

УДК 62-52:621.87

ЭФФЕКТИВНЫЕ АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ

А.С. ШМАРЛОВСКИЙ

Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники
П. Бровка, 6, Минск, 220013, Беларусь

Поступила в редакцию 16 августа 2011

Получены математические модели подъемно-транспортных механизмов. Составлены их структурные схемы и получены их передаточные функции. Проанализированы современные алгоритмы управления. Представлены оригинальные алгоритмы управления. Приведены результаты анализа эффективности алгоритмов управления.

Ключевые слова: подъемно-транспортные механизмы, алгоритмы управления, подавление колебаний, подъемные краны.

Введение

Высокая точность позиционирования (без раскачивания) необходима при монтаже технологического оборудования (турбины и генераторы электростанций, розлив жидкого металла на металлургических комбинатах, монтаж технологического оборудования на анкерные болты и т.д.). Кроме того, повышение точности перемещения грузов (контейнеров) актуально при загрузке/разгрузке судов, а также при работе современных контейнерных терминалов, поскольку значительно уменьшается время погрузки и разгрузки контейнеров. Достижимое повышение производительности влечет за собой снижение энергозатрат. Реализация алгоритмов и методов, предотвращающих раскачивание груза при его перемещении, позволяет существенно повысить точность позиционирования полезного груза, сокращает время этих процессов, значительно повышает безопасность работы подъемно-транспортных механизмов и ведет к снижению потребления электроэнергии, с другой стороны снижаются требования к квалификации операторов грузоподъемных механизмов. Таким образом, разработка алгоритмов управления, позволяющих перенести «интеллект» обученного персонала на системы управления, является актуальной задачей.

Математическое описание подъемно-транспортных механизмов

Подъемно-транспортные механизмы применяются практически во всех областях промышленности. Для транспортировки грузов на заводах, на строительных площадках, складах и в портах широко используются подъемные краны. Подъемные краны различаются по конфигурации рабочей зоны, виду перемещаемых грузов и точности позиционирования. В зависимости от требований по данным характеристикам существуют различные типы конструкций кранов [1, 2]. Подвижная часть подъемного крана представляет собой двухмассовую систему маятникового типа, состоящую из тележки и гибкого подвеса рабочего органа с грузом (см. рис. 1).

Математическое описание этой системы без учета рассеяния приведено в [2]. Для получения математической модели системы, представленной на рис. 1 (на рисунке приняты другие обозначения по сравнению с [2]), сделаем следующие допущения:

- все массы и моменты инерции в системе являются постоянными величинами;

- систему можно описать в виде механической системы с сосредоточенными параметрами (массу груза m можно представить в виде сосредоточенной массы, а системы перемещения тележки и подъема/опускания груза можно описать эквивалентными массами: M и m_l соответственно);

- всеми моментами инерции в системе, кроме момента инерции груза J , можно пренебречь;

- трос, связывающий тележку и груз, является невесомым, нерастяжимым и безынерционным (по крайней мере, эти параметры настолько малы, что ими можно пренебречь);

- диссипативные свойства системы можно описать вязким трением отдельно по каждой координате, при этом силы трения пропорциональны соответствующим скоростям;

- за исключением сил, возникающих из-за потерь, на систему действуют только две неконсервативные силы F_x и F_l , появляющиеся за счет внешних источников энергии.

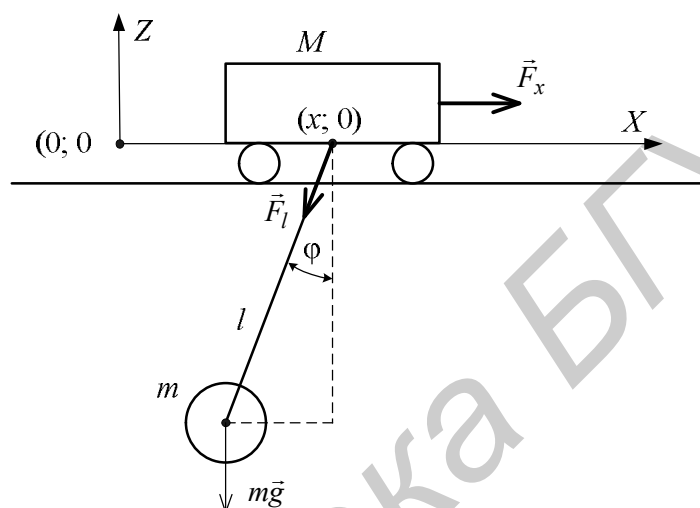


Рис. 1. Подъемно-транспортный механизм с тремя степенями свободы: l – длина троса; M – масса тележки; m – масса груза; φ – угол отклонения груза; x – расстояние от центра системы координат до точки подвеса груза; F_x – сила, прикладываемая к тележке в направлении оси X ; F_l – сила, действующая на трос с грузом со стороны электропривода подъема в направлении l

Радиус-векторы тележки и груза в соответствии с рис. 1

$$\vec{r}_M = \{x; 0\}, \quad (1)$$

$$\vec{r}_m = \{x - l \sin \varphi; -l \cos \varphi\}. \quad (2)$$

Полная кинетическая энергия T и полная потенциальная энергия V системы

$$T = \frac{m}{2} \dot{\vec{r}}_m \cdot \dot{\vec{r}}_m + \frac{M}{2} \dot{\vec{r}}_M \cdot \dot{\vec{r}}_M + \frac{m_L}{2} \dot{l}^2 + \frac{J}{2} \dot{\varphi}^2, \quad (3)$$

$$V = -mgl \cos \varphi. \quad (4)$$

В соответствии с принятыми выше допущениями модель подъемно-транспортного механизма имеет три степени свободы (одна степень свободы тележки и две степени свободы груза) и может быть описана вектором обобщенных координат $q \in R^3$, в качестве которого примем

$$\bar{q} = [x \quad \varphi \quad l]^T. \quad (5)$$

Тогда вектор неконсервативных сил, появляющихся в системе за счет внешних источников энергии,

$$\bar{F} = [F_x \quad 0 \quad F_l]^T. \quad (6)$$

Для учета рассеяния введем функцию потерь

$$\Phi = \sum_{i=1}^3 \frac{1}{2} \cdot D_i \cdot \dot{q}_i^2, \quad (7)$$

где D_i – коэффициент трения, $D_i = \text{const}$.

Для получения уравнений движения воспользуемся уравнениями Эйлера–Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = F_i, \quad i = \overline{1,3}, \quad (8)$$

где $L = T - V$ – функция Лагранжа (лагранжиан) для рассматриваемой системы.

Подставляя выражения (1) и (2) в формулу (3), с учетом (4) получим следующее выражение для функции Лагранжа:

$$L = \frac{1}{2}(m + M)\dot{x}^2 + \frac{1}{2}(m + m_l)\dot{l}^2 + \frac{1}{2}(ml^2 + J)\dot{\varphi}^2 - m\dot{x}(l \sin \varphi + l\dot{\varphi} \cos \varphi) + mgl \cos \varphi. \quad (9)$$

Подставляя лагранжиан (9) и выражения (5)–(7) в уравнения (8) и выполняя дифференцирование, получим систему трех нелинейных уравнений второго порядка

$$\begin{cases} (m + M)\ddot{x} - ml\ddot{\varphi} \cos \varphi + ml\dot{\varphi}^2 \sin \varphi - m\ddot{l} \sin \varphi - 2m\dot{l}\dot{\varphi} \cos \varphi = F_x - D_x \dot{x}, \\ (ml^2 + J)\ddot{\varphi} + 2ml\dot{\varphi} - m\dot{x} \cos \varphi + mgl \sin \varphi = -D_\varphi \dot{\varphi}, \\ (m + m_l)\ddot{l} - m\dot{x} \sin \varphi - ml\dot{\varphi}^2 - mg \cos \varphi = F_l - D_l \dot{l}. \end{cases} \quad (10)$$

Данная система уравнений полностью описывает динамику рассматриваемой системы, однако является сложной для реализации законов управления в реальном масштабе времени. Для ее упрощения примем дополнительные допущения. Во многих подъемно-транспортных механизмах изменение длины троса подвеса груза происходит медленно, а поэтому l можно считать не отдельной переменной, а переменным параметром, при этом $\ddot{l} \approx 0$, $\dot{l} \approx 0$. Для линеаризации получившихся уравнений предположим, что угол отклонения груза φ и его производные малы, а поэтому $\dot{\varphi}^2 \approx 0$, $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1$. Пренебрегая моментом инерции груза (считаем, что $ml^2 \gg J$) и вводя новые обозначения $b_x = D_x$; $b_\varphi = D_\varphi/ml$, получим

$$\begin{cases} \ddot{x} = \frac{1}{m + M}(F_x - b_x \dot{x} + ml\ddot{\varphi}), \\ \ddot{\varphi} = \frac{1}{l}(\ddot{x} - g\varphi - b_\varphi \dot{\varphi}). \end{cases} \quad (11)$$

Линеаризованная структурная схема подъемно-транспортного механизма, полученная в соответствии с уравнениями (11), представлена на рис. 2,а.

Систему уравнений (11) можно переписать следующим образом:

$$\begin{cases} \ddot{x} = \frac{1}{M}(F_x - b_x \dot{x} - mb_\varphi \dot{\varphi} - mg\varphi), \\ \ddot{\varphi} = \frac{1}{l}(\ddot{x} - g\varphi - b_\varphi \dot{\varphi}). \end{cases} \quad (12)$$

Структурная схема в соответствии с уравнениями (12) изображена на рис. 2,б.

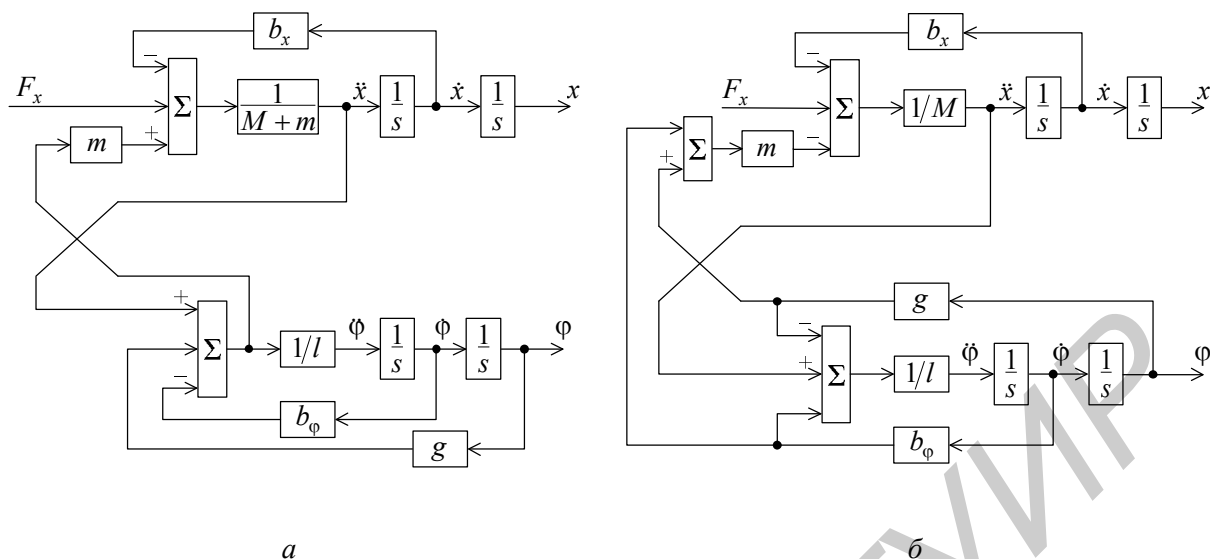


Рис. 2. Структурные схемы подъемно-транспортного механизма:
 а – в соответствии с уравнениями (11); б – в соответствии с уравнениями (12)

Если в модели нет необходимости получать сигналы скоростей изменения положения тележки и угла отклонения груза, данную структурную схему можно упростить (см. рис. 3).

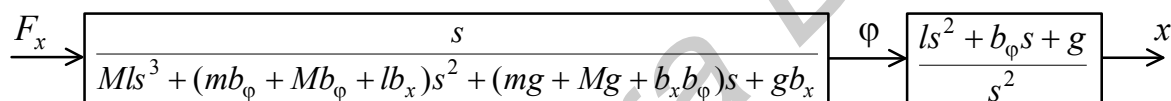


Рис. 3. Линеаризованная структурная схема подъемно-транспортного механизма

Пренебрегая диссипативными силами вязкого трения, получим следующие структурные схемы:

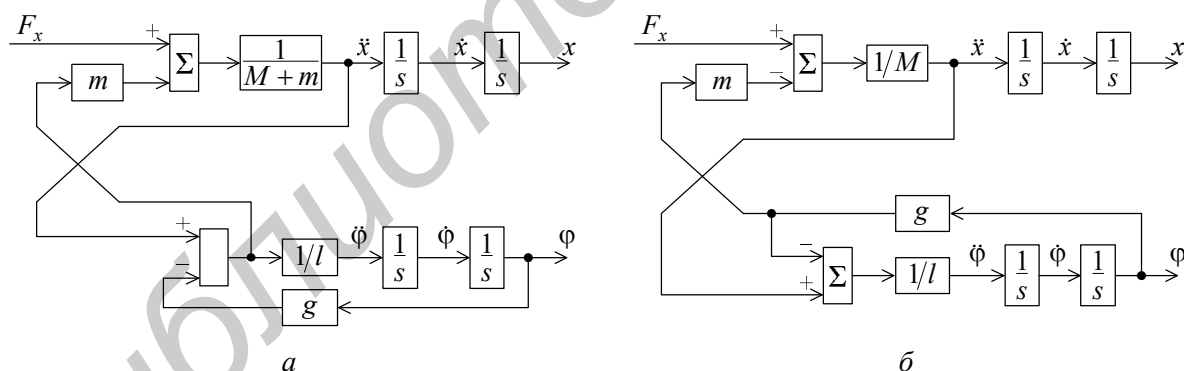


Рис. 4. Структурные схемы подъемно-транспортного механизма:
 а – в соответствии с уравнениями (11); б – в соответствии с уравнениями (12)

Частота собственных колебаний линеаризованной системы (рис. 4) определяется по формуле

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{l} \cdot \left(1 + \frac{m}{M}\right)}.$$

Однако эта формула справедлива только при нулевых начальных условиях. Если же начальный угол отклонения груза φ_0 не равен нулю, при условии $m \ll M$ период колебаний

$$T = 4 \sqrt{\frac{l}{g}} \cdot \int_0^{\varphi_0} \frac{d\varphi}{\sqrt{2(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}} = 4 \sqrt{\frac{l}{g}} \cdot K(\varphi_0),$$

где $K(\varphi_0)$ – эллиптический интеграл первого рода, численное значение которого может быть определено в соответствии с приближенным выражением $K(\varphi_0) \approx 1 + \frac{1}{16}\varphi_0^2$, а значит, чем больше начальный угол отклонения груза, тем больше период колебаний.

Математические модели подъемно-транспортных механизмов до пяти степеней свободы (по одной степени свободы перемещения тележки и моста и три степени свободы перемещения груза) приведены в [2]. Упрощенная математическая модель поворотного крана представлена в [3].

Алгоритмы управления

Алгоритмы управления подъемно-транспортными механизмами обычно являются многозадачными. Они должны быть быстродействующими, точными и робастными. Груз должен быть перемещен с максимально возможной скоростью, во время транспортировки необходимо минимизировать колебания груза и полностью их нейтрализовать или уменьшить до допустимого уровня в месте остановки. Также должны быть учтены возможные изменения параметров системы, такие как вес груза и расстояние до его центра масс. При разработке алгоритмов управления должны учитываться и вопросы практической реализации: реальные ограничения мощности управляющего воздействия, максимально допустимые ускорения, скорости и др. Для исключения возможности столкновений с препятствиями груз не должен выходить во время перемещения за пределы заданного коридора.

Система управления процессом перемещения груза может быть как разомкнутой, так и замкнутой. Замкнутая по углу отклонения груза система управления позволяет гасить все колебания груза, в том числе от ветровых и других возмущений, но подразумевает установку специальных измерительных или оценивающих устройств. Разомкнутое управление предотвращает возбуждение колебаний путем установки в цепь разомкнутого управления формирующего фильтра, настроенного на частоту колебаний груза. Формирующий фильтр в принципе не может гасить колебания, он позволяет лишь уменьшить эффект их возбуждения в процессе управления, никаких дополнительных датчиков при этом не требуется [3]. Разомкнутое управление характеризуется большей чувствительностью к изменениям параметров объекта управления и возмущениям.

Информацию о положении и скорости тележки в случае замкнутого управления получают обычно из системы управления электроприводом тележки. Сложнее получить информацию об угле отклонения груза. Можно использовать датчик технического зрения, однако недостатками видеосистемы являются сложность обслуживания и высокая стоимость [4]. В [2] предлагается использовать методику, основанную на измерении электромагнитного вращающего момента и угловой скорости двигателя тележки и применении наблюдателя динамической нагрузки. Эта методика позволяет оценить угол отклонения груза по доступной из электропривода информации и не требует применения дорогостоящих и технически сложных датчиков.

Существуют различные способы реализации замкнутого управления. В [5] и [6] рассматривается возможность использования ПД- и ПИД-регуляторов как для позиционирования тележки, так и для подавления колебаний груза. Однако наличие ограничений на управляющий сигнал, изменение параметров объекта управления в широких пределах и необходимость учета множества противоречивых факторов приводит к сложности практической реализации данного подхода. Как известно, для управления сложными процессами, когда не существует простой математической модели, можно использовать системы с нечетким управлением. В [4] описано применение аппарата нечеткой логики как к системе управления положением тележки, так и к системе подавления колебаний груза. Система управления с нечеткой логикой позволяет учесть множество факторов, не требует значительных вычислительных ресурсов, однако не является оптимальной. К тому же для ее реализации обычно требуются сигналы угла отклонения груза и его производной, что на практике не всегда осуществимо.

Наибольшее распространение для реализации разомкнутого управления подъемно-транспортными механизмами получили *shaping*-алгоритмы, которые по качественным показателям

телям значительно превосходят стандартные фильтры [7, 3]. Суть shaping-алгоритмов заключается в формировании управляющего сигнала путем свертки задающего воздействия с последовательностью импульсов в виде дельта-функций Дирака. Количество импульсов, период их следования и амплитуда каждого из них определяют эффективность конкретного алгоритма. Недостатками этого метода являются сложность учета ограничений электроприводов по ускорению, а также дискретный характер формирования управляющего сигнала, что приводит к необходимости применения ограничителей и задатчиков интенсивности, снижающих качественные показатели shaping-фильтров.

Для расчета разомкнутой системы управления можно задаться желаемым законом изменения выходных координат крана и пересчитать их во входные координаты. Такой пересчет является решением обратной задачи динамики математической модели подъемно-транспортного механизма и может рассматриваться как универсальная основа для вычисления сигнала формирующего фильтра [3]. Решение обратной задачи динамики в общем виде является весьма сложным, поэтому для вычисления сигнала управления предлагается использовать систему, структурная схема которой представлена на рис. 5. Данная система может быть как разомкнутой, так и замкнутой. Если сигнал ϕ обратной связи недоступен, система работает без блока адаптации с использованием линеаризованной модели объекта управления (рис. 2) и регуляторов в цепи обратной связи и реализует режекторный фильтр, настроенный на частоту колебаний груза. Такая схема позволяет решать обратную задачу динамики в реальном масштабе времени с помощью рекурсивного фильтра. Если же имеется возможность получить сигнал угла отклонения груза (возможно, даже зашумленный), то применение блока адаптации позволит улучшить качество управления.

Регулятор быстрогодействия имеет один настроечный коэффициент

$$k_{\text{б}} = \frac{\Omega_{\text{жел}}}{\Omega_{\text{ОУ}}},$$

где $\Omega_{\text{жел}}$ – желаемая частота системы управления; $\Omega_{\text{ОУ}}$ – собственная частота колебаний груза объекта управления (расчетная величина).

При $k_{\text{б}} > 1$ регулятор ускоряет процессы в системе (если это возможно с текущими настройками ограничителя), при $k_{\text{б}} < 1$ процессы в системе замедляются, при $k_{\text{б}} = 1$ регулятор не оказывает никакого воздействия на систему.

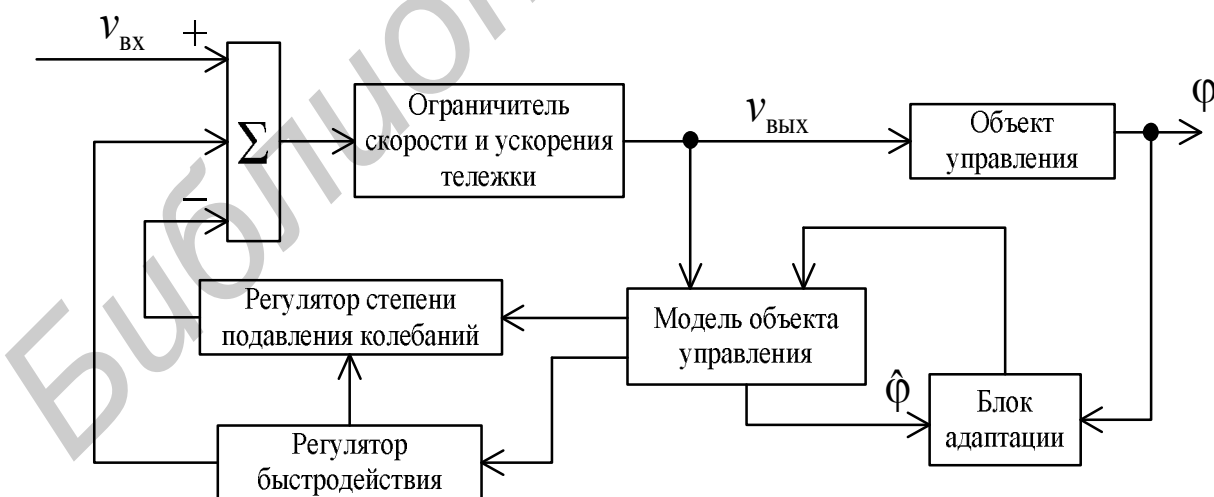


Рис. 5. Структурная схема системы управления

Анализ эффективности алгоритмов управления

Основными параметрами, характеризующими качество алгоритмов управления, являются степень подавления колебаний груза, время, в течение которого амплитуда колебаний груза уменьшится до заданного значения, и робастность. Анализ осуществлялся с использова-

нием нелинейной математической модели подъемно-транспортного механизма в соответствии с системой уравнений (10) с учетом ограничений скорости и ускорения тележки. Поскольку реальная длина подвеса l (расстояние до центра масс груза), как и коэффициент демпфирования ξ , зависящий от характеристик груза, обычно неизвестны, робастность исследовалась по отношению к изменениям l и ξ . Методика исследований аналогична описанной в [8]. Результаты исследований представлены на рис. 6. На приведенных графиках отображены результаты серии экспериментов, в которых исследовалось влияние вариаций l и ξ на степень подавления колебаний груза V , % (отношение амплитуды остаточных колебаний в системе, в которой был применен исследуемый алгоритм управления, к амплитуде остаточных колебаний в той же системе без преобразования входного сигнала) и длительность переходного процесса t , о.е. (1 о.е. соответствует собственному периоду колебаний груза). На рисунках изображено семейство линий, каждая из которых соответствует некоторому коэффициенту демпфирования из диапазона 10...500 % от его реальной величины.

Сравнивая степень подавления (см. рис. 6,а,в,г) и быстродействие (рис. 6,д,ж,и) алгоритмов с различным значением k_{δ} , можно сделать вывод, что с увеличением k_{δ} длительность переходного процесса уменьшается, однако это приводит к ухудшению робастности (система становится более чувствительной к изменениям длины подвеса и коэффициента демпфирования). И наоборот, с уменьшением k_{δ} робастность улучшается (рис. 6,в), однако это приводит к ухудшению быстродействия (рис. 6,ж).

Несмотря на использование линеаризованной модели объекта управления, алгоритмы показывают хорошие результаты в условиях информационной (параметрической) неопределенности. Существенное влияние на качественные показатели в рассматриваемой системе оказывает отклонение фактической длины подвеса от ее расчетной величины, изменение коэффициента демпфирования также влияет на степень подавления колебаний и длительность переходного процесса, однако изменение демпфирования в широких пределах не столь чувствительно для системы. Изменение длительности переходного процесса с резким ее увеличением с некоторого критического значения $l_{кр}$ имеет схожий характер для всех алгоритмов (рис. 6,д-к) и отличается конкретным значением $l_{кр}$.

Если сравнить работу системы управления в соответствии со структурной схемой рис. 5 с $k_{\delta} = 1$ (рис. 6,а и д) и ZV-shaper (рис. 6,б и е), то можно сделать вывод, что эти алгоритмы дают похожий результат по степени подавления колебаний в условиях неучтенных изменений l и ξ , однако ZV-shaper немного уступает по быстродействию. Более быстрый UM-ZV-shaper также проигрывает по длительности переходного процесса алгоритму с $k_{\delta} = 2$ (ср. рис. 6,и и к).

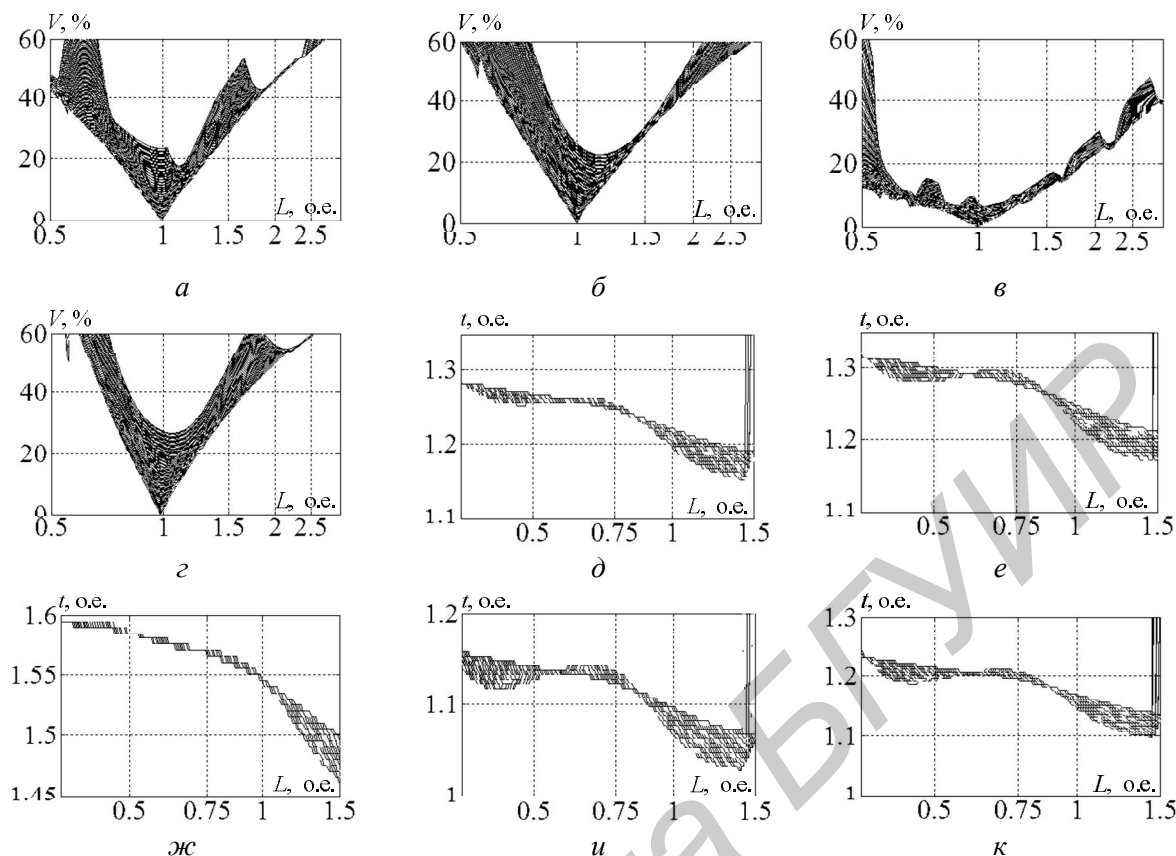


Рис. 6. Характеристики алгоритмов: *a* – алгоритм на основе модели объекта управления, $k_G = 1$; *б* – ZV-shaper; *в* – алгоритм на основе модели объекта управления, $k_G = 0,5$; *г* – алгоритм на основе модели объекта управления, $k_G = 2$; *д* – алгоритм на основе модели объекта управления, $k_G = 1$; *е* – ZV-shaper; *ж* – алгоритм на основе модели объекта управления, $k_G = 0,5$; *и* – алгоритм на основе модели объекта управления, $k_G = 2$; *к* – UM-ZV-shaper;

Заключение

Сравнение shaping-управления с предлагаемым подходом позволяет сделать вывод, что shaping-фильтры не настолько эффективны для формирования управляющего воздействия по сравнению с предлагаемыми алгоритмами. Основным вопросом при реализации системы управления является обеспечение двух противоречивых требований: высокого быстродействия и слабой чувствительности к изменениям параметров объекта управления. Описанный подход построения формирующего фильтра является более гибким и позволяет разработчику системы управления определить, какому из требований и в каком соотношении отдать предпочтение. Наличие же даже зашумленного сигнала угла отклонения груза позволяет использовать ту же структуру системы управления. Зашумленный сигнал при этом обрабатывается фильтром, учитывающим динамику управляемого объекта, и используется для реализации самонастройки системы. Использование ограничителя в структуре системы управления позволяет учесть существующие ограничения и выгодно отличает описанные алгоритмы от shaping-фильтров.

Применение разработанных алгоритмов в подъемных кранах позволяет сократить время погрузочно-разгрузочных операций вследствие исключения времени на успокоение груза, повышает безопасность работы крана при транспортировке грузов вблизи препятствий, снижает утомляемость крановщика вследствие исключения необходимости совершать дополнительные маневры и уделять повышенное внимание для слежения за грузом и, как дополнительный эффект, уменьшает энергопотребление (исключение затрат энергии на образование колебаний и исключение лишних движений при маневрировании).

Предложенный подход может быть использован также и для управления электроприводами скоростных лифтов высотных зданий. У таких лифтов во время ускорения и замедления

возникают продольные колебания кабины ввиду особенностей механической части [9]. Применение описанных алгоритмов позволит за счет подавления колебаний кабины лифта при ее перемещении повысить точность позиционирования на заданном этаже, уменьшить износ силовой части, увеличить комфорт пассажиров при перемещении, а также снизить энергопотребление.

EFFECTIVE CONTROL ALGORITHMS FOR LIFT-AND-CARRY DEVICES

A.S. SHMARLOUSKI

Abstract

Mathematical models for lift-and-carry devices are gained. Their structure charts and transfer functions are constructed. Up-to-date control algorithms are analyzed. Original control algorithms are presented. Performance analysis data of control algorithms is displayed.

Литература

1. Хаджинов М.К., Шмарловский А.С. // Докл. БГУИР. 2009. № 7. С. 38–43.
2. Кузнецов А.П., Марков А.В., Шмарловский А.С. // Докл. БГУИР. 2009. № 8. С. 93–100.
3. Кузнецов А.П., Марков А.В., Хаджинов М.К. и др. // Открытые семантические технологии проектирования интеллектуальных систем. Минск, 2011. С. 493–504.
4. Kim Y.S., Yoshihara H., Fujioka N. et al. // Industry Applications Conference. 2003. Vol. 1. P. 262–269.
5. Ridout A.J. // J. of Electrical and Electronics Engineering. 1989. Vol. 9, №1/2. P. 17–26.
6. Omar H.M. Control of gantry and tower cranes. PhD Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University. Blacksburg, Virginia. 2003.
7. Singer N., Singhose W., Seering W. // European Journal of Control. 1999. №5. P. 208–218.
8. Кузнецов А.П., Марков А.В., Шмарловский А.С. // Докл. БГУИР. 2008. № 4. С. 84–91.
9. Хаджинов М.К., Шмарловский А.С. // Материалы 8-й МНТК. БНТУ. 2010. Т. 1. С. 252.