パワーアシストによる負荷の軽減の定量的評価

パワーアシストによる負荷の軽減がどの程度であるかを、作業者の心拍数により定量的に評価した実験結果を図 15 に示す。これは、人間の運動強度 [W] と心拍数 [bpm] (beat per minutes) は激しい運動でなければ比例する⁽¹³⁾との知見に基づき、作業者の負担を心拍数により評価するものである。

実験方法は、20[kg] の荷物を 20[s] で 1.5[m] 移動させ、これを 15 回、都合 300[s] 間繰り返す、その間の心拍数の変化をパワーアシストなし (人力による搬送)、PD コントローラによるパワーアシスト、PID コントローラによるパワーアシスト、の三種類で比較した。

被験者としては日本人の平均的な体格を持つ 20 代の健康な男性を採用した。300[s] の実験時間は、人間の心拍数は軽度の運動に対して通常約 3 分程度で定常状態に整定することに由来する。

図 15 において Hard anaerobics (無酸素運動) とは長時間継続できないほどの強い運動を意味し、Easy anaerobics とはジョギングなどの肉体にストレスを与える適度な運動を示す。さらに、Hard aerobics (有酸素運動) とは体操などの軽いウォームアップ程度の運動を示し、Easy aerobics とは、日常生活と同程度の運動を示す。

Fig. 15 Effect of power assist in heart rate

明らかに、パワーアシストシステムは大きく作業者の負担軽減に寄与し、日常生活程度の負荷に減少していることがわかる。一方、定速移動時に操作力の必要な PD コントローラと不必要な PID コントローラでは、パワーアシストの効果に有意な差は認められない。これは必要な操作力が数 [N] とごく軽微なためと考えられる。

6. 結 論

天井クレーンにおいて、わずかな操作力で作業者の意図する方向に重量物を移動できるパワーアシストシステムの構築を行った。本システムは、荷物が押された際に生じるわずかな振れ角をフィードバック制御することで実現される。パワーアシストシステムの定式化が行われ、PD 制御では操作力に比例した速度で荷物が移動できること、PID 制御では操作力の除去後も荷物が移動することが明らかにされ、理論値と実験結果との一致が確認された。また、荷物の残留振動や高次モードの振動の生じない適切なフィードバックゲインの範囲が明らかにされた。最後に、パワーアシストによる作業者の負担の軽減が評価され、本提案手法の有効性が確認された。

7. 付 録

【証明】初期状態が 0 で、かつ有限の時刻 T で 0 に収束する関数 $f(t)$ ($t=0, T < t$ で $f(t)=0$) において、 $F_0[s]$ を $f(t)$ の原始関数のラプラス変換とすると、

$$\lim_{s \rightarrow 0} F[s] = \lim_{s \rightarrow 0} s F_0[s] = \int_0^{\infty} f(t) dt = \int_0^T f(t) dt$$

謝 辞

本研究は豊橋技術科学大学未来技術流動研究センターの若手研究者プロジェクト助成の支援を受けて行われた。ここに感謝の意を表す。

文 献

- (1) 山本元司, 柳井法貴, 毛利彰, 多自由度クレーン型マニピレータの逆動力学計算と軌道制御, “日本ロボット学会誌”, Vol.17, No.7, (1999), pp.1037-1043
- (2) 柳井法貴, 山本元司, 毛利彰, 逆動力学計算に基づくクレーンのフィードバック制御, “計測自動制御学会論文集”, Vol.1, No.1, (2001), pp.1-8
- (3) 鈴木新雄, 寺嶋一彦, 障害物回避と振れ止めのためのクレーンのセミオート制御, “日本機械学会論文集 (C)”, 67(660), (2001), pp.149-156
- (4) 高木清志, 西村秀和, タワークレーンの吊り荷ロープ長変動に対する起伏・旋回方向のゲインスケジュールド分散制御 操縦者の任意指令に対応する制御系設計, “日本機械学会論文集 (C)”, 69(680), (2003), pp.914-922
- (5) 前田裕史, 藤原茂喜, 北野齊, 山下秀樹, 全方向移動型パワーアシストカートの開発, “18 回日本ロボット学会学術講演会予稿集”, Vol.18, No.3, (2000), pp.1155-1156
- (6) 藪下英典, 平田泰久, 小菅一弘, パワーアシスト自転車の走行抵抗可変型制御, “日本機械学会論文集 (C)”, 69(680), (2003), pp.1031-1036
- (7) 藤江正克, 自立歩行システム, “計測と制御”, Vol.40, No.5, (2001), pp.384-387
- (8) 西坂晋, 北川秀夫, 三好孝典, 寺嶋一彦, 全方向移動電動車椅子における介助者用パワーアシストシステムの構築, “ロボティクス・メカトロニクス'03 講演会論文集”, (2003), 2P2-2F-D2
- (9) 中村久, 運搬用パワーアシストシステムの開発, “システムインテグレーション部門学術講演会'01 講演論文集”, (2001), pp.515-516
- (10) Y.Yamada, H.Konosu, T.Morizono, Y.Umetani, *Proposal of Skill-Assist: A system of Assisting Human Workers by Reflecting Their Skill in Positing Tasks*, “Proc. IEEE Int Conf. Systems”, Man and Cybernetics, (1999), pp.IV11-IV16
- (11) P Akella, *Cobots for the automobile assembly line*, “Proc. IEEE Int Conf. Rob. Autom.”, (1999), pp.728-733
- (12) Kemin Zhou, John C.Doyle, Keith Glover, *Robust and Optimal Control*, Prentice Hall, (1995), pp.112-113
- (13) Olof Astrand, Kaare Rodahl, オストランド運動生理学, 大修館書店, (1976), pp.204-235