

РОБАСТНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ХОДОВОЙ ТЕЛЕЖКОЙ ОДНОБАЛОЧНОГО МОСТОВОГО КРАНА ПРИ ДЕЙСТВИИ НЕСОГЛАСОВАННЫХ ВОЗМУЩЕНИЙ И ПРИ НЕПОЛНЫХ ИЗМЕРЕНИЯХ

Антипов А. С.¹, Ткачева О. С.²
(ФГБУН Институт проблем управления
им. В.А. Трапезникова РАН, Москва)

Рассматривается проблема управления электромеханической системой – ходовой тележкой однобалочного мостового крана (механическая подсистема) с учетом редуцированной динамики двигателя постоянного тока (электрическая подсистема). Объект функционирует в условиях недостатка управлений, действия параметрических и внешних возмущений, неполных измерений. При этом возмущения, действующие на механическую подсистему, являются несогласованными. Для безопасного переноса груза в указанных условиях предложены ряд решений. Сформирована эталонная траектория тележки с интегралом от угловой координаты. Наличие интегральной части приводит к демпфированию колебаний груза. Показано, что эта часть также позволяет подавить несогласованные ветровые возмущения. Для отслеживания сформированной траектории разработана процедура блочного синтеза сигмовидных фиктивных управлений в механической подсистеме и истинного разрывного управления в электрической подсистеме. Гладкие и ограниченные сигмовидные функции обеспечивают подавление несогласованных возмущений. Эти функции реализуемы в исполнительном устройстве и не приводят к его сильному износу, который происходит при формировании разрывных фиктивных управлений. Для информационной поддержки закона управления разработан динамический дифференциатор с сигмовидным корректирующим воздействием, предоставляющим оценку скорости по измерению ошибки слежения с любой заданной точностью. Предложенное решение позволит отказаться от датчика скорости тележки и избежать всплесков оценочных сигналов. Представлены результаты численного моделирования замкнутых систем с разрывными и сигмовидными фиктивными управлениями. Они продемонстрировали эффективность разработанного подхода.

Ключевые слова: ходовая тележка мостового крана, несогласованные возмущения, параметрическая неопределенность, робастное управление, сигмовидная функция, динамический дифференциатор.

¹ Алексей Семенович Антипов, к.т.н., с.н.с. (scholess18@mail.ru).

² Ольга Сергеевна Ткачева, м.н.с. (tkolga17@gmail.com).

1. Введение

Использование однобалочных мостовых кранов существенно упрощает работы по погрузке и разгрузке объектов в различных промышленных областях. Конструкция таких кранов включает ходовую тележку, к которой на стержне крепится груз. При этом тележка способна перемещаться по рельсам с помощью движущей силы, создаваемой исполнительным устройством. Для данного объекта основная задача заключается в транспортировке груза в желаемое положение за заданное время. Кроме того, важно снизить амплитуду колебаний груза как в ходе его переноса, так и по достижении желаемого положения, поскольку сильные колебания могут привести к повреждениям окружающих конструкций и рабочего персонала, а также к появлению значимых ошибок позиционирования.

Помимо разгона и торможения тележки источниками колебаний груза являются параметрические и внешние возмущения, в качестве которых, в частности, могут рассматриваться сила сухого трения и ветер. При этом математическая модель объекта отличается нелинейностью и недостатком управляющих воздействий. Кроме того, измеряются, как правило, не все переменные состояния. Таким образом, актуальной проблемой является разработка робастных законов управления, учитывающих указанные особенности и обеспечивающих снижение амплитуды колебаний груза и их демпфирование.

Методы управления ходовой тележкой можно разделить на методы без обратной связи [6, 14] и с обратной связью [2, 5, 9, 12, 13, 15, 19, 21]. Первая группа методов основана на модификации входного сигнала. Он преобразуется так, чтобы выходная переменная изменялась желаемым образом с подавлением колебаний. Среди методов второй группы выделяют, в частности, методы оптимального управления [2, 12, 13], адаптивного управления [5, 15, 21], управления на скользящих режимах [9, 19, 20]. При этом методы, основанные на модификации входного сигнала, и методы оптимального управления чувствительны к параметрическим и внешним возмущениям. Методы адаптивного управления позволяют получать оценки неиз-

вестных параметров и внешних возмущений в реальном времени с последующей компенсацией неопределенностей. Однако это приводит к повышению динамического порядка замкнутой системы и к увеличению вычислительных затрат на реализацию алгоритмов. Эффективным инструментом для подавления возмущений является организация скользящих режимов. Отметим, что в большинстве работ по управлению ходовой тележкой исследователи не учитывают динамику исполнительного устройства. В качестве управления они рассматривают движущую силу. Однако формирование разрывных сил нежелательно на практике, поскольку приводит к более быстрому износу исполнительного устройства. Чтобы избежать этой проблемы, в [9, 19] в разделах, описывающих результаты натуральных экспериментов, функцию знака заменяют ее непрерывными аналогами. Однако не всегда приводятся строгие математические доказательства сходимости замкнутых систем после проведения таких замен [19]. Кроме того, во многих работах предполагается гладкость возмущений [20]. На практике это не всегда справедливо, поскольку на систему действуют негладкие силы сухого трения.

В ряде работ рассматривалась тележка мостового крана с неполным комплектом датчиков. Для оценивания неизмеряемых переменных состояния применялись наблюдатели состояния с глубокой линейной обратной связью [18] или наблюдатели на скользящих режимах [11]. Однако в первом случае могут возникать всплески оценочных сигналов, а во втором – «чаттеринг» (паразитные колебания, которые ухудшают качество оценивания), для уменьшения которого исследователи повышают порядок скользящих режимов [17].

Научная новизна и основной вклад предлагаемой работы состоит в том, чтобы восполнить указанные недостаточно изученные моменты. Так, в данной работе учитывается редуцированная динамика исполнительного устройства – двигателя постоянного тока (ДПТ). Математическая модель объекта описывается в разделе 2 и включает механическую и электрическую подсистемы. Допустимыми внешними возмущениями, действующими на механическую подсистему, в общем случае являются

негладкие функции. При учете динамики ДПТ они становятся несогласованными с управлением, находящимся в электрической подсистеме, и не могут быть подавлены или скомпенсированы непосредственно за счет управления. Для демпфирования колебаний груза и подавления ветровых возмущений предлагается ввести в задающее воздействие интеграл от угловой координаты [21]. Ставятся следующие задачи:

1) в предположении наличия всех измерений, синтезировать базовый закон разрывного управления, реализуемый в электрической подсистеме и обеспечивающий отслеживание задающего воздействия с некоторой точностью;

2) в предположении наличия измерений только угловой координаты, движущей силы и ошибки слежения, разработать динамический дифференциатор для оценивания производной ошибки слежения с любой заданной точностью.

В постановках обеих задачах полагается, что все параметры объекта и внешние возмущения неизвестны. Имеются только диапазоны их изменения, при этом не ставится задача идентификации. Кроме того, динамический дифференциатор не должен приводить к всплескам оценочных сигналов. Построенный дифференциатор обеспечит информационную поддержку разрывного закона управления в условиях неполного комплекта датчиков. В разделах 3–4 представлено комплексное решение указанных задач с использованием в каждой из них гладких и ограниченных сигмовидных функций [1, 3]. В разделе 5 приведены результаты численного моделирования.

В отличие от прошлых работ авторов [1, 7, 8], связанных с управлением ходовой тележкой транспортировочного крана, в данной работе рассмотрена более адекватная математическая модель объекта: учтены динамика ДПТ и действие на систему несогласованных ветровых возмущений. С учетом данных особенностей разработан новый закон управления с формированием истинного разрывного управления в электрической подсистеме и сигмовидных фиктивных управлений в механической. Кроме того, по сравнению с [1] в данной работе предложено строить наблюдатель-дифференциатор на основе преобразован-

ной системы в невязках, что снижает вычислительную сложность регулятора.

2. Описание математической модели объекта управления.

Схема ходовой тележки представлена на рис. 1.

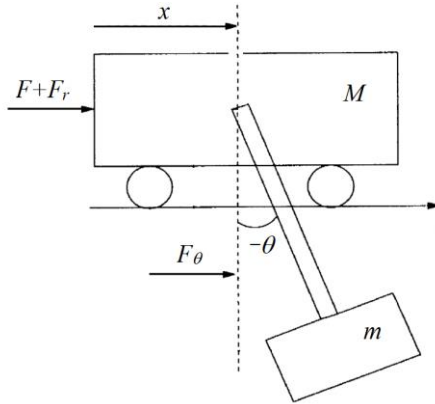


Рис. 1. Схема ходовой тележки

Математическая модель объекта управления описывается системой дифференциальных уравнений пятого порядка [16]:

$$(1) \quad \dot{q}_1 = q_2, \dot{q}_2 = I^{-1}(q_1)[v - C(q_1, q_2)q_2 - G(q_1) + \eta(t)],$$

$$(2) \quad \dot{F} = -aF - c\dot{x} + bu.$$

где уравнения (1) соответствуют динамике механической подсистемы. Здесь $q_1 = (x, \theta)$ – вектор положений; x – горизонтальное перемещение тележки; θ – угол отклонения стержня с грузом от вертикальной оси, $|\theta| < \pi/2$; $q_2 = (\dot{x}, \dot{\theta})$ – вектор скоростей; $v = (F, 0)^T$ – вектор известных сил, F – движущая сила, создаваемая ДПТ; $\eta = (F_r, F_\theta)^T$ – вектор неизвестных сил, которые будем рассматривать как внешние несогласованные возмущения, действующие на механическую подсистему. При этом $F_r(t)$ – возмущения, которые могут включать неучтенные

в модели силы, в частности, силу сухого трения; $F_{\alpha}(t)$ – возмущения, включающие, в частности, силу ветра.

Матрицы в механической подсистеме (1) имеют вид:

$$I(q) = \begin{pmatrix} M + m & -ml \cos \theta \\ -ml \cos \theta & ml^2 \end{pmatrix}, C(q_1, q_2) = \begin{pmatrix} 0 & ml \dot{\theta} \sin \theta \\ 0 & 0 \end{pmatrix},$$

$$G(q_1) = \frac{\partial P(q_1)}{\partial q_1} = \begin{pmatrix} 0 \\ m \bar{g} l \sin \theta \end{pmatrix}, P = m \bar{g} l (1 - \cos \theta) \geq 0.$$

Здесь $I(q_1)$ – нелинейная симметричная матрица инерции; $C(q_1, q_2)$ – матрица кориолисовых сил; $G(q_1)$ – вектор гравитационных сил; P – потенциальная энергия; M – масса тележки; m – масса груза; l – длина стержня; $\bar{g} = 9,81$ – ускорение свободного падения.

Уравнение (2) соответствует редуцированной динамике ДПТ с жестким типом сочленений [16], где $a = R/L$, $b = r \cdot K_r / (L r_p)$, $c = K_b \cdot K_r \cdot r^2 / (L r_p^2)$ – положительные конструктивные коэффициенты; r – передаточное число; r_p – радиус шкива; R – сопротивление якоря ДПТ; L – индуктивность якоря ДПТ; K_b , K_r – коэффициенты пропорциональности. Управлением u является напряжение питания якорной цепи ДПТ.

Для объекта (1)–(2) выдвигаются следующие предположения:

- 1) груз является точечной массой;
- 2) масса, жесткость стержня, а также трение, возникающее при колебаниях, не учитываются (в силу их малости);

3) матрица $0,5 \dot{I}(q_1) - C(q_1, q_2)$ является кососимметрической, т.е.

$$(3) \quad \forall x \in R^{2 \times 1} \quad x^T (0,5 \dot{I}(q_1) - C(q_1, q_2)) x = 0;$$

4) параметры m , M , l , a , b , c неизвестны, в процессе функционирования объекта они могут изменяться в известных диапазонах, например:

$$(4) \quad 0 < a_{\min} \leq a(t) \leq a_{\max}, t \geq 0;$$

5) внешние возмущения $F_r(t)$ и $F_{\theta}(t)$ в общем случае являются кусочно-гладкими функциями, они неизвестны, но ограничены известными константами по модулю:

$$(5) \quad |F_r(t)| \leq \bar{F}_r, |F_\theta(t)| \leq \bar{F}_\theta, t \geq 0, \\ \bar{F}_r = \text{const} > 0, \bar{F}_\theta = \text{const} > 0;$$

6) ветровые возмущения $F_\theta(t)$ имеют импульсный характер;

7) измерениям доступны переменные x, θ, F , при этом шумы измерений отсутствуют.

Предельная мощность ДПТ определяет конструктивные ограничения на максимальное значение управления u и, следовательно, на движущую силу F , ускорение \ddot{x} и скорость \dot{x} тележки:

$$(6) \quad |u(t)| \leq U, |F(t)| \leq \bar{F}, |\ddot{x}(t)| < X_2(\bar{F}), |\dot{x}(t)| < X_1, t \geq 0, \\ U, \bar{F}, X_1, X_2 = \text{const}, \bar{F} > \bar{F}_r.$$

Предлагается ввести эталонную траекторию тележки, состоящую из двух слагаемых:

$$(7) \quad g(t) = x_d - \gamma \int_0^t \theta(\tau) d\tau, \gamma = \text{const} > 0.$$

Первое из них $x_d \neq x(0) = \text{const}$ – заданное конечное положение, в которое требуется переместить груз. Второе слагаемое содержит интеграл от угловой координаты и предназначено для демпфирования колебаний стержня с грузом [21]. Гипотеза исследования состоит в том, что интегральная часть в (7) позволит не только демпфировать колебания [21], но и подавить несогласованные ветровые возмущения $F_\theta(t)$.

Таким образом, требуется синтезировать закон управления u в форме динамической обратной связи, обеспечивающий отслеживание положением тележки $x(t)$ заданной траектории $g(t)$ (7) инвариантно по отношению к допустимым несогласованным возмущениям (5) со стабилизацией линейной и угловой скоростей:

$$(8) \quad |x(t) - g(t)| \leq \Delta_{11}, |\dot{x}(t) - \dot{g}(t)| \leq \Delta_{21}, x(T) \approx x_d,$$

$$(9) \quad |\dot{\theta}(t)| \leq \Delta_{22},$$

где T – время переноса груза, величины $\Delta_{11}, \Delta_{21}, \Delta_{22}$ определяют точность позиционирования. В следующем разделе представлено решение этой проблемы.

3. Синтез закона управления

Для отслеживания заданной траектории (7) инвариантно по отношению к несогласованным возмущениям воспользуемся свойством пассивности системы [15] и блочным подходом [3]. Согласно данному подходу часть переменных состояния можно трактовать как фиктивные управления. Тогда возмущения, действующие по одним каналам с фиктивными управлениями, будут согласованы с ними. Кроме того, задача синтеза закона управления разобьется на несколько более простых – элементарных подзадач синтеза фиктивных управлений, за счет которых можно воздействовать на возмущения. В механической подсистеме в качестве фиктивных управлений рассмотрим скорость тележки \dot{x} и движущую силу F . Требуется выбрать желаемые фиктивные управления так, чтобы обеспечить (8). При этом они должны быть приняты из класса гладких и ограниченных функций, чтобы, во-первых, фиктивные управления могли быть реализованы в исполнительном устройстве. Во-вторых, важно не допустить сильного перерегулирования переменных состояния, поскольку имеются конструктивные ограничения (6). Исходя из этих целей желаемые фиктивные управления предлагается выбрать в виде гладких и ограниченных сигма-функций [1]:

$$(10) \quad (\dot{x})^* = \dot{g} - m_1 \sigma(k_1 e_{11}), \quad F^* = -m_2 \sigma(k_2 e_{21}),$$

$$(11) \quad m_i \sigma(k_i e_{i1}) = m_i \frac{1 - \exp(-k_i e_{i1})}{1 + \exp(-k_i e_{i1})}, \quad m_i, k_i = \text{const} > 0, \quad i = 1, 2,$$

где ошибка слежения e_{11} и невязки между реальными и желаемыми фиктивными управлениями $e_{21} = \dot{x} - (\dot{x})^*$, $e_{31} = F - F^*$ имеют вид

$$\begin{aligned} e_1 &= (e_{11}, e_{12})^T = (x - g, \theta)^T, \\ (12) \quad e_2 &= (e_{21}, e_{22})^T = (\dot{x} - \dot{g} + m_1 \sigma(k_1 e_{11}), \dot{\theta})^T, \\ e_{31} &= F + m_2 \sigma(k_2 e_{21}). \end{aligned}$$

Сигмовидная обратная связь (10)–(11) имеет два настраиваемых параметра: амплитуду m_i , в большей степени влияющую

на время сходимости переменных, и большой коэффициент k_i , в большей степени влияющий на точность стабилизации, $i = 1, 2$.

Сформированная сила F^* (10) является задающим воздействием в электрической подсистеме. Его отслеживание и стабилизация соответствующей невязки e_{31} (12) достигается за счет синтеза истинного разрывного управления:

$$(13) \quad \begin{aligned} u &= -m_3 \text{sign}(e_{31}), \quad m_3 = \text{const} > 0, \\ e_{31} &= F + m_2 \sigma(k_2(\dot{x} - \dot{g} + m_1 \sigma(k_1(x - g))). \end{aligned}$$

Использование разрывных управлений естественно именно в электрических устройствах, функционирующих в ключевом режиме. При этом еще раз отметим, что нежелательно применять разрывные функции в качестве фиктивных управлений в механической подсистеме.

Таким образом, с учетом (12) приходим к следующей замкнутой системе (1)–(2):

$$(14) \quad \begin{aligned} \dot{e}_1 &= e_2 - (m_{11} \sigma(k_1 e_{11}), 0)^T, \\ \dot{e}_2 &= I^{-1}[(e_{31} - m_2 \sigma(k_2 e_{21}), 0)^T - C(e_2 + (\dot{g} - m_1 \sigma(k_1 e_{11}), 0)^T) - \\ &\quad - G + (F_r, F_\theta)^T + I(\Lambda_1 - \ddot{g}, 0)^T], \\ \dot{e}_{31} &= -aF - c\dot{x} + \Lambda_2 - bm_3 \text{sign}(e_{31}), \end{aligned}$$

где функции

$$(15) \quad \Lambda_i = \frac{1}{2} m_i k_i (1 - \sigma^2(k_i e_{i1})) \dot{e}_{i1}, \quad i = 1, 2,$$

являются полными производными сигма-функций (11).

Для удобства дальнейшего анализа устойчивости замкнутой системы (14) примем следующие оценки сигма-функции (11) и ее первой производной $\sigma'(k_i e_{i1}) = 0,5(1 - \sigma^2(k_i e_{i1}))$ [1]:

$$(16) \quad \begin{aligned} 0,8 < |\sigma(k_i e_{i1})| < 1, \quad 0 < \sigma'(k_i e_{i1}) < 0,18k_i, \quad |e_{i1}| > 2,2 / k_i; \\ 0,8k_i |e_{i1}| / 2,2 \approx 0,36k_i |e_{i1}| \leq |\sigma(k_i e_{i1})| \leq 0,8, \\ 0,18k_i \leq \sigma'(k_i e_{i1}) \leq \sigma'(0) = 0,5k_i, \quad |e_{i1}| \leq 2,2 / k_i, \quad i = 1, 2. \end{aligned}$$

Выражения (16) получены на основе аппроксимации гладкой сигма-функции негладкой кусочно-линейной sat-функцией. Здесь точки $\sigma(\pm 2,2) \approx \pm 0,8$ являются границами разделения сигма-функции на условно-постоянную и условно-линейную части. Тогда в силу (6), (16) производные (15) ограничены:

$$(17) \quad |\Lambda_1| \leq \bar{\Lambda}_1 = m_1 k_1 X_1, \quad |\Lambda_2| \leq \bar{\Lambda}_2 = \frac{1}{2} m_2 k_2 (2X_2 + \bar{\Lambda}_1).$$

Амплитуды $m_{1,2}$ фиктивных управлений (10) и амплитуда m_3 разрывного управления (13) выбираются так, чтобы гарантировать последовательную сходимость невязок. Так, сначала требуется организовать скользящий режим на линии переключения $e_{31} = 0$, а потом обеспечить сходимость невязок e_{21} , e_{11} в следующие окрестности нуля:

$$(18) \quad |e_{31}| \leq \Delta_{31} \Rightarrow |e_{21}| \leq 2,2/k_2 \leq \bar{\Delta}_{21} \Rightarrow |e_{11}| \leq 2,2/k_1 \leq \Delta_{11},$$

где $\bar{\Delta}_{21} = \Delta_{21} + m_1 \sigma(k_1 \Delta_{11})$, Δ_{31} – ширина пограничного слоя в реальном скользящем режиме, который возникает, когда не все переменные состояния и параметры объекта известны точно и появляются ошибки оценивания. Оценка величины пограничного слоя будет дана в следующем разделе. Выбор больших коэффициентов $k_{1,2}$ определяет точность стабилизации (12). Как следствие, при выполнении (18) будет достигнута цель управления (8).

Для формализации указанных условий на выбор амплитуд m_i , $i = 1, \dots, 3$, обеспечивающих (18), воспользуемся вторым методом Ляпунова. С учетом свойства пассивности системы, введем следующего кандидата на функцию Ляпунова [15], который включает полную энергию системы:

$$V = V_1 + V_2 + V_3 \geq 0,$$

$$V_1 = \frac{1}{2} e_{11}^2, \quad V_2 = \frac{1}{2} e_2^T I(q_1) e_2 + P(q_1), \quad V_3 = \frac{1}{2} e_{31}^2.$$

Составим оценки $\dot{V}_{1,2,3}$ при $|e_{i1}| > 2,2/k_i$, $i = 1, 2$, исходя из «наихудшего» изменения возмущений (5) и с учетом (3), (16), (17) и $\dot{P} = e_2^T G$ [15]:

$$(19) \quad \begin{aligned} \dot{V}_1 &= e_{11} (e_{21} - m_1 \sigma(k_1 e_{11})) \leq |e_{11}| (|e_{21}| - 0,8m_1), \\ \dot{V}_2 &= e_{21} [e_{31} - m_2 \sigma(k_2 e_{21}) + F_r + (m + M)(\Lambda_1 + \gamma\dot{\theta}) + \\ &+ \dot{\theta} [F_\theta + ml \cos(\theta)(-\Lambda_1 - \gamma\dot{\theta})] \leq |e_{21}| [|e_{31}| - 0,8m_2 + \\ &+ \bar{F}_r + (m + M) \times (\bar{\Lambda}_1 + \gamma|\dot{\theta})] + |\dot{\theta}| [\bar{F}_\theta + ml(\bar{\Lambda}_1 - \gamma|\dot{\theta})], \\ \dot{V}_3 &= e_{31} [-aF - c\dot{x} + \Lambda_2 - bm_3 \text{sign}(e_{31})] \leq |e_{31}| [a\bar{F} + cX_1 + \\ &+ \bar{\Lambda}_2 - bm_3]. \end{aligned}$$

Тогда в силу «наихудшего» изменения параметров объекта (4) выбор амплитуд из условий

$$\begin{aligned}
 & (a_{\max} \bar{F} + c_{\max} X_1 + m_2 k_2 (X_2 + 0,5 m_1 k_1 X_1)) / b_{\min} < \\
 & < m_3 \leq U \Rightarrow |e_{31}| \leq \Delta_{31}; \\
 (20) \quad & (\bar{F}_\theta / (m_{\min} l_{\min}) + \bar{\Lambda}_1) / \Delta_{22} < \gamma \Rightarrow |\dot{\theta}| \leq \Delta_{22}; \\
 & 1,25(\Delta_3 + \bar{F}_r + 2(m_{\max} + M_{\max})\gamma\Delta_{22}) < m_2 < \bar{F} \Rightarrow \\
 & \Rightarrow |e_{21}| \leq 2,2 / k_2; \\
 & 2,75 / k_2 < m_1 \Rightarrow |e_{11}| \leq 2,2 / k_1.
 \end{aligned}$$

приведет к выполнению неравенств $\dot{V}_{3,2,1} < 0$, (19) и, следовательно, к выполнению (18) и (8) с учетом ограничений (6) при всех вариациях неизвестных параметров объекта и возмущений (4), (5). Отметим, что выбор параметра γ согласно (20) также обеспечивает подавление ветровых возмущений и стабилизацию угловой скорости (9).

В силу априорных предположений (6) неравенства (20) имеют непустое множество решений. Из них итерационно находят допустимые значения параметров обратной связи. Максимально возможные значения k_1 , k_2 , γ зависят от конструктивных ограничений (6) и определяют достижимую точность стабилизации $|e_{11}| = |x - g| \leq \Delta_{11}$, $|e_{21}| \leq \bar{\Delta}_{21} \Rightarrow |\dot{x} - \dot{g}| \leq \Delta_{21}$, (8), $|\dot{\theta}| \leq \Delta_{22}$, (9) в установившемся режиме.

Таким образом, $V = V_1 + V_2 + V_3$ является функцией Ляпунова для системы (14). Цель управления (8)–(9) достигнута.

В следующем разделе будет рассмотрена проблема синтеза динамического дифференциатора для информационной поддержки системы управления, когда нет полного комплекта датчиков.

4. Синтез динамического дифференциатора

Обратная связь (13) замыкается по невязке $e_{31} = F + m_2 \sigma(k_2 e_{21}(x, g, \dot{x}, \dot{g}))$. Покажем, что по измерениям $x(t)$, $\theta(t)$ и вычислениям $g(t, \theta)$ (1) имеется возможность восстановить

сигнал $e_{21}(t)$ без измерений $\dot{x}(t)$. Отметим, что для получения оценки $\dot{x}(t)$ по измерениям $x(t)$ без шума целесообразно использовать алгоритмы численного дифференцирования на основе вычисления конечных разностей. При наличии шума измерений эти алгоритмы дополняются фильтрами нижних частот. Однако данное решение приводит к появлению запаздывания в системе, возбуждению помех и накоплению ошибок с ростом порядка оцениваемой производной. Поэтому для повышения пригодности системы управления к практической реализации (в условиях, когда будет присутствовать шум измерений) предлагается использовать другой подход к дифференцированию, основанный на динамических моделях сигналов.

Для получения оценки $e_{21}(t)$ построим динамический дифференциатор первого порядка как копию виртуального уравнения $\dot{e}_{11} = e_{21} - m_1\sigma(k_1e_{11})$ в виде

$$(21) \quad \dot{z} = -m_1\sigma(k_1e_{11}) + v,$$

где z – переменная состояния; $v = m_0\sigma(k_0\varepsilon)$ – сигмовидное корректирующее воздействие вида (11) с параметрами $m_0, k_0 = \text{const} > 0$, $\varepsilon = e_{11} - z$ – невязка. В силу $e_{11}(t) = x(t) - g(t)$ сигнал $\varepsilon(t)$ известен.

Для настройки параметров дифференциатора (21) составим виртуальную систему

$$(22) \quad \dot{\varepsilon} = e_{21} - v, \ddot{\varepsilon} = \dot{e}_{21} - 0,5m_0k_0(1 - \sigma^2(k_0\varepsilon))\dot{\varepsilon},$$

где e_{21} (12) и $\dot{e}_{21}(t)$ трактуются как внешние ограниченные возмущения: $|\dot{e}_{21}(t)| \leq 2X_2 + m_1k_1X_1$.

$$(23) \quad |e_{21}(t)| \leq 2X_1 + m_1,$$

Задача синтеза заключается в том, чтобы обеспечить стабилизацию системы (23):

$$(24) \quad \begin{aligned} |\varepsilon(t)| \leq 2, 2/k_0 \leq \Delta_{01}, |\dot{\varepsilon}(t)| = |e_{21}(t) - v(t)| \leq \Delta_{02} \Rightarrow \\ \Rightarrow v(t) \approx e_{21}(t), t \geq t_0, 0 < t_0 \ll T, \Delta_{01} < \Delta_{02}. \end{aligned}$$

Отметим, что в задаче оценивания (24) можно обеспечить любую заданную точность Δ_{02} в отличие от задачи слежения (8)–(9).

Установим $z(0) = e_{11}(0)$, тогда $\varepsilon(0) = 0 < \Delta_{01}$. Первое неравенство (24) будет выполнено при всех $t \geq 0$ если амплитуда

корректирующего воздействия будет удовлетворять условиям, аналогичным (19)–(20), а именно:

$$(25) \quad \begin{aligned} 0,8m_0 > (2X_1 + m_1) &\Leftrightarrow m_0 > 1,25(2X_1 + m_1) \Rightarrow \\ \Rightarrow \varepsilon \dot{\varepsilon} = \varepsilon(e_{21} - v) &\leq |\varepsilon|(2X_1 + m_1 - 0,8m_0) < 0. \end{aligned}$$

Неравенство для выбора второго параметра k_0 , обеспечивающего заданную точность оценивания (24), получим из достаточных условий устойчивости системы (22) при $|\varepsilon(t)| \leq 2,2/k_0$ с учетом (16), (23):

$$\begin{aligned} \varepsilon \dot{\varepsilon} &= \varepsilon(e_{21} - m_0 \sigma(k_0 \varepsilon)) \leq |\varepsilon|(2X_1 + m_1 - 0,36m_0 k_0 |\varepsilon|) < 0, \\ \dot{\varepsilon} \ddot{\varepsilon} &= \dot{\varepsilon}(\dot{e}_{21} - 0,5m_0 k_0 (1 - \sigma^2(k_0 \varepsilon)) \dot{\varepsilon}) \leq \\ &\leq |\dot{\varepsilon}|(2X_2 + m_1 k_1 X_1 - 0,18m_0 k_0 |\dot{\varepsilon}|) < 0. \end{aligned}$$

Эти неравенства и, следовательно, оба неравенства (24) будут выполнены, если

$$(26) \quad k_0 > \max \left\{ \frac{2,2}{\Delta_{01}} \cdot \frac{2X_1 + m_1}{0,8m_0}; \frac{5,56(2X_2 + m_1 k_1 X_1)}{m_0 \Delta_{02}} \right\}.$$

Таким образом, корректирующее воздействие дифференциатора (21) с параметрами (25), (26) предоставляет искомую оценку $v(t) = e_{21} \pm \Delta_{02}$, $t \geq t_0$. При этом вместо базового закона управления (13) используется закон, формируемый из следующих сигналов:

$$(27) \quad u = -m_3 \text{sign}(\hat{e}_{31}), \hat{e}_{31}(t) = F(t) + m_2 \sigma(k_2 v(t)).$$

В замкнутой системе (1)–(2) с динамической обратной связью (21), (27), ошибки оценивания приводят к появлению в скользящем режиме пограничного слоя $|\hat{e}_{31} - e_{31}| \leq \Delta_{31}$. Оценим его величину с учетом первого приближения $\sigma(kx) \sim 0,5kx$, $x \rightarrow 0$:

$$|\hat{e}_{31} - e_{31}| = m_2 |\sigma(k_2 v) - \sigma(k_2 e_{21})| \leq 0,5m_2 k_2 \Delta_{02} \leq \Delta_{31}.$$

Данное выражение нужно принять во внимание при задании величины ошибки оценивания Δ_{02} (24).

Заметим, что для систем с неопределенным входом для оценивания неопределенностей динамический порядок наблюдателей состояния (или дифференциаторов) обычно увеличивается за счет уравнивания, имитирующего динамику неопределен-

ного входа [17]. Особенность дифференциатора (21) состоит в том, что он имеет первый порядок (дифференциальное уравнение для неопределенного входа (22) вводится только для анализа устойчивости) и его корректирующее воздействие восстанавливает неизвестную невязку $e_{21}(x, g, \dot{x}, \dot{g})$. Это позволяет избежать проведения замен переменных для формирования невязки $e_{21}(x, g, \dot{x}, \dot{g})$, что снижает вычислительную сложность алгоритма. Использование для корректирующего воздействия гладкой и ограниченной сигма-функции обеспечивает высокое качество оценивания, не дает всплесков в начале переходного процесса и в отличие от редуцированных наблюдателей Луенбергера [10] не требует знания параметров модели объекта (1).

5. Результаты численного моделирования

Для проверки работоспособности и эффективности разработанных алгоритмов было проведено численное моделирование в MATLAB-Simulink. Для интегрирования применялся метод Эйлера с постоянным шагом $5 \cdot 10^{-4}$ [с]. Были известны следующие диапазоны изменения параметров объекта (1)–(2):

$$3,3 \leq M \leq 3,6 \text{ [кг]}; 2 \leq m \leq 3 \text{ [кг]}; 0,7 \leq l \leq 1,1 \text{ [м]};$$

$$(28) \quad 80 \leq a \leq 180 \text{ [Гц]}, 200,5 \leq b \leq 365,5 \text{ [Н/(В} \cdot \text{с)]},$$

$$878,9 \leq c \leq 1882 \text{ [Н/м]};$$

Границы в конструктивных ограничениях (6) имели вид:

$$U = 60 \text{ [В]}, \bar{F} = 55 \text{ [Н]}, X_2 = 15 \text{ [м/с}^2\text{]}, X_1 = 0,45 \text{ [м/с]}.$$

Внешним возмущением, действующим на тележку, полагалась сила сухого трения [15]:

$$F_r(t) = -f_{r0} \tanh(\dot{x} / \varphi) + k_r |\dot{x}| \dot{x} \text{ [Н]},$$

где $f_{r0} = 50 \text{ [Н]}$, $\varphi = 0,1$, $k_r = -0,05 \text{ [кг/м]}$.

Ветровое возмущение моделировалось в виде импульсного воздействия:

$$F_\theta(t) = \begin{cases} 0, & t < 15,2, \\ -1, & 15,2 \leq t \leq 15,3, \text{ [Н]} \\ 0, & t > 15,3. \end{cases}$$

В описанных условиях требовалось переместить тележку с грузом из нулевого начального положения в заданное $x_d = 1,5$ [м]. Коэффициенты регулятора (13) были выбраны с учетом (20) исходя из «наихудшего» изменения параметров объекта и возмущений:

$$(29) \quad m_1 = 14 \text{ [м/с]}, \quad m_2 = 50 \text{ [Н]}, \quad m_3 = 60 \text{ [В]}, \quad k_1 = 1, \quad k_2 = 1.$$

Проведено несколько серий численных экспериментов с одинаковыми коэффициентами регулятора (29), но с разными параметрами объекта (28), внешними возмущениями и задающими воздействиями.

В первой серии экспериментов 1–3 не учитывалась динамика ДПТ, и в качестве управления рассматривалась движущая сила F . Для сравнительного анализа в эксперименте 1 использовалось управление на скользящих режимах (СР):

$$(30) \quad \begin{aligned} F &= -k_p \xi - k_{\text{sgn}} \text{sign}(\xi) \text{ [Н]}, \\ \xi &= \lambda_1 (x - \chi + \lambda_2 \theta) + \dot{x} - \dot{g} + \lambda_2 \dot{\theta}, \\ \lambda_1 &= 1 \text{ [Гц]}, \quad \lambda_2 = 5 \text{ [м]}, \quad k_p = 30 \text{ [с} \cdot \text{Н/м]}, \quad k_{\text{sgn}} = 28 \text{ [Н]}. \end{aligned}$$

В эксперименте 2 использовался разработанный метод управления

$$F = -m_2 \sigma(k_2 (\dot{x} - \dot{g} + m_1 \sigma(k_1 (x - g)))) \text{ [Н]}.$$

Для объективности сравнения результатов экспериментов 1–2 коэффициенты регулятора (29) подбирались так, чтобы обеспечить сопоставимое время регулирования. В этих экспериментах задающее воздействие было константой $g = 1,5$ [м] и полагалось, что измеряются все переменные состояния, необходимые для управления. В эксперименте 3 задающее воздействие также было константой $g = 1,5$ [м], но в этом эксперименте использовалась динамическая обратная связь $F = -m_2 \sigma(k_2 \nu)$, формируемая на основе корректирующего воздействия дифференциатора (21). Оно предоставляло оценку e_{21} по измерениям x , θ и F . На основе заданной точности оценивания $\Delta_{02} = 0,02$ [м/с] и с учетом (25), (26) были приняты следующие коэффициенты дифференциатора:

$$m_0 = 20 \text{ [м/с]}, \quad k_0 = 150.$$

В экспериментах 1–3 при моделировании использовались следующие значения параметров объекта (1)–(2) из промежуточных диапазонов (28):

$$(31) \quad \begin{aligned} M &= 2,5 \text{ [кг]}, \quad m = 3,5 \text{ [кг]}, \quad l = 0,9 \text{ [м]}, \\ a &= 130 \text{ [Гц]}, \quad b = 262,5 \text{ [Н/(В·с)]}, \quad c = 378,13 \text{ [Н/м]}. \end{aligned}$$

На рис. 2 показан график положения тележки $x(t)$ (рис. 2а) и график угла отклонения стержня от вертикальной оси $\theta(t)$ (рис. 2б) для экспериментов 1–2. На рис. 3 представлен график скорости тележки $\dot{x}(t)$ (рис. 3а) и график движущей силы $F(t)$ (рис. 3б) для экспериментов 1–2. Аналогичные графики для эксперимента 3 не показаны, поскольку они идентичны графикам для эксперимента 2. На рис. 4 представлен график ошибки оценивания $e_{21}(t) - v(t)$ для эксперимента 3.

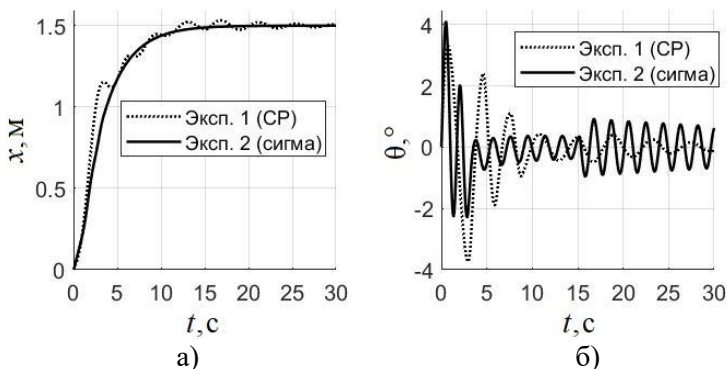


Рис. 2. Эксперименты 1–2: графики а) $x(t)$ и б) $\theta(t)$

В таблице 1 для всех экспериментов представлены следующие значения показателей качества регулирования: время регулирования t_1 [с]: $|e_{11}(t)| \leq 0,04$, $t \geq t_1$; максимальный угол отклонения стержня от вертикальной оси θ_{\max} [°]: $\theta_{\max} \geq \theta(t)$, $t \geq 0$; величина ошибки слежения e_{11} в установившемся режиме Δ_{11} [м]; максимальное значение движущей силы F_{\max} [Н]: $F_{\max} \geq |F(t)|$, $t \geq 0$; время затухания колебаний t_d [с]: $|\theta(t)| \leq 0,2^\circ$, $t \geq t_d$.

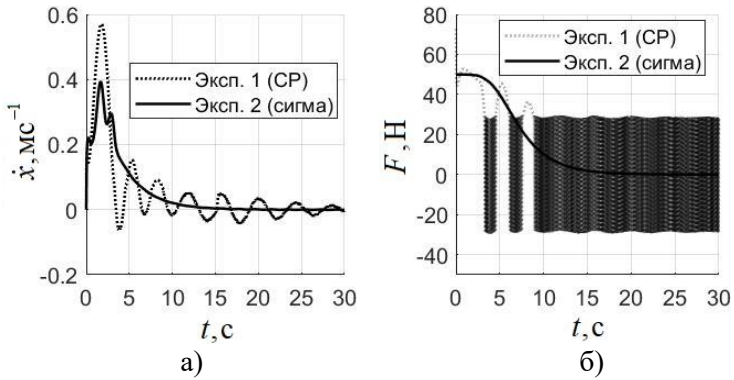


Рис. 3. Эксперименты 1–2: графики а) $\dot{x}(t)$ и б) $F(t)$

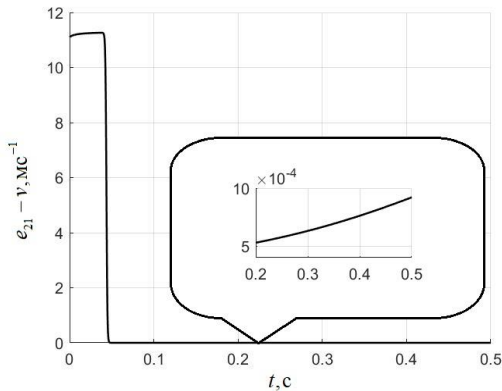


Рис. 4. Эксперимент 3: график $e_{21}(t) - v(t)$

Таблица 1. Значения показателей качества регулирования

Показатель \ Номер эксперимента	1	2	3
$t_1, с$	11,41	11,31	11,31
$\theta_{max}, ^\circ$	3,74	4,11	4,11
Δ_{11}, M	$1,15 \times 10^{-4}$	$4,12 \times 10^{-5}$	$4,11 \times 10^{-5}$
$q_{21max}, M/с$	0,57	0,39	0,39
F_{max}, H	73	49,99	50
$t_d, с$	25,48	82,54	82,54

Из рис. 2–3 и таблицы 1 следует, что тележка перемещает груз в заданное положение во всех экспериментах.

В эксперименте 1 с управлением на скользящих режимах благодаря вводу угловой координаты и ее производной в закон управления удалось обеспечить более быстрое затухание колебаний и меньшее значение t_d (в 3,24 раз) по сравнению с экспериментом 2 [с] сигмовидными функциями, где для управления использовались только положение и скорость тележки. Однако в результате скорость тележки $q_{21,\max}$ и движущая сила F возросли в 1,46 раз. Ухудшилась точность отслеживания (в 2,79 раз). Значения остальных показателей качества в экспериментах 1 и 2 сопоставимы. Кроме того, отметим наличие «чаттеринга» (паразитных колебаний в установившемся режиме) (см. рис. 3б), характерного для систем с разрывными управлениями.

Из рис. 4 следует, что заданная точность оценивания $e_{21}(t)$ с помощью корректирующего воздействия $v(t)$ дифференциатора (21) достигается менее чем за 0,1 [с]. Как следствие, высокое качество оценивания привело к тому, что показатели, достигаемые для замкнутой системы с динамической обратной связью, практически идентичны полученным для замкнутой системы со статической обратной связью (таблица 1).

Во второй серии экспериментов 4–7 при моделировании учитывалась динамика ДПТ (2). Была реализована замкнутая система с динамической обратной связью (1)–(2), (27). При этом положение тележки отслеживало траекторию (7) с интегральной составляющей. В эксперименте 4 в эталонной траектории было принято $\gamma = 0$ (интегральная составляющая отсутствовала, как и в экспериментах 1–3), а в экспериментах 5–7 было выбрано значение $\gamma = 5$.

В экспериментах 4–5 были использованы значения параметров объекта управления (31), как и в экспериментах 1–3. Для проверки робастности разработанного подхода в экспериментах 6–7 были приняты другие значения параметров. В эксперименте 6 они соответствовали нижним границам (28), и в эксперименте 7 – верхним. При этом в экспериментах 6–7 задавались другие ветровые возмущения в виде пилообразной периодической функции $F_\theta(t) = 0,02t - 0,01$ [Н] с главным периодом 1 [с].

Еще раз отметим, что коэффициенты разработанного регулятора оставались одинаковыми (29) во всех экспериментах 2–7.

На рис. 5 и 6 показаны те же графики, что и на рис. 2 для экспериментов 4, 5, и 6, 7 соответственно.

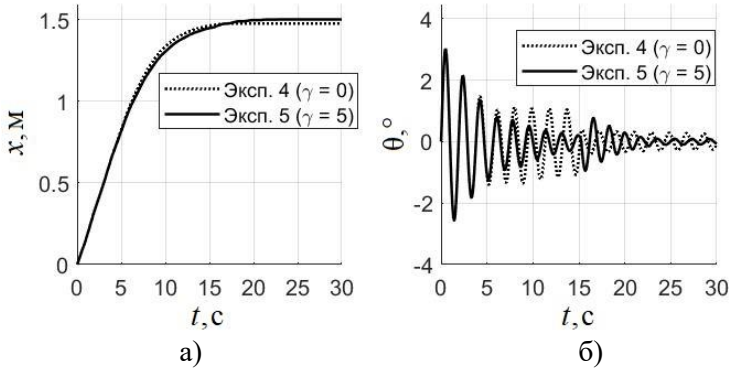


Рис. 5. Эксперименты 4–5: графики а) $x(t)$ и б) $\theta(t)$

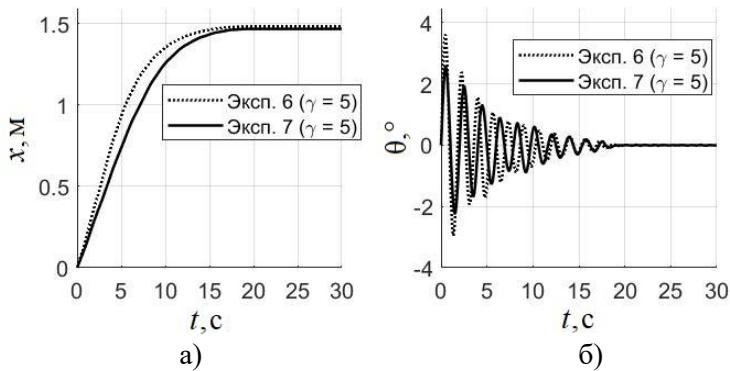


Рис. 6. Эксперименты 6–7: графики а) $\dot{x}(t)$ и б) $F(t)$

В таблице 2 представлены значения тех же показателей качества регулирования, что и в таблице 1.

Таблица 2. Значения показателей качества регулирования

Показатель\Номер эксперимента	4	5	6	7
t_1 , с	14,65	18,11	14,10	17,26
θ_{\max} , °	3,02	3,02	3,61	2,57
Δ_{11} , м	0,02	0,02	0,02	0,03
$q_{21\max}$, м/с	0,19	0,19	0,22	0,16
F_{\max} , Н	50	50	50	50
t_d , с	39,15	21,01	15,04	16,75

Из таблиц 1 и 2 следует, что учет динамики ДПТ в эксперименте 4 привел к ухудшению точности позиционирования и увеличению времени регулирования (на 3,34 [с]) по сравнению с экспериментом 3, где она не учитывалась. Наличие интеграла от угловой координаты в задающем воздействии обеспечило подавление ветровых возмущений и более быстрое затухание колебаний в эксперименте 5 по сравнению с экспериментом 4, где не было интегральной составляющей (значение t_d меньше в 1,86 раз). Однако это привело к увеличению времени регулирования на 3,46 [с]. На практике при выборе значения γ должен быть найден компромисс, удовлетворяющий технологическим требованиям на допустимое время затухания колебаний и время регулирования. Значения остальных показателей качества в экспериментах 4 и 5 сопоставимы.

Из рис. 6 следует, что регулятор остается робастным, когда значения параметров объекта находятся в допустимых диапазонах (28). Таким образом, результаты экспериментов 5–7 подтвердили теоретические выкладки и продемонстрировали эффективность разработанного подхода.

6. Заключение

Цель работы состояла в создании системы управления ходовой тележкой мостового крана, обеспечивающей демпфирование колебаний груза и учитывающей особенности объекта: недостаток управлений, действие несогласованных возмущений

на механическую подсистему, неполные измерения. Цель была достигнута за счет разработки блочного синтеза сигмовидных фиктивных управлений, реализуемых в исполнительном устройстве и позволяющих подавить несогласованные возмущения. Кроме того, предложены эффективные методы планирования траектории тележки и методы наблюдения, обеспечивающие информационную поддержку системы управления. Предложенные методы не требуют идентификации неизвестных параметров и возмущений, что снижает вычислительную сложность алгоритмов. Они применимы к классу систем, где допускается негладкость возмущений.

Дальнейшим развитием работы может быть учет динамики длины стержня, когда происходит не только горизонтальное перемещение груза, но и его поднятие или опускание на желаемую высоту. Кроме того, целесообразно исследование работоспособности алгоритмов при наличии шумов в измерениях.

Литература

1. АНТИПОВ А.С., КРАСНОВА С.А. *Система стабилизации положения тележки крана с использованием сигмоидальной функции* // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2019. – Т. 20, №10. – С. 609–614.
2. КАБАНОВ С.А., НИКУЛИН Е.Н., ЯКУШЕВ Б.Э., ЯКУШЕВА Д.Б. *Оптимальное управление перемещением груза мостовым краном* // Приборостроение. – 2011. – №5. – С. 56–65.
3. КОКУНЬКО Ю.Г., КРАСНОВА С.А. *Два подхода к синтезу инвариантной системы слежения для беспилотного летательного аппарата* // Управление большими системами. – 2020. – №85. – С.113–142.
4. КРАСНОВА С.А., УТКИН В.А., УТКИН А.В. *Блочный подход к анализу и синтезу инвариантных нелинейных систем слежения* // Автоматика и телемеханика. – 2017. – №12. – С. 26–53.
5. КРУГЛОВ С.П., КОВЫРШИН С.В., АКСАМЕНТОВ Д.Н. *Адаптивное управление двухмаятниковым подвесом мо-*

- стового крана // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2022. – Т. 23, №9. – С. 451–461.
6. ALGHANIM K., MOHAMMED A., ANDANI M. *An input shaping control scheme with application on overhead cranes* // Int. Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation. – 2019. – Vol. 20, Iss. 5. – P. 561–573.
 7. ANTIPOV A.S., KRASNOVA S.A. *Using of Sigmoid Functions in the Control System of the Overhead Crane* // Proc. of the 16th Int. Conf. on Stability and Oscillations of Nonlinear Control Systems (Pyatnitskiy's Conference). – Moscow: IEEE, 2022. – P. 1–4
 8. ANTIPOV A.S., KRASNOVA S.A., PIVNEVA S.V. *Trajectory Planning of Crane Trolley for Smooth Payload Transportation* // Proc. of the 15th Int. Conf. Management of Large-Scale System Development (MLSD). – Moscow: IEEE, 2022. – P. 1–5.
 9. CAO X., WANG Z., ZHANG X. *Precise Locating Control for a Polar Crane Based on Sliding Mode Active Disturbance Rejection Control and Quadratic Programming Algorithm* // Machines. – 2021. – Vol. 9, No. 2. – P. 1–21.
 10. CRISTOFARO A., DE LUCA A. *Reduced-Order Observer Design for Robot Manipulators* // IEEE Control Systems Letters. – 2022. – Vol. 7. – P. 520–525.
 11. HUAN X. et al. *Sliding Mode Observation and Control for Overhead Cranes with Varying Rope Length* // China Automation Congress (CAC–2021). – 2021. – P. 4578–4583.
 12. JAFARI J., GHAZAL M., NAZEMIZADEH M. *A LQR Optimal Method to Control the Position of an Overhead Crane* // Int. Journal of Robotics and Automation. – 2014. – Vol.3, No. 4. – P. 252–258.
 13. JOLEVSKI D., BEGO O. *Model predictive control of gantry/bridge crane with anti-sway algorithm* // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2015. – Vol. 29. – P. 827–834.
 14. LA V.D., NGUYEN K.T. *Combination of input shaping and radial spring-damper to reduce tridirectional vibration of crane payload* // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2019. – Vol. 116. – P. 310–321.

15. MA B., FANG Y., ZHANG X. *Adaptive Tracking Control for an Overhead Crane System* // Proc. of the 17th IFAC World Congress. Seoul, July, 2008. – 2008. – P. 12194–12199.
16. MOHAMED K.T., ABDEL-RAZAK M.H., HARAZ E.H., ATA A.A. *Fine tuning of a PID controller with inlet derivative filter using Pareto solution for gantry crane systems* // AEJ - Alexandria Engineering Journal. – 2021. – Vol. 61, No. 9. – P. 6659–6673.
17. SHEHU M.A., AI-JUN LI, TIAN H. *Modified Higher-Order Sliding Mode Observer-Based Super-Twisting Controller for Perturbed Overhead Cranes* // Chinese Automation Congress (CAC–2019), Hangzhou, China. – 2019. – P. 255–260.
18. SHI L., CUI S., LI X., ZHANG Y. *Sliding Mode Control of Overhead Crane Based on High Gain Observer* // IEEE 5th Advanced Information Management, Communicates, Electronic and Automation Control Conference (IMCEC–2022), Chongqing, China. – 2022. – P. 1–4.
19. XU R., ZHOU M. *Sliding mode control with sigmoid function for the motion tracking control of the piezo-actuated stages* // Electron. Lett. – 2017. – Vol. 53, No. 2. – P. 75–77.
20. XI Z., HESKETH T. *Discrete time integral sliding mode control for overhead crane with uncertainties* // IET Control Theory & Applications. – 2010. – Vol. 4, Iss. 10. – P. 2071–2081.
21. ZHANG M., MA X., SONG R., RONG X., TIAN G., TIAN X., LI Y. *Adaptive Proportional-Derivative Sliding Mode Control Law With improved Transient Performance for Underactuated Overhead Crane Systems* // IEEE CAA J. Autom. Sin. – 2018. – Vol. 5, No. 3. – P. 683–690.

ROBUST CONTROL OF THE TROLLEY OF A SINGLE GIRDER OVERHEAD CRANE UNDER THE ACTION OF UNMATCHED PERTURBATIONS AND INCOMPLETE MEASUREMENT

Aleksey Antipov, V.A. Trapeznikov Institute of Control Sciences of RAS, Moscow, Cand.Sc., Senior Researcher (scholess18@mail.ru).

Olga Tkacheva, V.A. Trapeznikov Institute of Control Sciences of RAS, Moscow, Junior Researcher (tkolga17@gmail.com).

Abstract: We considered the problem of controlling an electromechanical system, which is a single-girder overhead crane trolley (mechanical subsystem) with the reduced dynamics of a DC motor (electrical subsystem). The plant operates under conditions of lack of controls, the action of parametric and external perturbations, and incomplete measurements. In this case, the perturbations acting on the mechanical subsystem are unmatched. For safe transfer of payload in these conditions, a number of solutions have been proposed. A reference trolley trajectory with an integral of the angular coordinate has been formed. The presence of the integral part leads to the damping of payload oscillations. It is shown that this part also makes it possible to suppress unmatched wind perturbations. To track the generated trajectory, a procedure for block synthesis of sigmoid fictitious controls in the mechanical subsystem and true discontinuous control in the electrical subsystem has been developed. Smooth and bounded sigmoid functions provide suppression of unmatched perturbations. These functions are implemented in the actuator and do not lead to its strong wear, which occurs during the formation of discontinuous fictitious controls. For information support of the control law, a dynamic differentiator with a sigmoid corrective action has been developed, which provides an estimate of the speed by measuring the tracking error with any given accuracy. The proposed solution will make it possible to abandon the trolley speed sensor and avoid jumps in evaluation signals. The results of numerical simulation of closed-loop systems with discontinuous and sigmoid fictitious controls are presented. They demonstrated the effectiveness of the developed approach.

Keywords: overhead crane's trolley, unmatched perturbations, parametric uncertainty, robust control, sigmoid function, dynamic differentiator.

УДК 62 – 503.54

ББК 39.9

DOI: 10.25728/ubs.2023.105.3

*Статья представлена к публикации
членом редакционной коллегии П.С. Щербаковым.*

Поступила в редакцию 26.07.2023.

Опубликована 30.09.2023.