

На правах рукописи

Мисюрин Сергей Юрьевич

**Математическое моделирование и
выбор параметров механизмов в
комплексе с приводными системами**

Специальность 05.13.18 – Математическое моделирование,
численные методы и комплексы
программ

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора физико-математических наук

Автор

Москва – 2010

Работа выполнена в Национальном исследовательском ядерном университете «МИФИ»

- Научный консультант: - доктор физико-математических наук, профессор Кудряшев Н.А.
- Официальные оппоненты: - доктор физико-математических наук, профессор Михайлов В.Б.
- доктор технических наук, профессор Гогричиани Г.В.
- доктор физико-математических наук, профессор Борисов А.В.
- Ведущая организация - Учреждение Российской академии наук институт радиотехники и электроники им. В.А.Котельникова РАН

Защита диссертации состоится «29» декабря 2010 года в 15 часов 00 мин на заседании диссертационного совета Д212.130.09 в Национальном исследовательском ядерном университете «МИФИ» по адресу: 115409, Москва, Каширское шоссе, д.31.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке НИЯУ «МИФИ»

Автореферат разослан «___» _____ 2010 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор физико-математических
наук, профессор

Леонов А.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время невозможно представить себе современный мир без сложных механических конструкций и робототехнических систем. Основу их составляют механизмы, приводимые в движение различными типами приводов, которые, в свою очередь, совершают движение под управлением, как правило, электронной системы. Это, прежде всего, роботы и манипуляторы, находящиеся в производственном цикле заводов, а также различные узлы станков, автоматических линий, транспортных средств, бытовой техники и др. Одной из основных проблем при разработке этих конструкций является *выбор параметров (параметрический синтез) приводной системы «механизм – привод – управление».*

В научно-технической литературе обычно рассматриваются методы структурного и параметрического синтеза каждой из подсистем в отдельности. При таком подходе невозможно обеспечить высокую степень согласованности между характеристиками отдельных подсистем, например, двигателя и механизма с учетом возможностей управления. В результате возникают ситуации, когда для ликвидации недостатков, вызванных заниженной мощностью двигателя, приходится в значительной степени усложнять алгоритм управления приводом. С другой стороны, завышение мощности двигателя несколько упрощает управление, но ухудшает габаритные, экономические и ценовые показатели привода и т.д. Как правило, структуру, геометрические параметры передаточного механизма и тип двигателя (электрический, гидравлический, пневматический) выбирают предварительно и далее, имея выбранный механизм, переходят к выбору основных параметров двигателя. Структура системы управления выбирается на последней стадии в зависимости от особенностей поставленной задачи. В результате процесс параметрического синтеза сводится к анализу различных комбинаций параметров двигателя и системы управления при фиксированной структуре и параметрах механизма.

В настоящей работе предлагается *метод синтеза сложной робототехнической системы, основанный на математическом моделировании одновременно всех ее подсистем (механизма, привода и системы управления)* с целью учета их взаимодействия друг с другом.

Цель диссертационной работы - разработка комплексного метода моделирования и последующего синтеза сложного приводного устройства, включающего двигатель, механизм передачи движения и систему управления. Метод строится в виде регулярной, частично автоматизированной процедуры поиска оптимального (или близкого к оптимальному) решения задачи параметрического и структурного синтеза приводной системы. На исполнительный орган привода может действовать инерционная и силовая нагрузка; двигатель может быть гидравлическим, пневматическим или электрическим, система управления – цифровая, с развитыми обратными связями.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций, сформулированных в диссертации, обеспечивается сопоставлением их с экспериментальными данными, использованием надежных численных методов и применением современной вычислительной техники, а также широкой апробации результатов исследований среди научной общественности.

Методы исследования. Теоретические исследования проведены на базе фундаментальных положений теоретической механики, теории машин и механизмов и теории гидромеханики. При этом учитывались известные теоретические решения, опыт синтеза и проектирования подобных механизмов, результаты экспериментальных исследований. В работе использовано геометрическое, математическое и компьютерное моделирование. При моделировании процесса позиционирования механизма использовался метод Рунге - Кутты. При исследовании функции положения механизма в окрестности особенности использовался метод многоугольников Ньютона.

Научная новизна работы.

Впервые поставлена и решена задача моделирования и последующего параметрического синтеза сложной динамической системы, состоящей из нескольких взаимосвязанных подсистем: двигатель, механизм, управление. Метод основан на использовании безразмерной математической модели всей системы в целом, составленной из моделей подсистем нарастающей степени сложности. Определены базовые критерии подобия приводной системы. Показано, что в безразмерном пространстве критериев подобия могут быть выделены области их оптимальных значений для системы с учетом заданных векторов ограничений и условий оптимизации. Это дало возможность использовать методы

многопараметрической и многокритериальной оптимизации при поиске параметров всех подсистем привода.

На примере позиционного механизма решается задача оптимизации параметров системы, состоящей из нескольких подсистем, функционирующих в согласованном режиме.

Практическая ценность работы заключается в возможности ее широкого применения для моделирования приводных систем и дальнейшего решения (с использованием полученной модели) разнообразных практических проблем по выбору рациональной структуры и рациональных параметров всех подсистем привода, что подтверждается следующими представленными в работе конкретными процедурами.

- Выбора параметров быстродействующей позиционной системы с гидроприводом и механизмом (с постоянным или переменным передаточным отношением), предназначенной для быстрого и точного перемещения объекта из одного положения в другое; нагрузка - инерционная, силовая или комбинированная. При помощи полученной математической модели численным методом определена минимальная движущая сила двигателя, необходимая для выполнения процесса позиционирования объекта в течение заданного времени. Показана относительно малая чувствительность к отклонениям действительной функции передаточного отношения от типовой функции, выбранной на начальном этапе синтеза, что подтверждает возможность использования на начальных этапах синтеза общей кинематической модели механизма с типовой передаточной функцией.
- Выбора параметров и структуры быстродействующей, высокоточной позиционной системы с пневмоприводом, несущей массовую нагрузку. Для компенсации влияния высокой податливости пневмопривода на динамику и точность позиционирования использована развитая система обратных связей на базе цифровой модели-наблюдателя, что позволило ограничиться одним датчиком положения.
- Практическими рекомендациями по применению цифровой техники для реализации сложной позиционной системы управления, в том числе на базе модели-наблюдателя (оценка необходимого быстродействия, квантование управляющих сигналов по уровню и времени).

В ходе выполнения работы была разработана и внедрена «Методика расчета и анализа процессов движения и управления позиционированием объекта приводом с гидравлическим двигателем (программа gidroprivod)». Акт о внедрении представлен Институтом прикладной физики Российской академии наук (г. Н. Новгород), Нижегородский технический университет и др.

Были предложены алгоритм управления и рациональные параметры передаточного механизма серийных приводов ПСДС-2, ПСДС-4 со струйным пневмодвигателем шаровых кранов, повышающих их надежность работы.

Использование модели–наблюдателя в системе управления пневмоприводом позволило обеспечить натяжение бумажной ленты в печатной машине NUR Expedio 3200 (HP) с относительной погрешностью 0,5%. Предложенным решением была упрощена конструкция и уменьшена ее стоимость.

Основные научные результаты, защищаемые автором.

- Разработана процедура решения обратной задачи механики – определения структуры и параметров динамической приводной системы по заданным базовым критериям и ограничениям переходного процесса.
- Построена рациональная система динамических моделей привода и его подсистем. Доказана эффективность принятого пространства критериев подобия и алгоритма поиска решения, близкого к оптимальному, на основе постепенного усложнения моделей.
- Доказана правомерность использования на первых этапах синтеза привода относительно простых моделей двигателя (идеальный двигатель), механизма (кинематическая модель) и управляющего устройства (специального типа с переменными коэффициентами обратных связей).
- Установлена относительно малая чувствительность динамики привода к вариации кинематической модели механизма (вида его передаточной функции).
- Показано, что конкретная структура механизма и его размеры могут быть выбраны на последнем этапе с использованием процедуры приближения реальной передаточной функции к типовой функции, выбранной за основу.

- Решена проблема анализа системы уравнений связей механизма в окрестности особых положений посредством построения его функции положения в явном виде в форме степенных рядов.
- Решена проблема формирования базовых критериев динамики привода, из которых выделены два главных критерия – жесткости и инерционности привода. Показана эффективность использования этих критериев в процессе поиска оптимальных решений.
- Дана оценка влияния на динамику привода с гидравлическим двигателем свойства сжимаемости жидкости. Показано, что во многих случаях отказ от учета этого свойства относительно мало сказывается на процессе. Также показано, что при правильном выборе параметров дискретизации для управления позиционным приводом с гидравлическим двигателем можно успешно пользоваться простейшим цифровым устройством с одним датчиком обратной связи по положению.
- Показано, что удовлетворительная работа позиционного привода с пневматическим двигателем возможна только при наличии обратных связей по всем параметрам состояния (положения, скорости и ускорения). В целях сведения к минимуму количества датчиков разработана процедура построения модели-наблюдателя и показана эффективность этой модели.
- Установлены критерии допустимого снижения скорости срабатывания управляющего устройства для позиционных приводов с двигателями различных типов.

Апробация работы. Основные результаты диссертации докладывались на следующих симпозиумах, конференциях и семинарах:

- Международная конференция «SPATIAL MECHANISMS AND HIGH CLASS MECHANISMS» (Theory and Practice), October 04-06, Almaty;

- конференция «Новые технологии – инновационному бизнесу» (первый российский форум). Москва, 09-20 февраля 2007 года;

- конференция «Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин». Астрахань 10-16 сентября 2007 года;

- VIII Международная научно-техническая конференция по динамике технологических систем. Ростов-на-Дону, 09-13 октября 2007 года;

- VI Международная научно-техническая конференция «Материалы и технологии XXI века». Пенза, 2008 год;

- Международная научно-техническая конференция «Наука и образование – 2008». Мурманск, 2008 год.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 40 статьях и докладах на конференциях, а также в более чем 10 научно-технических отчетах по исследовательским работам, выполненным по целевым программам и грантам РФФИ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка использованных источников. Основное содержание изложено на 240 страницах машинописного текста и содержит 62 рисунка и 8 таблиц. Список источников включает 203 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение

Для современного машиностроения характерны тенденции к повышению производительности машин (увеличению быстроходности, сокращению времени переходных процессов), росту их рабочих нагрузок, точности, экономичности и надежности. Удовлетворить наилучшим образом столь противоречивым требованиям можно только при тщательном анализе движений в машинах с учетом всех основных силовых факторов. Это входит в задачу динамики машин, которая составляет фундаментальную основу их проектирования. Увязка конструкторских разработок с последовательным решением задач динамики позволяет уже на стадии проектирования машины выбрать ее рациональную схему, оценить точностные, прочностные и энергетические характеристики и далее обоснованно выбрать размеры и материалы деталей, технологию их изготовления.

Таким образом, возникают задачи рационального выбора структуры и параметров устройств, состоящих из нескольких подсистем, динамические характеристики которых должны быть согласованы друг с другом оптимальным образом. Такие задачи возникают, в частности, при создании комплексов «двигатель – механизм – управление», предназначенных для перемещения и

позиционирования объектов различного назначения. Подобного рода комплексы используются в автономном режиме или встраиваются в технологическое оборудование в качестве механизмов подачи, рабочих механизмов, транспортирующих устройств и т.п. Проводить аналитические исследования для решения поставленной задачи практически невозможно. Остается единственный метод - *метод математического моделирования всей системы в целом.*

В литературе известно большое количество исследований, посвященных анализу, синтезу и математическому моделированию отдельно механической части привода, отдельно двигателей, отдельно систем управления. Большой вклад в решение проблем кинематики, динамики и синтеза плоских и пространственных механизмов был внесен известным ученым П.Л.Чебышевым, академиками И.И. Артоболевским, Н.Г. Бруевичем, а также профессорами В.А. Зиновьевым, Ф.М. Диментбергом, А.Ф. Крайневым, В.А. Глазуновым, П.А. Лебедевым, G.J. Bennet'ом, С. Gosselin, J. Angeles, K.J. Waldron, V. Parenti-Castelli, С. Innocenti и многими другими. Наряду с созданием графических и графоаналитических методов исследования и синтеза механизмов они много внимания уделяли развитию аналитических и, что немало важно, численных методов исследования. Значение последних весьма велико, так как они дают возможность при помощи математического моделирования использовать современные вычислительные машины с программным управлением для решения практических задач.

В области теории двигателей (электрических, гидравлических, пневматических или других) мы пользуемся результатами, полученными многими авторами. Это направление представляют работы Е.В. Герц, Г.В. Крейнина, Е.А. Цухановой (Институт машиноведения РАН), Д.Н. Попова, В.М. Прокофьева (МВТУ им. Н.Э. Баумана), Б.И. Петрова, Н.С. Гамынина, А.В. Рабиновича, В.В. Саяпина (МАИ), Б.К. Чемоданова (МЭИ), а также зарубежных ученых W. Baske, V. Andersen, K. Araki, W. Frank, F. I. Takemura и многих других. Перед нами стояла задача выделить общие свойства двигателей различных типов, построить их обобщенную модель и сформировать критерии подобия, которыми можно было бы удобно пользоваться в решении задач синтеза приводной системы в целом.

Известно сравнительно немного работ, в которых рассматриваются задачи сквозного синтеза (в том числе и путем

математического моделирования) одновременно двух и более взаимодействующих подсистем. В качестве примера можно привести работы В.А. Полковникова (Московский авиационный институт) и др. Они посвящены проблеме согласованного определения параметров двигателя и передаточного отношения редуктора, рассматриваемых как единый блок.

Что касается математического моделирования и последующего синтеза всей системы «механизм – привод – управление», то в настоящее время не существует работ, посвященных этой теме. Причина этого состоит в том, что каждая из подсистем «механизм-привод-управление» является сама по себе достаточно сложной и не всегда однозначно решаемой задачей. Тем более сложно смоделировать систему, состоящую из нескольких подсистем в комплексе. В настоящей работе сделан определенный шаг в этом направлении.

1. Постановка задачи.

В этой главе ставится основная задача диссертации – создание метода математического моделирования и последующего параметрического синтеза сложной приводной механической системы, состоящей из плоского или пространственного механизма; двигателя, приводящего этот механизм в движение, и блока управления приводом (системы «механизм – привод – управление»).

Исходными данными задачи являются масса перемещаемого объекта, сила сопротивления движению, время перемещения и точность остановки объекта в конечной позиции. Например, ставится задача вертикального перемещения груза из точки А в точку В (рис.1) за заданное (или минимальное) время с остановкой в точке В с заданной точностью. В качестве дополнительных условий могут быть заданы некоторые ограничения на габариты механизма и двигателя, на усилие, развиваемое двигателем, на плавность процесса движения и т.п. Таким образом, считаются заданными векторы оптимизации, критериев и ограничений.

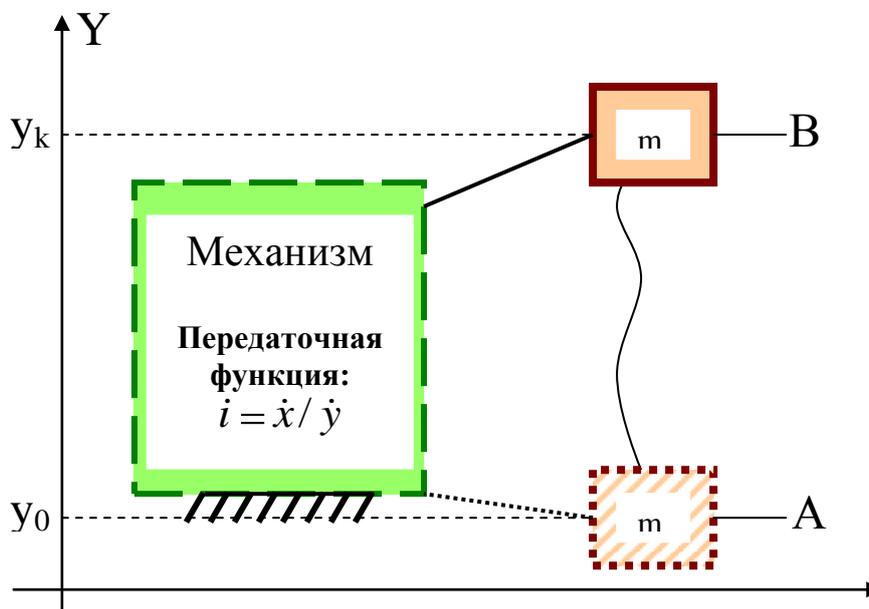


Рис. 1

По заданным условиям должны быть выбраны параметры механического устройства (механизма преобразования движения), тип привода (двигателя) и параметры системы управления, конструктивные и рабочие параметры всех подсистем. Структурная схема механизма считается заданной. Алгоритм параметрического синтеза состоит из нескольких этапов, рассматриваемых ниже во 2 главе.

Отметим, что в большинстве позиционных систем (дорожных машин, транспортирующих, погрузочно-разгрузочных и др. устройств, в том числе и в примере на рисунке 1, двигатель передает движение на объект через шарнирно-рычажный (или другой) механизм), имеющий переменное передаточное отношение $i = \dot{x} / \dot{y}$ (где \dot{x} - скорость двигателя, \dot{y} - скорость перемещаемого объекта). Механизмы, у которых передаточное отношение есть величина постоянная, являются частным случаем.

В качестве примера механизма с переменным передаточным отношением приведем механизм, изображенный на рисунке 2.1а.

Этот механизм предназначен для поднятия груза массой m на некоторую высоту Y_{\max} .

В качестве входного звена можно выбрать одно из звеньев, соединенное с основанием (например, звено AC). В этом случае при движении механизма возникает особое положение (в момент, когда звено AF находится на одной прямой со звеном FD рис. 2.1б). При параметрическом синтезе таких механизмов возникают дополнительные трудности, связанные с тем, что численные методы в окрестности особенности не работают, поскольку Якобиан системы уравнений связей обращается в ноль. Подробнее это проблема представлена в 3 главе.

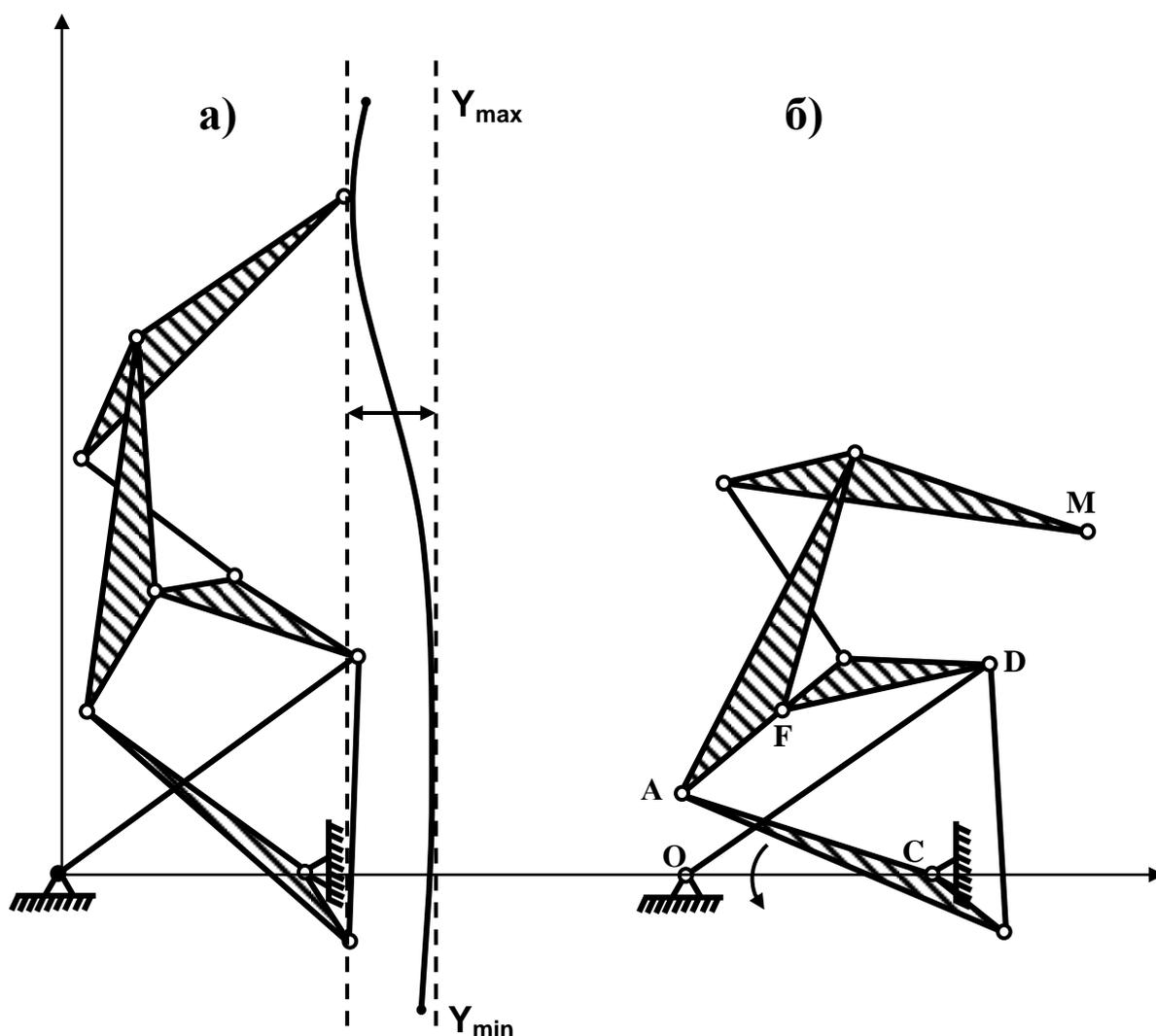


Рис 2.1

Другим примером исследуемого класса механизмов может служить привод, изображенный на рисунке 2.2. Это схема

действующего привода ПСДС - 4, используемого в газопроводах для перекрытия подачи газа. Здесь 1 – блок управления привода, 2 – струйный двигатель, работающий за счет сжатого газа. Его вращение происходит под действием реактивной силы сопла, изображенного на рисунке 1-6. Выходным звеном механизма (привода) является вал 8.

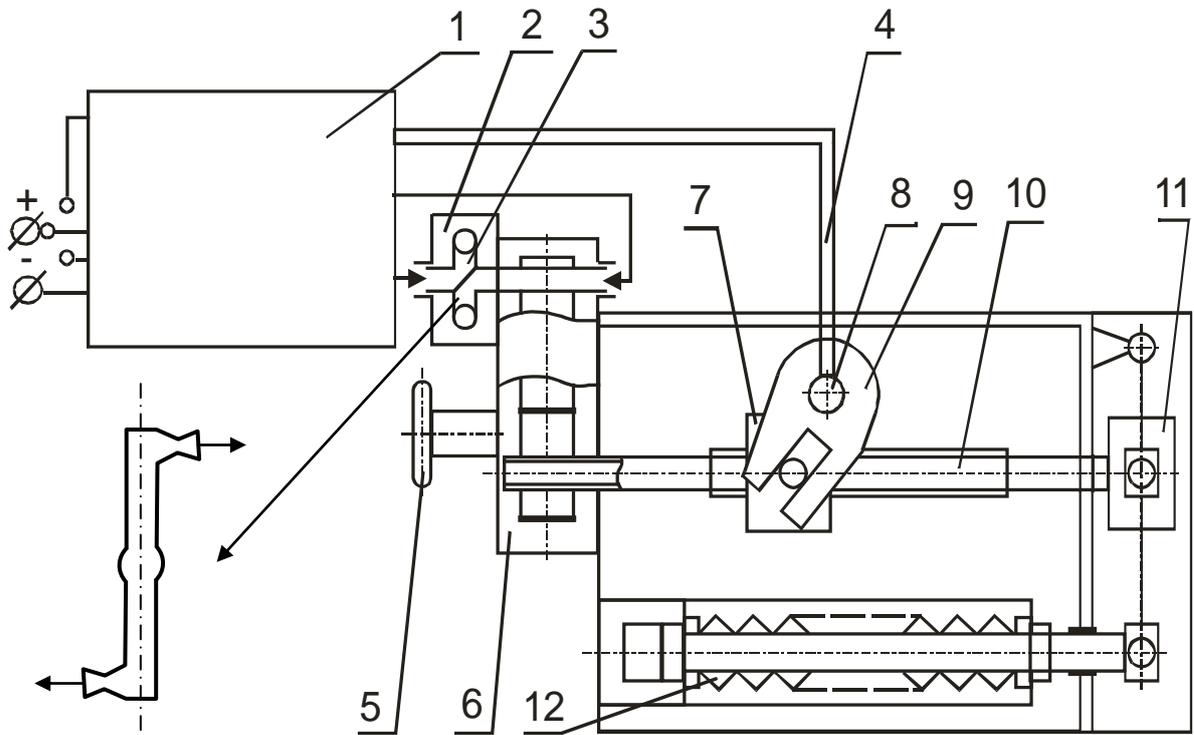


Рис.2.2

Передаточное отношение $i = \dot{x} / \dot{y}$ есть отношение скорости вращения двигателя 2 к скорости вращения вала 8. Оно зависит от параметров редуктора 6 и кулисы 9 и является величиной переменной. Таким образом, мы имеем механизм (6, 9) – двигатель (2) – управление (1).

На рис. 3 представлена общая расчетная схема позиционной системы, которая состоит из следующих подсистем: двигатель 1, распределитель 2, управляющее устройство 3 и передаточный механизм 4. С выходным звеном механизма связан перемещаемый (позиционируемый) объект 5.

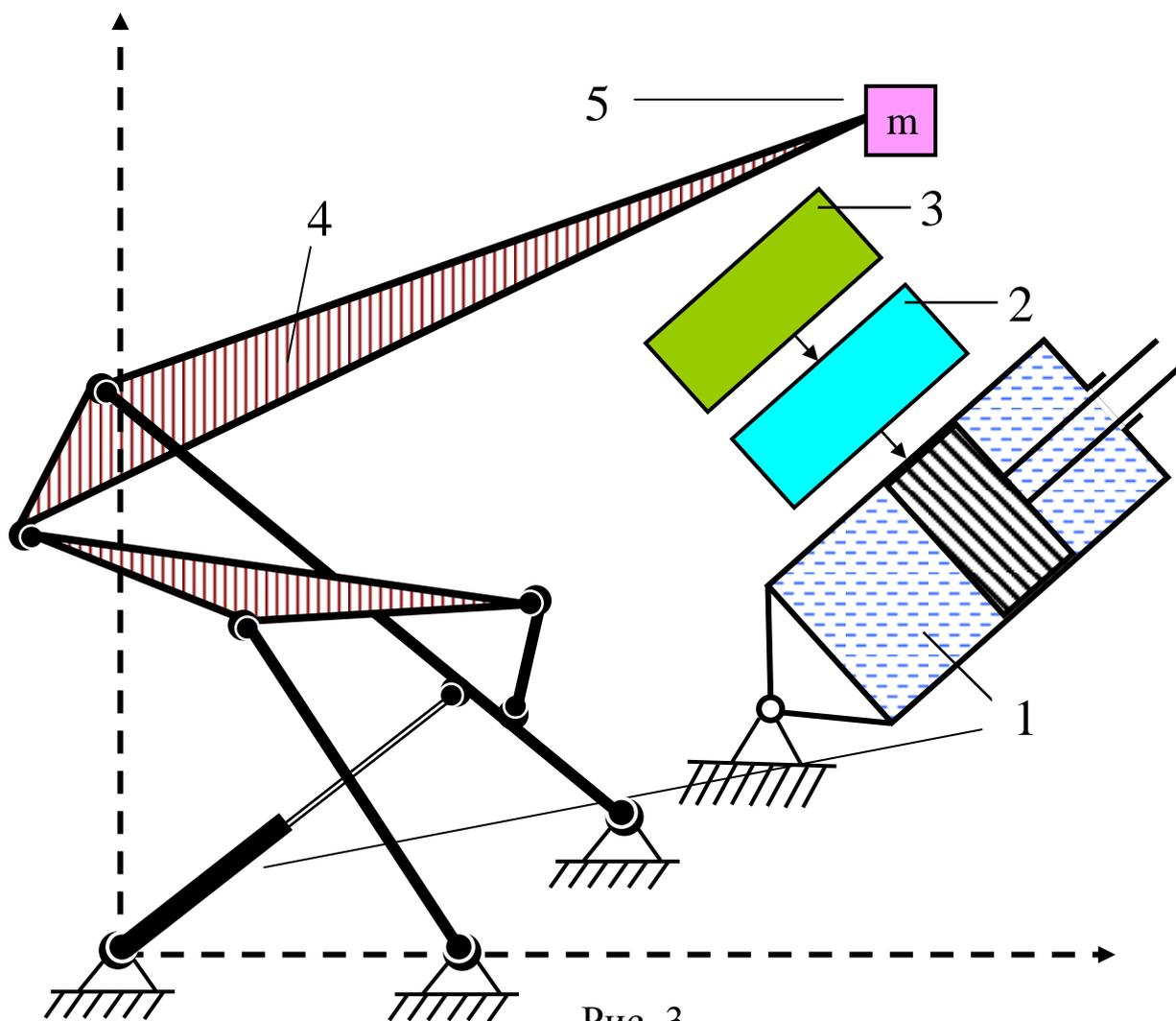


Рис. 3

2. Простейшие математические модели позиционного механизма.

В этой главе представлены простейшие математические модели системы «механизм-привод-управление». Механизм заменяется его передаточной функцией. Вводится понятие идеальный двигатель – двигатель, движущая сила которого однозначно определяется только сигналом управления.

На первом этапе механизм 4 (рис. 3) представлен относительно простой типовой функцией передаточного отношения i - отношением скорости входного звена к скорости выходного $i = \dot{x} / \dot{y}$, а двигатель - идеальной моделью, которая не учитывает зависимость движущей силы двигателя от скорости или

других факторов. Предполагается, что «идеальный двигатель» мгновенно обрабатывает сигнал управления, подаваемый управляющим устройством. Получаемая таким образом простейшая математическая модель привода позволяет приступить к выбору в первом приближении закона управления с учетом взаимодействия всех подсистем.

Функция i в общем случае является переменной, зависимой от положения механизма; она может быть задана как функция $i(x)$ или $i(y)$. В дальнейшем принимается, что передаточная функция задается в виде $i(y)$. Если $i = const$ (что характерно для зубчатых, винтовых и некоторых других механизмов, например, транспортера, изображенного на рис. 1-4), то имеет место соотношение $i = s_x / s_y$, где s_x и s_y - взаимосвязанные перемещения двигателя и объекта. В позиционном приводе с ограниченными ходами s_x - полный ход двигателя, s_y - полный ход объекта.

В случае $i = var$ отношение полных ходов механизма на входе и выходе $s_x / s_y = i_e$ называется эквивалентным передаточным отношением и если функция $i = i(y)$ известна, то

$$i_e = \frac{1}{\Delta s_y} \cdot \int_{y_1}^{y_2} i(y) dy$$

где $y_{1,2}$ - координаты начального и конечного положений выходного звена механизма, $\Delta s_y = y_2 - y_1$ - его полный ход.

Замена механизма передаточной функцией дает возможность выписать систему уравнений всей системы, взяв в качестве звена приведения перемещаемый объект m :

$$\begin{cases} m\ddot{y} = P_y + P_r \\ P_y = P_x \cdot i \end{cases} \quad (1)$$

где P_x - движущая сила двигателя; P_r - сила сопротивления, действующая на объект.

Если управляющее устройство следит непосредственно за движением объекта (по параметрам y_i) и передаточное отношение задано в виде $i(y)$, то при описании динамики системы к

уравнениям (1) следует добавить уравнения изменения движущей силы двигателя под воздействием управляющего устройства

$$\begin{cases} P_x = P_x(\gamma) \\ \gamma = \gamma(y_i) \end{cases} \quad (2)$$

где γ - параметр управления, изменяющийся в функции параметров движения объекта y_i . В дальнейшем при переходе от идеального двигателя к реальному к модели (1)-(2) будут добавлены уравнения преобразования энергии в двигателе и уравнения запаздывания отработки им сигналов управления.

В качестве базовых в работе было принято два закона управления:

$$\begin{aligned} 1) \quad & \gamma = K_1(y_e - y) - K_2 \cdot \dot{y} - K_3 \cdot \ddot{y}, \\ 2) \quad & \gamma = K_1 \cdot \text{sign}(y_e - y) \sqrt{|y_e - y|} - K_2 \cdot \dot{y} - K_3 \cdot \ddot{y} \end{aligned} \quad (3)$$

где K_1 , K_2 и K_3 – коэффициенты усиления в контурах обратной связи по положению, скорости и ускорению;

y_e – координата конечного положения объекта.

Закон 1) это простейший закон пропорционального управления по трем параметрам состояния; однако вследствие ограничения $|\gamma| \leq 1$ здесь присутствует эффект насыщения, т.е. этот закон в общем случае является существенно нелинейным.

Что касается закона 2), то в нем, кроме эффекта насыщения, присутствует нелинейная обратная связь по положению.

При исследовании простейшей математической модели привода пользуемся ее безразмерной формой, для перехода к которой вводятся безразмерные переменные с соответствующими масштабами:

$$y = s_y \cdot v, \quad P_y = P_y^* \cdot \chi_y, \quad P_y^* = P_{x\max} \cdot i_e,$$

$$P_x = P_{x\max} \cdot \gamma, \quad P_r = P_y^* \cdot \chi_r, \quad t = t^* \cdot \tau,$$

$$i = i_e \cdot I, \quad \text{где} \quad t^* = (ms_y / P_y^*)^{0,5},$$

s_y – максимальное перемещение входной координаты,

$P_{x\max}$ – максимальная движущая сила на входе в механизм.

Уравнение (1) в безразмерной форме переменных имеет вид:

$$\begin{cases} \ddot{v} = \chi_y + \chi_r \\ \chi_y = \gamma \cdot I \end{cases} \quad (1^*)$$

Законы управления (3) аналогично:

$$\begin{aligned} 1) \quad & \gamma = \kappa_1(v_e - v) - \kappa_2 \cdot \dot{v} - \kappa_3 \cdot \ddot{v}, \\ 2) \quad & \gamma = \kappa_1 \cdot \text{sign}(v_e - v) \sqrt{|v_e - v|} - \kappa_2 \cdot \dot{v} - \kappa_3 \cdot \ddot{v} \end{aligned} \quad (3^*)$$

где $\kappa_2 = (s_y / t^*) \cdot K_2$, $\kappa_3 = (s_y / t^{*2}) \cdot K_3$.

Уравнения (1^{*}) и (3^{*}) мы называем *моделью первого уровня*. В табл.1 представлены процессы, характеризующие зависимость динамики привода от характера изменения передаточного отношения и от структуры и параметров системы управления. Данные зависимости были получены путем численного решения системы 1^{*} на ЭВМ. В качестве базовых выбрано четыре закона изменения передаточного отношения: 1) постоянное; 2) V – образное; 3) падающее; 4) возрастающее. Во всех четырех случаях было принято $\zeta_{\dot{v}} = 1,5$, что эквивалентно переменной нагрузке в виде жидкостного трения $\chi_r \leq 0,6$ (около половины максимальной величины движущей силы); минимальное значение безразмерного передаточного отношения $I_{\min} = 0,5$

Анализ представленных в таблице процессов позволяет сделать следующие выводы.

Время процесса относительно мало зависит от характера изменения I . Некоторое увеличение времени отмечено только при использовании механизма с передаточной функции вида 4, что связано с замедлением разгона. Время процесса заметно сокращается при переходе от закона управления 1) к закону управления 2). Однако этот эффект достигается ценой резкого торможения в конце хода, которое реализуется скачкообразным уменьшением параметра \ddot{v}_m . Во всех приведенных примерах использовались законы управления с переменным коэффициентом обратной связи по положению. Величины коэффициентов обратных связей выбирались из условий достижения достаточно высокой разрешающей способности системы управления, плавности процесса движения и приемлемой точности позиционирования.

Предварительный анализ показал, что при использовании этих законов управления переход от режима разгона к режиму торможения часто происходит скачком, вызываемым резким изменением движущей силы двигателя. Такой скачок вообще нежелателен, но особо вреден, например, в гидродвигателях, так как может быть причиной гидроудара. Плавность перехода к режиму торможения будет выше, если коэффициент обратной связи по положению K_1 в начале процесса значительно меньше, чем в конце. Зависимости разных законов управления в сочетании с различными передаточными функциями приведены в таблице 1.

а. При моделировании системы «двигатель – управление» используем обобщенную математическую модель, в которой роль параметров системы играют критерии динамического подобия (переход от реальных параметров к безразмерным критериям подобия). В обобщенную модель включена модель блока управления специального вида, отвечающая требованиям позиционных систем. В результате обеспечивается переход в пространство безразмерных критериев, что существенно облегчает анализ динамических и точностных показателей рассматриваемой системы.

б. Исследование пространства критериев подобия в целях выделения области допустимых решений с учетом *векторов ограничений* и *вектора оптимизации*, представленных в критериальной форме. Каждому решению, выбранному в выделенной области, соответствует множество наборов реальных параметров двигателя и блока управления, что открывает «пользователю» широкие возможности для принятия окончательного решения.

Модель привода *второго уровня* отличается от модели первого уровня включением в систему уравнений зависимости, которая учитывает влияние эффекта запаздывания в отработке сигнала управления распределительным устройством:

$$\dot{\gamma} = (1/\tau_e) \cdot (\gamma_C - \gamma)$$

где γ_C – входной сигнал, поступающий от системы управления;

γ - параметр управления, являющийся результатом отработки сигнала γ_C ;

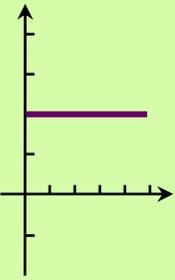
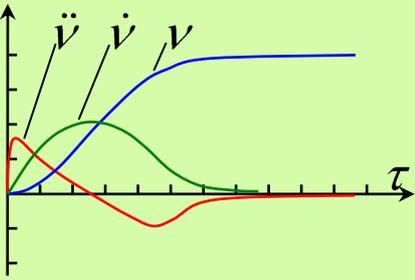
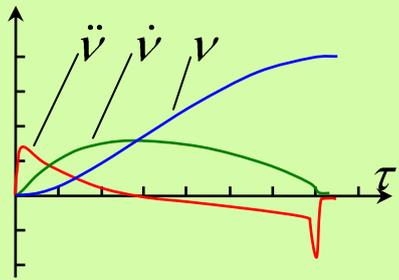
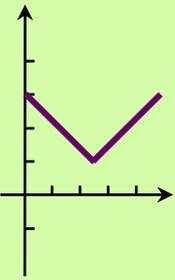
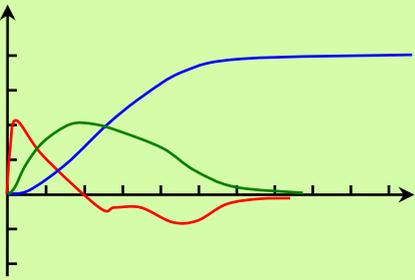
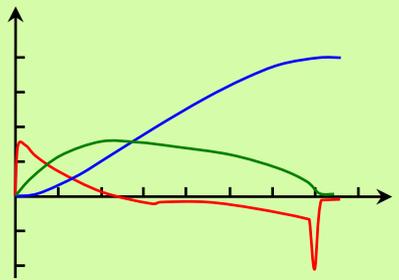
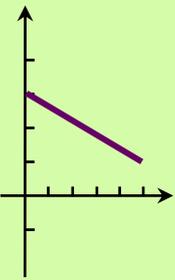
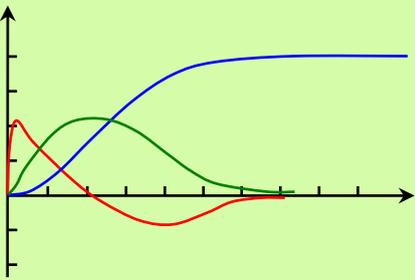
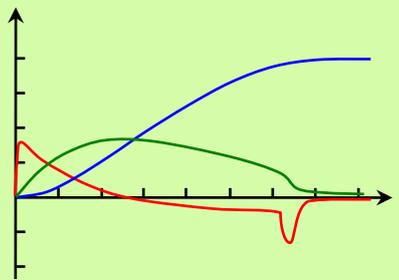
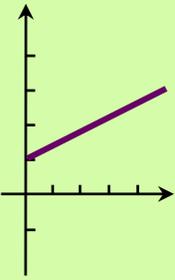
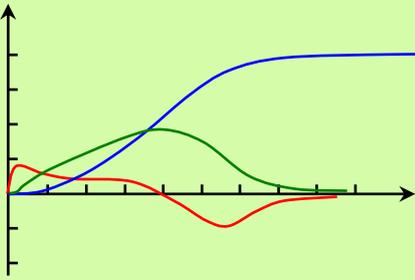
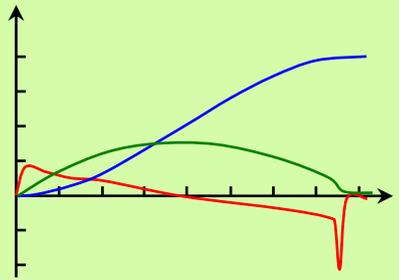
τ_e – постоянная времени распределительного устройства.

Модели следующих уровней строятся по нарастающей сложности в зависимости от типа двигателя. Более подробно это представлено в главе 4-5.

При проведении исследования пространства критериев подобия используются методы многопараметрического и многокритериального поиска.

Таблица 1

Результаты моделирования системы 1*
 Динамика позиционного привода с идеальным двигателем и механизмом с типовой передаточной функцией различного вида

№	Вид передаточной функции I	Закон управления 1)	Закон управления 2)
1			
2			
3			
4			

Как правило, получить функцию положения механизма в явном виде не удастся, так как система уравнений связей имеет достаточно высокий порядок. Но ввиду существования огромного количества численных методов и развития современной вычислительной техники становится возможным изучение функции положения механизма без представления ее в явном виде.

С проблемой изучения свойств функции положения механизма тесно связана проблема его особых положений. При движении плоские и пространственные механизмы как с одной, так и с несколькими степенями свободы могут оказаться вблизи особого положения. С математической точки зрения особое положение характерно тем, что Якобиан системы уравнений связей механизма обращается в нуль. Автором данной работы впервые была разработана методика получения функции положения механизма в окрестности особого положения в явном виде путем представления функции в виде степенных рядов:

$$y_k = y_k^o + \Delta y_k = y_k^o + \sum_i A_i \Delta z^{\xi_i} \quad \text{где } y_k^o \text{ – координаты звеньев}$$

механизма, определяющие его особое положение.

Тем самым, задача об изучении функции положения механизма была замкнута.

В работе метод получения функции положения механизма в окрестности его особых положений иллюстрируется рядом примеров. Например, плоский четырехзвенник, рис. 4 .

Здесь звено OA (либо угол α) является входным звеном, звено DB (либо угол β) выходным, пары O, A, B, D – вращательные, OD – основание четырехзвенника. Уравнения связей механизма имеют вид:

$$\begin{cases} x^2 + y^2 - l_1^2 = 0 \\ (x_1 - x)^2 + (y_1 - y)^2 - l_2^2 = 0 \\ (x_1 - a)^2 + (y_1 - 0)^2 - l_3^2 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

где O(0,0), A(x,y), B(x₁,y₁) D(a,0) – координаты шарниров механизма в декартовой системе координат;

l_1, l_2, l_3 длины звеньев OA, AB, BD.

Приравняв к нулю Якобиан уравнений связей, находим особое положение 1-го и 2-го рода (рис. 4). Нас интересует положение второго рода, так как при этом положении система уравнений связей имеет неоднозначное решение. По разработанной методике

получаем точное представление функции положения механизма в окрестности особого положения 2-го рода.

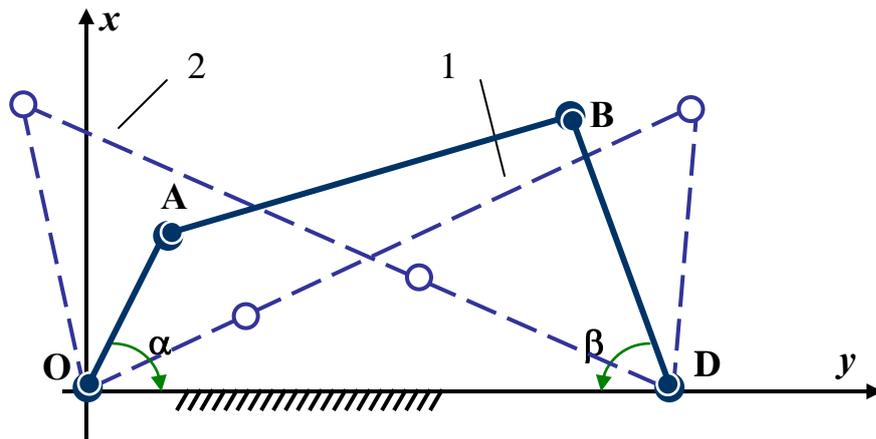


Рис.4

Приведем их вид:

$$\Delta y_1 = A_1 \Delta x + A_2 \Delta x^2 + A_3 \Delta x^3,$$

$$\Delta x_1 = B_1 \Delta x^{1/2} + B_2 \Delta x + B_3 \Delta x^{3/2},$$

$$\Delta y_1 = C_1 \Delta x^{1/5} + C_2 \Delta x + C_3 \Delta x^{3/2}$$

где

$$A_1 = \frac{-x^o}{y^o}, \quad A_2 = \frac{-(1+A_1^2)}{2y^o}, \quad A_3 = \frac{-A_1 A_2}{y^o},$$

$$C_1 = \pm \frac{y_1^o (x_1^o + y_1^o A) T_1^2}{y^o \sqrt{T_1^2 + x^{o2}}},$$

$$B_1 = \frac{-C_1 y^o}{T_1}, \quad C_2 = \frac{T_2 y_1^o T_1 - B_1 y^o (x_1^o + y_1^o A_1)}{y^o (y^o B_1 - C_1 T_1)},$$

$$B_2 = \frac{y_1^o T_2 - y^o C_1 C_2}{B_1},$$

$$C_3 = \frac{T_2 B_1 + U T_1}{C_1 T_1 - y^o B_1}, \quad B_3 = \frac{U - C_1 C_3}{B_1}, \quad \text{где}$$

$$T_1 = x^o - a, \quad T_2 = B_1 + A_1 C_1,$$

$$U = \frac{2y_1^o (B_2 + A_2 y_1^o + C_2 A_1)}{y^o} - B_2^2 - C_2^2.$$

Рассмотрим задачу: насколько близко механизм (четырёхзвенник) сможет подойти к особому положению при ограничении на момент входного звена (\mathbf{M}). Другими словами, как велика «зона ограничения» механизма. На рисунке 5 эта зона ограничена двумя лучами, расположенными под углом $\Delta\alpha$, проектирующими на ось Ox область $\Delta\tilde{x}$.

Будем предполагать, что в механизме при подходе к особому положению скорость и ускорение малы, и ими можно пренебречь ($\ddot{\varphi}=0, u \dot{\varphi}=0$). Также мы не будем учитывать силы трения. Динамическое уравнение с учетом принятых допущений:

$$\mathbf{M} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = 0 \quad \text{либо} \quad \frac{\mathbf{M}}{y} - \frac{\partial \Pi}{\partial x} = 0 \quad (7)$$

Выражение для потенциальной энергии механизма (предполагается, что четырёхзвенник состоит из однородных звеньев, центры тяжести которых находятся посередине) имеет вид:

$$\Pi = m_1 g \frac{y}{2} + m_2 g \frac{y + y_1}{2} + m_3 g \frac{y_1}{2},$$

где m_1, m_2, m_3 – массы звеньев механизма; g – постоянная величина. Продифференцировав выражение потенциальной энергии по обобщенной координате x , имеем.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = \left[\frac{\partial y}{\partial x} (m_1 + m_2) + \frac{\partial y_1}{\partial x} (m_2 + m_3) \right] \frac{g}{2}.$$

Подставив в полученное выражение значение функции положения механизма в окрестности особой точки в форме рядов, имеем:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = \left[(m_1 + m_2)(A_1 + 2A_2 \Delta x + \dots) + (m_2 + m_3) \left(\frac{1}{2} C_1 \Delta x^{-1/2} + C_2 + \dots \right) \right] \frac{g}{2}.$$

После подстановки этого выражения в (7) получим уравнение следующего вида:

$$\mathbf{M} + f(\Delta x) = 0. \quad (8)$$

В общем случае это уравнение неразрешимо, так как оно зависит от целых и дробных степеней Δx . Но в силу того, что мы ищем решение в малой окрестности некоторой (в данном случае особой) точки x^0 , можно принять, что $\Delta x = x - x^0$ есть малая величина, т.е. $\Delta x \sim 0$. Следовательно, отбросив члены высших порядков, с малой погрешностью получаем решение уравнения (8). Ниже рассматриваются два варианта решения этой задачи.

I. Решаем задачу в первом приближении, т.е. с учетом членов ряда порядка не выше первого. Следовательно, имеем следующее выражение для производной от выражения потенциальной энергии:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = \left[(m_1 + m_2)A_1 + (m_2 + m_3)\left(\frac{1}{2}C_1\Delta x^{-1/2} + C_2\right) \right] \frac{g}{2}.$$

Подставив это выражение в (6), получим следующее уравнение для определения «зон заклинивания» механизма:

$$\Delta \tilde{x} = \left[\frac{(m_2 + m_3)C_1}{2(2M/(y^0 g) - (m_1 + m_2)A_1 - (m_2 + m_3)C_2)} \right]^2.$$

Другими словами, при ограниченном моменте M на входном звене ОА механизм не сможет подойти к особому положению ближе, чем на $\Delta \tilde{x}$. Все остальные координаты звеньев механизма вычисляются аналогично. Пользуясь полученным соотношением, можно вычислить, насколько следует увеличить момент, чтобы «зона ограничения» уменьшилась до требуемых размеров. Тот же результат можно получить уменьшением масс m_2 и m_3 . Если записать уравнения с учетом сил трения, то величина $\Delta \tilde{x}$ будет несколько больше.

II. Решая поставленную задачу во втором приближении, т.е. отбросив все члены порядка выше второго, имеем:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = \left[(m_1 + m_2)R_1 + (m_2 + m_3)R_2 \right] \frac{-g}{2},$$

$$R_1 = A_1 + 2A_2\Delta x, \quad R_3 = (1/2)C_1\Delta x^{-1/2} + C_2 + (3/2)C_3\Delta x^{1/2} + 2C_4\Delta x.$$

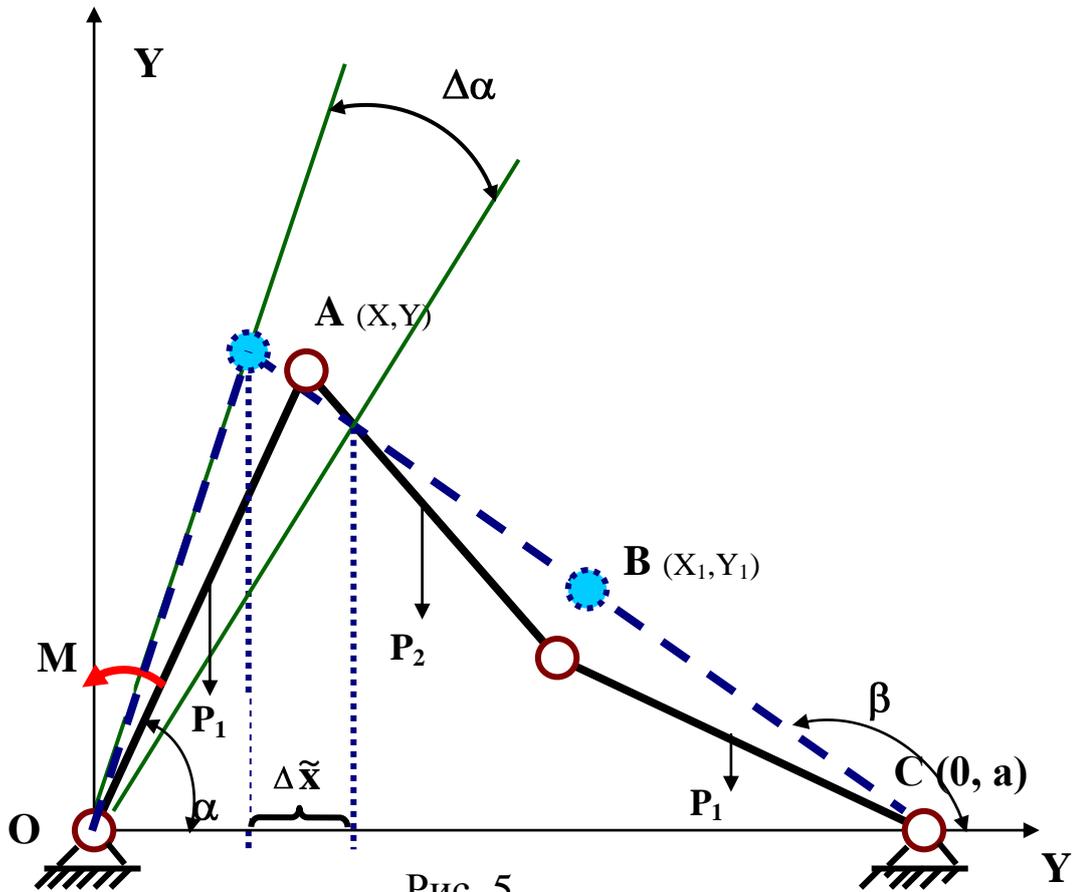


Рис. 5

Подставив это выражение в уравнение (6) и умножив его предварительно на $\Delta x^{1/2}$, получим:

$$T_1 + T_2 \Delta x + T_3 / \sqrt{\Delta x} + T_4 \cdot \sqrt{\Delta x} = 0, \quad \text{либо}$$

$$T_1 \sqrt{\Delta x} + T_2 (\sqrt{\Delta x})^3 + T_3 + T_4 \cdot (\sqrt{\Delta x})^2 = 0,$$

$$\text{где } T_1 = 2M / (gy^0) - (m_1 + m_2)A_1 - (m_2 + m_3)C_2,$$

$$T_2 = -2A_2(m_1 + m_2) - 2C_4(m_2 + m_3) + Mx^0 / (y^0)^{3/2},$$

$$T_3 = -(m_2 + m_3)C_1 / 2, \quad T_4 = -(m_2 + m_3)C_3.$$

Таким образом, имеем уравнение третьей степени от переменной $\sqrt{\Delta x}$, решение которого можно получить в явном виде.

Заметим, что в обоих случаях решением для Δx будет положительное число. Как видно из рисунка, переменная x может отличаться от положения равновесия (x^0) только на положительное значение.

Приведем численный пример, позволяющий оценить зону заклинивания на конкретном механизме.

Особое положение соответствует следующим значениям:
 $x^0 = 0,5$, $y^0 = \sqrt{3}/2$, $x_1^0 = 5/4$, $y_1^0 = y^0/2 = \sqrt{3}/4$

Пусть масса звеньев $m_1 = m_3 = 1\text{kg}$. Приведём значения $\Delta\tilde{x}$ для различных величин m_2 (0,5 и 1 kg) и момента \mathbf{M} (15, 20, 30, 40 н).

\mathbf{M} (н) \ m_2 (kg)	15	20	30	40
0,5	$\Delta\tilde{x} = 0,25$	$\Delta\tilde{x} = 0,09$	$\Delta\tilde{x} = 0,027$	$\Delta\tilde{x} = 0,013$
1	$\Delta\tilde{x} = 0,09$	$\Delta\tilde{x} = 0,038$	$\Delta\tilde{x} = 0,018$	$\Delta\tilde{x} = 0,006$
				7

Как видно, размеры «зоны ограничения» вполне соизмеримы с размерами механизма.

4. Моделирование приводной системы с гидродвигателем.

В этой главе на конкретных примерах показана полная процедура моделирования и последующего синтеза приводной системы «механизм-привод-управление» с использованием в качестве движущей силы гидропривод. Моделирование строится по нарастающей сложности.

Рассматривается задача определения параметров технической системы, состоящей из гидродвигателя, механизма передачи движения от двигателя на перемещаемый объект и устройства управления. Механизм имеет одну степень свободы и переменное передаточное отношение. Система предназначена для быстрого перемещения объекта из одного положения в другое. Перемещаемый объект характеризуется массой и постоянной силовой нагрузкой, создаваемой, например, весом поднимаемого (опускаемого) объекта.

Постановка задачи: требуется определить основные параметры системы, перемещающей объект массой m , нагруженный силой P_{ry} , за время t_c на величину хода s_y с остановкой в конечной точке с заданной точностью, которая оценивается параметром отклонений y_{L0} . К искомым параметрам относятся размеры двигателя и распределителя, давление питания гидросистемы, структура и параметры управляющего устройства, а также структура и размеры звеньев передаточного механизма. Не учитываются массы звеньев, силы сопротивления в шарнирах

механизма и некоторые другие факторы, которые могут быть приняты во внимание на последующих этапах синтеза системы с учетом ее конкретных особенностей.

Моделирование передаточного механизма. На рис. 3 представлена общая расчетная схема позиционной системы (двигатель – 1, распределитель – 2, управляющее устройство – 3, передаточный механизм – 4). С выходным звеном механизма связан перемещаемый (позиционируемый) объект 5.

Как было показано в главе 2, на первом этапе передаточный механизм заменяется его простейшей кинематической моделью – передаточной функцией механизма, выражающей закон изменения отношения скоростей на его входе и выходе в функции перемещения; например, выходного звена $i = i_{\text{экв}} \cdot I(y)$, где $I(y)$ – функция, пропорциональная $i(y)$, которая равна единице при $i = i_{\text{экв}}$. Несколько функций $I(y)$ различного вида показано на рис. 6.

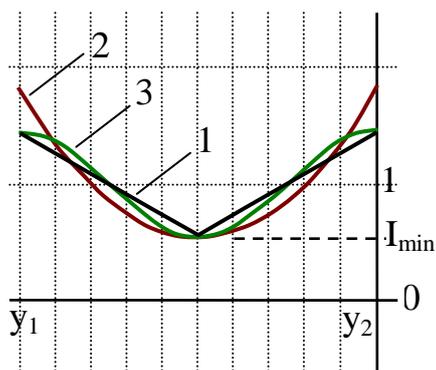


Рис. 6
Функция $I(y)$ изменения передаточного отношения механизма в зависимости от перемещения объекта: 1–кусочно-линейная; 2– параболическая; 3– синусоидальная.

Определение движущей силы двигателя. При комбинированной нагрузке механизма (масса + сила сопротивления) уравнение движения его выходного звена

$$m\ddot{y} = (p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2) \cdot i_{\text{экв}} \cdot I + P_{ry}, \quad (9)$$

где m – масса перемещаемого объекта;

P_{ry} – силовая нагрузка на объект, которая может быть как положительной (например, при опускании груза), так и отрицательной (при подъеме груза);

$F_{1,2}$ – эффективные площади поршня гидроцилиндра (ГЦ) со стороны напорной и сливной полости;

$p_{1,2}$ – давление в соответствующей полости.

В общем случае (например, в ГЦ с односторонним штоком) $F_1 \neq F_2$. Обозначим F собственно площадь сечения ГЦ, а также введем относительные показатели эффективных площадей $\kappa_{1,2} = F_{1,2}/F$. Уравнение статического баланса приложенных к объекту движущих сил и сопротивления получим из уравнения (9), положив $\ddot{y} = 0$. Одновременно представим силу сопротивления в виде $P_{ry} = \delta_{ry} \cdot p_p \cdot F$, где δ_{ry} – сила сопротивления, выраженная в долях от максимальной движущей силы ГЦ, которую определим как $p_p \cdot F$, где p_p – давление питания. В результате имеем:

$$(p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2) \cdot i_{\text{экр}} + \delta_{ry} \cdot p_p \cdot F = 0$$

или $(\delta_1 \cdot \kappa_1 - \delta_2 \cdot \kappa_2) \cdot i_{\text{экр}} \cdot I + \delta_{ry} = 0$, (10)

где $\delta_{1,2} = p_{1,2}/p_p$.

При выборе величин $\delta_{ry}, \kappa_{1,2}, i_{\text{экр}}$ следует учитывать, что силовая нагрузка должна преодолеваться как в динамике, так и в статике. Поэтому должно выполняться условие

$$(\delta_1 \cdot \kappa_1 - \delta_2 \cdot \kappa_2) \cdot i_{\text{экр}} \cdot I > |\delta_{ry}| \quad (11)$$

Примем, что при $I = I_{\min}$ (наихудшие условия нагрузки на двигатель) указанное неравенство выполняется, если относительная движущая сила ГЦ $\delta_1 \cdot \kappa_1 - \delta_2 \cdot \kappa_2 \geq 0,9$; предельная величина этой силы равна единице. Тогда получаем следующее ограничение на выбор закона изменения $I(y)$ передаточного отношения механизма в зависимости от выбранных значений $\delta_{ry}, i_{\text{экр}}$:

$$I_{\min} \geq 1,11 \cdot \Delta, \quad \text{где } \Delta = |\delta_{ry}|/i_{\text{экр}}. \text{ В точке, где } i = i_{\text{экр}}, \text{ имеем } I = 1.$$

По выбранной с учетом других параметров величине $|\delta_{ry}|$ находим $F = P_{ry} / \delta_{ry} p_p$, предварительно задавшись давлением питания p_p .

Как показало предварительное исследование, величину $f_m/F_{1,2}$ или f_m/F , где f_m – эффективная площадь проходного сечения канала распределителя можно в первом приближении определить по заданной средней установившейся скорости $\dot{x}_{\text{уст}}$ поршня ГЦ, вычисляемой при следующих допущениях: механизм

имеет передаточное отношение $i = i_{\text{экв}}$ (т.е. $I=1$); скорость поршня постоянна и определяется при условии, когда в течение всего периода движения полностью открыты каналы распределителя – входной в напорной полости и выходной – в сливной.

Для описания движения этой упрощенной системы воспользуемся уравнением (11), которое для случая подъема груза ($\delta_{ry} < 0$) можно представить в виде

$$(p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2) \cdot i_{\text{экв}} = |\delta_{ry}| \cdot p_p \cdot F. \quad (12)$$

К уравнению (12) следует добавить уравнения, описывающие процессы поступления жидкости в рабочую полость и отвода жидкости из сливной полости, которые определяют установившиеся давления в полостях ГЦ:

$$\begin{cases} p_1 = p_p - z_1; p_2 = p_p - z_2; \\ z_1 = (F_1 \dot{x}_{\text{уст}} / \lambda)^2; z_2 = z - (F_2 \dot{x}_{\text{уст}} / \lambda)^2 \end{cases} \quad (13)$$

где $z = p_p - p_a$; $\lambda = f_m(2/\rho)$;

p_a – давление в сливной линии; ρ – плотность рабочей жидкости. Решая систему уравнений (11) и (12) с учетом $\dot{x}_{\text{уст}} = s_y \cdot i_{\text{экв}} / t_c$ (величины s_y и t_c предполагаются заданными), будем иметь:

$$\frac{f_m}{F} = (s_y \cdot i_{\text{экв}} / t_c) \cdot \left(\frac{\rho(\kappa_1^3 + \kappa_2^3)}{2 \cdot p_p(\kappa_1 - \kappa_2 \cdot \delta_a - |\delta_{ry}| / i_{\text{экв}})} \right)^{0,5} \quad (14)$$

Далее, зная $F = P_{ry} / |\delta_{ry}| p_p$, определяем эффективную площадь f_m каналов распределителя. Как уже указывалось выше, величина f_m , определяемая по соотношению (14), является первым приближением. Она может быть скорректирована по результатам моделирования динамики системы с учетом процессов изменения передаточного отношения механизма, открытия окон распределителя, влияния сжимаемости жидкости и других факторов. Для этих целей далее используется иерархия динамических моделей нарастающей сложности.

Делая замену переменных

$$t = t^* \tau, \quad y = y^* \cdot \nu, \quad x = y^* \cdot \xi, \quad p_{1,2} = p^* \cdot \delta_{1,2}, \quad (15)$$

принимая масштабы измерения безразмерных переменных

$$p^* = p_p; \quad y^* = s_y; \quad t^* = (ms_y / p_p F)^{0,5}, \quad (16)$$

а также учитывая, что масштабом измерения передаточного отношения i механизма является $i_{\text{эКВ}}$ (т.к. $i = i_{\text{эКВ}} \cdot I$), а масштабом измерения γ – перемещения распределительного органа (золотника) является максимальная величина этого смещения (γ измеряется в долях максимального смещения), получим безразмерный аналог расчетной системы уравнений:

$$\ddot{v} = (\delta_1 \cdot \kappa_1 - \delta_2 \cdot \kappa_2) \cdot i_{\text{эКВ}} \cdot I + \delta_{ry};$$

$$\delta_1 = 1 - \check{\delta}_1;$$

$$\check{\delta}_1 = (1 - \delta_a) \cdot \left(\frac{\beta_1 \cdot \kappa_1 \cdot U \cdot \dot{\xi} + \beta_4 \cdot (\beta_1^2 + \beta_4^2 - U^2 \cdot \kappa_1^2 \cdot \dot{\xi}^2)^{0,5}}{\beta_1^2 + \beta_4^2} \right)^2;$$

$$\text{a) при } \beta_2^2 + \beta_3^2 - U^2 \cdot \kappa_2^2 \cdot \dot{\xi}^2 \geq 0$$

$$\delta_2 = 1 - \check{\delta}_2;$$

$$\check{\delta}_2 = (1 - \delta_a) \cdot \left(\frac{-\beta_3 \cdot \kappa_2 \cdot U \cdot \dot{\xi} + \beta_2 \cdot (\beta_2^2 + \beta_3^2 - U^2 \cdot \kappa_2^2 \cdot \dot{\xi}^2)^{0,5}}{\beta_2^2 + \beta_3^2} \right)^2;$$

$$\text{b) при } \beta_2^2 + \beta_3^2 - U^2 \cdot \kappa_2^2 \cdot \dot{\xi}^2 < 0$$

$$\delta_2 = 1 + \check{\delta}_2;$$

$$\check{\delta}_2 = (1 - \delta_a) \cdot \left(\frac{\beta_3 \cdot \kappa_2 \cdot U \cdot \dot{\xi} - \beta_2 \cdot (\beta_3^2 - \beta_2^2 + U^2 \cdot \kappa_2^2 \cdot \dot{\xi}^2)^{0,5}}{\beta_3^2 - \beta_2^2} \right)^2;$$

$$I = i / i_{\text{эКВ}} = I(\nu), \quad \dot{\xi} = \dot{\nu} \cdot i_{\text{эКВ}} \cdot I,$$

$$\gamma = -(1 / (2\ddot{v}_m \nu_L)^{0,5}) \cdot (\dot{\nu} + \text{sgn}(\nu) \cdot (2\ddot{v}_m |\nu|)^{0,5}), \quad (17)$$

где: $\delta_a = p_a / p_p$; $\delta_{ry} = P_{ry} / p_p F$; $\nu_L = y_L / s_y$; $\ddot{v}_m = \ddot{y}_m \cdot (m / p_p F)$

$\beta_i(\gamma) = f_{ei} / f_m$, f_{ei} – текущее значение эффективной площади i -го канала, f_m – его максимальная эффективная площадь при полном открытии. Закон управления γ оптимизирован применительно к задачам позиционирования объекта; он подробно рассмотрен в предыдущих двух параграфах. Величина $\nu_L = y_L / s_y$, входящая в выражение γ , характеризует относительную ширину

u_L области между линиями насыщения на фазовой плоскости «перемещение-скорость» выходного звена. Чем эта область уже, тем ближе подходит фазовая траектория к линии переключения, что способствует повышению точности обработки заданной позиции. С этой точки зрения желательно иметь величину v_L в конце движения возможно меньшей. С другой стороны, если задать величину v_L малой на всей длине хода, то управляемость системы падает. В частности, затрудняется переход в режим торможения, который может оказаться достаточно резким. Кроме того, как будет показано ниже, необходимость выхода в зону активного управления (между линиями насыщения) часто возникает с самого начала движения. Поэтому ширина зоны активного управления была выполнена переменной (в форме «раструба») с сужением к концу хода:

$$v_L = v_{L0} + v_{L1} \cdot |v|, \quad (18)$$

где v_{L0}, v_{L1} – ширина этой зоны соответственно в конце и в начале движения системы. Параметр

$$U = (F / f_m) \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot F \cdot s_y}{2 \cdot m \cdot (1 - \delta_a)}} \quad (19)$$

является характеристикой инерционности системы. Подставив в (19) полученное ранее выражение (16) для f_m / F и

$$F = P_{ry} / |\delta_{ry}| p_p = \alpha \cdot m \cdot g / |\delta_{ry}| p_p, \text{ получим окончательно}$$

$$U = (t_c / i_{экр}) \cdot \left(\frac{\alpha g (1 + \delta_{ry} / i_{экр} - \delta_a)}{(2s_y |\delta_{ry}| (1 - \delta_a))^{0,5}} \right)^{0,5} \quad (20)$$

где $\alpha = P_{ry} / m \cdot g$ – сила сопротивления, выраженная в долях от силы веса перемещаемого груза. Для случая подъема или опускания груза $\alpha = 1$.

Если закон изменения передаточного отношения механизма имеет V-образную форму, то при выбранной величине I_{\min} максимальное значение тангенса угла наклона прямых $I(v)$ к оси v будет

$$\beta = 4 \cdot (1 - I_{\min}), \quad (21)$$

где $I_{\min} = 1,11 \cdot \Delta$. В результате получим законы изменения передаточного отношения механизма:

$$\begin{aligned} \text{для } -1 < v < -0,5 & \quad I = I_{\min} - \beta \cdot (v + 0,5) \\ \text{для } -0,5 < v < 0 & \quad I = I_{\min} + \beta \cdot (v + 0,5) \end{aligned} \quad (22)$$

При использовании системы (16, 17) для моделирования динамического процесса вводятся исходные данные m, P_{ry}, t_c, s_y . Параметры $i_{эKB}, \delta_{ry}, \ddot{v}_m, v_{L0}, v_{L1}$ являются варьируемыми и выбираются из условия реализации поставленных требований к качеству процесса движения, к точности отработки и удержания заданной позиции, к структуре и параметрам передаточного механизма.

Процедура численного выбора параметров системы. Рассмотрим процедуру выбора параметров системы на конкретном примере. Заданы следующие значения исходных параметров: $t_c = 2\text{с}$; $s_y = 0,5\text{м}$; $m = 500\text{кг}$; $\alpha = 1$ (подъем груза); задается $p_p = 4 \cdot 10^6\text{МПа}$, что соответствует $\delta_a = 0,025$; $\delta_{ry} = -0,1$ и $-0,15$ (два варианта); $i_{эKB} = 0,2$; ГЦ с ходом $s_x = i_{эKB} \cdot s_y = 0,2 \cdot 0,5 = 0,1\text{м}$ имеет односторонний шток (при подъеме $\kappa_1 = 1, \kappa_2 = 0,8$). Соответственно при опускании груза будем иметь $\delta_{ry} = 0,1$ и $0,15$; $\kappa_1 = 0,8, \kappa_2 = 1$.

Из соотношения (13) следует, что для реализации процессов подъема и опускания груза за одинаковое время необходимо иметь различные по величине f_m/F , поскольку входящая в (13) относительная нагрузка δ_{ry} имеет знак “-“ при подъеме груза и знак “+” при опускании. Различие в величинах f_m/F при движении объекта вверх и вниз может возникнуть также по причине несовпадения требований к скорости подъема и опускания груза. Поэтому далее, учитывая, что при прочих равных условиях скорость движения груза вниз выше скорости подъема, отношение f_m/F выбирается по условиям движения груза вверх, а время опускания груза регулируется выбором значения v_{L1} , входящего в (18) и определяющего ширину «раструба» в начальной позиции объекта. Расширение «раструба» означает увеличение зоны активного управления положением распределительного органа, что при достаточной ширине этой зоны вызывает частичное перекрытие каналов золотником с самого начала движения.

Пользуясь (13), (19), а также соотношением между величинами δ_{ry} и F , получим для движений груза вверх следующие значения $f_m/F, F, f$ и U

Таблица 2

δ_{ry}	f_m/F	$F, м^2$	$f, мм^2$	U	τ_c	$t_c, с$
-0,1	0,000944	0,0123	13,4	80	30,2	2,14
-0,15	0,00136	0,0082	13,0	45	26,1	2,17

Далее пользуемся системой уравнений (16)-(18), а также (21)-(22) для моделирования процесса подъема груза, протекающего без учета сжимаемости жидкости. Кривые 1 и 2 на рис.7,а представляют характер изменения безразмерных скоростей объекта и поршня ГЦ для $|\delta_{ry}| = 0,15$ в функции их перемещений. При моделировании процесса было принято: $v_{L0} = 0,04$ и $v_{L1} = 0$ (т.е. ширина «раструба» остается постоянной на всем участке движения); $i_{эжв} = 0,2$ (ход поршня ГЦ в пять раз меньше хода объекта); $\dot{v}_m = 0,25$. В табл. 2 представлены также величины безразмерного времени движения τ_c и соответствующие им значения реального времени t_c , которые достаточно мало отличаются от заданной величины $t_c = 2с$. При подсчете t_c были использованы соотношения (14) и (15) между размерным и безразмерным временем.

Кривые 3 и 4 на рис.7,а представляют безразмерные скорости объекта и поршня ГЦ, полученные при моделировании процесса опускания груза (также для относительной нагрузки $|\delta_{ry}| = 0,15$). Соответствующие значения параметров записаны ниже

Таблица 3

δ_{ry}	v_{L1}	τ_c	$t_c, с$
0,1	2	29,8	2,12
0,15	5	23,8	1,98

Для процесса опускания груза величину v_{L1} пришлось выбрать существенно больше, что привело к частичному перекрытию золотником каналов распределителя с самого начала

движения и позволило получить время опускания груза примерно равным времени его подъема.

Для перехода от безразмерных скоростей и перемещений к размерным пользуемся приведенными выше зависимостями, из которых следует: $\dot{x} = 5,72 \cdot \dot{\xi}$; $\dot{y} = 5,72 \cdot \dot{\nu}$; $x = 0,5 \cdot \xi$; $y = 0,5 \cdot \nu$.

Принятый за основу кусочно-линейный V-образный закон изменения передаточного отношения механизма существенно упрощает начальный процесс синтеза системы, позволяя установить допустимые пределы изменения передаточного отношения для конкретной постановки задачи. Однако резкое изменение угла наклона прямой в середине хода вызывает такое же резкое изменение в ускорении движения объекта, который при опускании груза испытывает воздействие, близкое к ударному. В реальных механизмах передаточное отношение изменяется более плавно, что способствует плавности движения системы. Это можно показать сравнением процессов движения систем: 1) с механизмом, имеющим V-образный закон изменения передаточного отношения (рис. 7, 1); 2) с механизмом, имеющим параболический закон изменения этой функции (рис. 7, 2). Из сравнения следует, что при одинаковых значениях $i_{эКВ}$ и одинаковых пределах изменения $I(y)$ в том и другом случае с переходом к параболическому закону характер изменения скорости становится существенно более спокойным. При этом время процесса движения как вверх, так и вниз остается приблизительно одинаковым в обоих случаях. Поэтому использование V-образного закона в расчетах можно считать целесообразным с точки зрения упрощения процесса синтеза и обеспечения некоторого «запаса прочности» проектируемой системы.

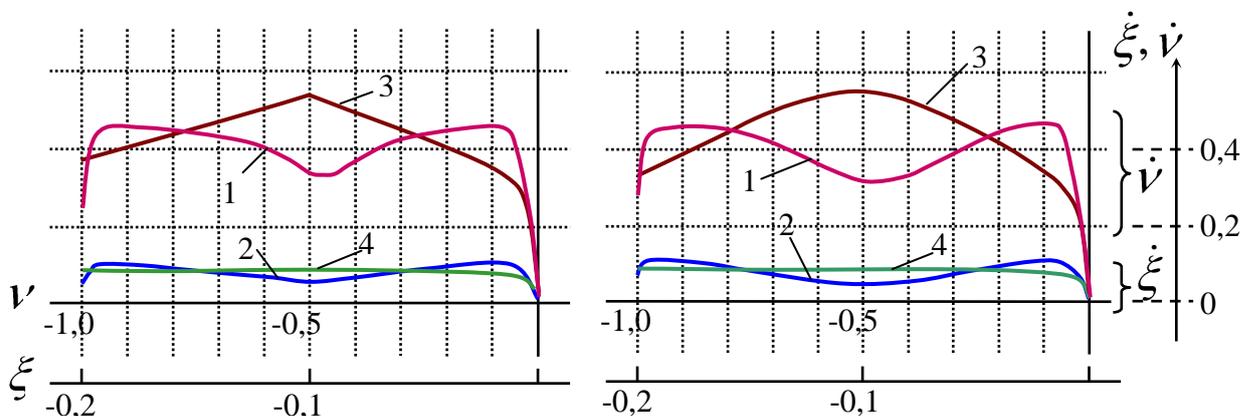


Рис. 7.

Процессы подъема и опускания объекта, полученные моделированием с использованием упрощенной системы уравнений при $I(y)$ кусочно-линейного (а) и параболического (б) типа при $U=45$. Подъем ($v_{Л1}=0$): 1– безразмерная скорость объекта; 2– безразмерная скорость поршня. Опускание ($v_{Л1}=5$): 3– безразмерная скорость объекта; 4– безразмерная скорость поршня.

Как показал численный эксперимент, при синтезе механической системы, имеющей в качестве приводного звена гидропривод, в силу его жесткости, достаточно иметь только данные о положении входного звена. Данные о скорости входного звена (которые входят в систему управления привода) можно получить численным дифференцированием положения системы. При использовании в качестве приводного звена пневмодвигатель этого недостаточно. В работе для определения скорости и ускорения входного звена использовался метод «наблюдатель», позволяющий по данным о положении достаточно точно спрогнозировать недостающие компоненты системы управления (скорости и ускорения).

5. Моделирование приводной системы с пневмодвигателем.

В этой главе показана полная процедура моделирования и последующего синтеза приводной системы «механизм-привод-управление» с использованием в качестве движущей силы пневмопривод. Решается задача использования информационной технологии (модель - наблюдателя) в целях сведения к минимуму количества датчиков в динамической управляемой системе.

Как показали численные исследования и натурный эксперимент, пневматический позиционный привод устойчиво работает только при наличии развитой системы обратных связей по фазовым переменным (переменным состояниям) всех его основных элементов. Кроме основной обратной связи по перемещению, в систему должны быть включены обратные связи по скорости и ускорению (перепаду давлений в полостях или движущей силе) двигателя, а также по переменным, характеризующим состояние (динамику) рабочего органа распределительного устройства (золотника), если его быстродействие недостаточно велико по сравнению с быстродействием двигателя. Что касается третьего основного блока привода – системы управления, то в случае

аналоговой (непрерывной) реализации ее динамикой можно пренебречь вследствие высокого быстродействия; для цифровых (дискретных) систем необходимо учитывать влияние квантования управляющего сигнала (как по уровню, так и по времени) на динамику привода в целом. Динамическая модель приводного устройства имеет вид:

$$\ddot{\xi} = \delta_1 - \delta_2 - \nu_v \dot{\xi} - \nu_{fr} \text{sign}(\dot{\xi}) + \delta_r$$

$$\dot{\gamma} = (1/\tau_e) \cdot (\gamma_C - \gamma)$$

$$\beta_i = \beta_i(\gamma)$$

$$\gamma_C = \kappa_1(\xi_{end} - \xi) - \kappa_2 \dot{\xi} - \kappa_3 \ddot{\xi}$$

где $\tau = t/t^*$; $\xi = x/x^*$; $\delta = p/p^*$, δ_1, δ_2 – изменения давлений в рабочих полостях пневмоцилиндра (имеющие достаточно сложную функциональную зависимость, учитывающую, в том числе, сжимаемость среды);

γ_C – запаздывание в обработке сигнала распределительным устройством в виде изменения положения γ органа распределения (золотника);

β_i – законы открытия рабочих каналов.

Для измерения переменных состояния промышленностью предлагается широкий спектр аналоговых и дискретных устройств (датчиков) контактного и бесконтактного действия, рассчитанных на сигналы различного уровня, имеющих различную разрешающую способность и стоимость. Однако прямое измерение всего множества переменных состояния привода весьма сложная и дорогостоящая техническая задача. Поэтому все чаще отдают предпочтение информационным технологиям, которые позволяют получить оценку части переменных состояния непрямым способом без установки датчиков. Например, можно ограничиться установкой в позиционной системе с пневматическим двигателем только относительно простого датчика перемещения поршня, а скорость и ускорение поршня оценивать с помощью информационной технологии.

Из всех видов такой технологии наиболее мощной и универсальной считается т.н. **модель-наблюдатель (observer)** – математическая модель объекта управления, связанная обратными

связями с физическим объектом на входе и выходе, функционирующая с ним совместно. Основным требованием к системе объект – **модель-наблюдатель** (далее «наблюдатель») считается близость их параметров, динамических свойств, а также начальных условий.

В работе приводятся результаты исследования динамики системы с физическим объектом (пневматическим позиционным приводом), представленным достаточно полной и хорошо отработанной математической моделью, и наблюдателем. Поскольку теория наблюдателя разработана применительно к объектам, динамика которых описывается линейными дифференциальными уравнениями, то при выборе структуры и параметров наблюдателя использована линеаризованная модель объекта. Практика показывает, что если учитываются некоторые специфические особенности и ограничения исходной нелинейной модели, то с помощью наблюдателя можно достаточно успешно решать задачи управления объектом с существенными нелинейностями.

В работе показано, что модель-наблюдатель является весьма эффективным средством для использования в системе управления пневматическим позиционным приводом, поскольку позволяет свести к минимуму количество датчиков переменных состояния. В рассмотренном выше случае при использовании единственного датчика перемещения исполнительного органа наблюдатель достаточно устойчиво генерировал сигналы обратной связи по скорости и ускорению.

Наблюдатель и вся система управления могут быть реализованы в цифровом виде, поскольку к быстрдействию цифровых блоков не предъявляется особо жестких требований. Наблюдатель может быть выполнен как универсальный цифровой модуль. Обобщенные (безразмерные) параметры универсального модуля выбираются по результатам исследования безразмерной модели «объект-наблюдатель» вместе с безразмерными параметрами собственно привода.

Основные результаты и выводы.

1. В задачу выбора параметров приводной системы входит выбор: а) структуры и параметров передаточного механизма; б) типа, структуры и параметров двигателя; в) структуры и параметров системы управления. Ввиду сложности математической

модели при решении задачи синтеза обычно берут за основу отработанные практикой решения и путем вариации ограниченного числа структур и параметров подстраивают их под новые условия. Получаемые таким образом варианты приводных систем могут значительно отличаться от оптимальных решений. С другой стороны, прямое использование известных оптимизационных процедур затруднено не только сложностью математической модели, но и большим числом входящих в нее параметров, не говоря уже о существовании неограниченного множества структур отдельных подсистем приводной системы, подлежащих рассмотрению.

2. Исходя из этого, в настоящей работе предлагается комбинированный подход к решению задачи поиска оптимального решения, который заключается в следующем.

- При моделировании приводной системы вводится понятие семейства механизмов, характеризуемых функциями передаточного отношения $i = i(x)$, мало отличающимися от некоторой базовой (типовой) функции; последняя имеет относительно простую форму и задается небольшим числом параметров. Форма типовой функции выбирается в зависимости от назначения привода. В математической модели типовая функция представляет все семейство механизмов, которые могут удовлетворить требованиям, предъявляемым к приводной системе. По завершении динамического синтеза структура и параметры конкретного передаточного механизма выбираются из условия приближения его передаточной функции к выбранной типовой передаточной функции. Как показал численный эксперимент, функция передаточного отношения $i = i(x)$ весьма чувствительна даже к небольшим вариациям параметров механизма. Это дает основание рассматривать процесс выбора механизма из условия приближения к типовой передаточной функции как достаточно эффективную процедуру решения задачи синтеза механизма.
- Выявленные общие закономерности в динамике приводов позволили построить универсальную математическую модель, охватывающую двигатели различной физической природы, и сформировать безразмерные комплексы – критерии подобия. За счет перехода к безразмерным соотношениям и использования межкритериальных зависимостей обеспечено существенное

сокращение числа базовых безразмерных параметров двигателя (и подсистемы двигатель – управление), выделены достаточно узкие области для выбора их рациональных значений.

3. Для решения проблемы особых положений предложен новый метод построения функции положения механизма в явном виде в окрестности особой точки в виде степенных рядов. Данные ряды имеют большой радиус сходимости и применимы не только при численных расчетах, но и при решении ряда задач синтеза аналитическим способом, так как коэффициенты рядов содержат параметры механизма.

4. Оптимизация систем управления достигается за счет перехода к наиболее эффективным алгоритмам управления, цифровым системам с рациональной дискретизацией сигналов по времени, использования цифровых моделей-наблюдателей (в целях сокращения количества датчиков в обратных связях) и других средств.

5. Проблемы, возникающие вследствие значительного увеличения сложности математических моделей, преодолеваются за счет активного использования теории подобия, формирования критериальных зависимостей, использования компьютерных методов многопараметрической и многокритериальной оптимизации.

6. Разработанный метод дает возможность ставить и решать комплексные задачи поиска оптимальных параметров устройства, рассматривая все его подсистемы – двигатель – механизм – управление как единое целое.

7. Эффективность предлагаемых подходов иллюстрируется рядом примеров динамического синтеза приводных механизмов, из которых можно выделить следующие.

- При помощи составленной упрощенной математической модели гидродвигателя (без учета сжимаемости жидкости) и введением V – образной типовой передаточной функцией произведен синтез приводной позиционной системы с гидроприводом, механизмом с переменным передаточным отношением и цифровой системой управления с импульсным датчиком положения. Последующей проверкой на точной модели (двигателя и механизма) установлена допустимость всех принятых допущений.
- При помощи полученной математической модели произведен синтез приводной позиционной системы с пневматическим

двигателем и цифровой системой управления с развитыми обратными связями. Известно, что пневматические приводы характеризуются повышенной податливостью из-за сжимаемости рабочего тела (воздуха). Это вызывает необходимость введения полной схемы управления по параметрам состояния, что было выполнено в данном случае с помощью цифровой модели-наблюдателя. В результате высокое быстродействие привода и высокая точность позиционирования были обеспечены при наличии только одного импульсного датчика обратной связи по положению; сигналы остальных параметров состояния получались от модели-наблюдателя.

8. Предлагаемые процедуры и методы составления математических моделей и дальнейший синтез позволяют получить рациональные решения для нескольких типов приводов с последующим их сравнением и выбором из них одного, который наилучшим образом удовлетворяет поставленным условиям.

Основные результаты работы отражены в следующих публикациях:

1. Лунев В.В., Мисюрин С.Ю. Особые многообразия плоских и пространственных механизмов с несколькими степенями свободы. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 1, с. 102-109.
2. Лунев В.В., Мисюрин С.Ю. Применение метода многогранников Ньютона в задаче о положениях механизмов. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1994. № 1.
3. Лунев В.В., Мисюрин С.Ю. Решение задачи о положениях механизма методом многогранников Ньютона // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1994. № 2.
4. Лунев В.В., Мисюрин С.Ю. К вопросу о функции положения плоских и пространственных рычажных механизмов с несколькими степенями свободы. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1994. № 6.
5. Bessonov A.P., Lunev V.V., Misurin S.Y. «THE ANALYSIS OF PECULIARITIES AND THE CONSTRUCTION OF EXACT SOLUTIONS IN POSITION PROBLEM FOR MECHANISM WITH A FEW DEGREES OF FREEDOM. // International Conference» SPATIAL MECHANISMS AND HIGH CLASS MECHANISMS" (Theory and Practice) October 4-6, 1994, Almaty.

6. Лунев В.В., Мисюрин С.Ю. Положение равновесия механизмов и способы их определения. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1996. № 6, с.12-17.
7. Крейнин Г.В., Мисюрин С.Ю., Яшина М.А. Выбор параметров позиционной системы гидропривод-передаточный механизм. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2001. № 6, с. 8 - 15.
8. Крейнин Г.В., Мисюрин С.Ю., Яшина М.А. К синтезу позиционной системы с гидроприводом и механизмом передачи движения с переменным передаточным отношением. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. № 5, с.17-23.
9. Лунев В.В., Мисюрин С.Ю. Определение «зон заклинивания» в механизмах с замкнутыми кинематическими схемами. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2003. № 5, с. 95 - 99.
10. Крейнин Г.В., Мисюрин С.Ю., Яшина М.А. К синтезу позиционной системы с гидроприводом, механизмом передачи движения с переменным передаточным отношением и комбинированной нагрузкой. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 5, с. 3-10.
11. Крейнин Г.В., Мисюрин С.Ю., Яшина М.А. Сквозной синтез технической системы с приводом. // Труды конференции: Новые технологии – инновационному бизнесу (первый российский форум). Москва, 09-20 февраля 2007, с. 60-62.
12. Мисюрин С.Ю. Многопараметрический синтез системы «механизм-привод» // Труды конференции: Новые технологии – инновационному бизнесу (первый российский форум). Москва, 09-20 февраля 2007, с. 62-63.
13. Мисюрин С.Ю. Синтез многозвенного механизма с особым положением // Труды конференции: Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин. Астрахань 10-16 сентября 2007 г., с. 34-35.
14. Мисюрин С.Ю. Синтез сложной механической системы «механизм-привод» // Труды конференции: VIII Международная научно-техническая конференция по динамике технологических систем. Ростов-на-Дону, 9-13 октября 2007. Том II, с. 51.
15. Мисюрин С.Ю., Ивлев В.И., Бозров В.М. Тепловые приводы для клапанно-запорной арматуры // Проблемы машиностроения и автоматизации (engineering & automation problems). ISSN 0234-6206 2007. № 2, с. 91-96.

16. Крейнин Г.В., Кривц И.Л., Мисюрин С.Ю., Яшина М.А. Пневматический позиционный привод: оценка возможностей и перспектив применения. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 1, с. 27-35.
17. Крейнин Г.В., Кривц И.Л., Мисюрин С.Ю., Яшина М.А. Модель наблюдатель в системе управления пневматическим позиционным приводом. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 4, с. 81-90.
18. Мисюрин С.Ю., Котенко Д.С. Методы определения особых положений плоских пространственных механизмов // XIX Международная Интернет-ориентированная конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиностроения. Москва, ИМАШ РАН, 5-7 декабря 2007 г.
19. Мисюрин С.Ю., Ивлев В.И. Односторонний газовый привод с термосорбционным источником питания // Проблемы машиностроения и автоматизации (engineering & automation problems). ISSN 0234-6206 2007. № 4, с. 84-87.
20. Мисюрин С.Ю. Сквозной синтез позиционной механической системы как составной части многих автоматизированных систем // Общероссийский симпозиум «Достижения современной механики, энергетики, машиностроения» «Информационные диагностические технологии – основа безопасности страны» 22 октября 2007 г., с. 51-52.
21. Мисюрин С.Ю., Котенко Д.С. Кинестатика механизмов с особыми положениями // Общероссийский симпозиум «Достижения современной механики, энергетики, машиностроения» «Информационные диагностические технологии – основа безопасности страны» 22 октября 2007 г., с. 62-63.
22. Мисюрин С.Ю., Крейнин Г.В. Выбор схемы включения привода в структуру механизма при решении задач кинематического синтеза. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. № 1, с. 3-8.
23. Мисюрин С.Ю. К вопросу о многопараметрическом синтезе сложных механических систем // VI Международная научно-техническая конференция «Материалы и технологии XXI века». Сборник статей. Пенза, 2008 г., с.131-132.
24. Мисюрин С.Ю., Крейнин Г.В. Позиционный привод, базовая система управления в безразмерных переменных // Международная научно-техническая конференция «Наука и образование – 2008». Труды. Мурманск, 02-10 апреля 2008 г., с. 679-681.

25. Мисюрин С.Ю., Крейнин Г.В. О некоторых общих закономерностях в динамике приводов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008 № 6, с. 15-21.
26. Мисюрин С.Ю., Ивлев В.И., Косарев А.А., Костин А.В. Определение границ мертвых положений в механизмах с одной и несколькими степенями свободы. // Проблемы машиностроения и автоматизации (engineering & automation problems). ISSN 0234-6206 2008. № 3, с.50-54.
27. Мисюрин С.Ю. Оптимизация механической системы // Приоритетные направления развития науки и технологий. Доклады всероссийской научно-технической конференции. Тула, 2008 г., с.190-192.
28. Мисюрин С.Ю. Синтез рычажных механизмов // 8 краткий отчет об основных результатах научно-исследовательских работ за 2007-2008 г. ИМАШ РАН, с. 64.
29. Мисюрин С.Ю., Косарев А.А. Механизм параллельной структуры // 8 краткий отчет об основных результатах научно-исследовательских работ за 2007-2008 гг. ИМАШ РАН, с. 66.
30. Мисюрин С.Ю., Крейнин Г.В. Позиционный привод с идеальным двигателем // 8 краткий отчет об основных результатах научно-исследовательских работ за 2007-2008 гг. ИМАШ РАН, с. 70.
31. Мисюрин С.Ю., Крейнин Г.В. Пневматический позиционный привод и цифровая система управления // Труды конференции, посвященной 70-летию ИМАШ РАН: Проблемы машиноведения, с. 287-291.
32. Мисюрин С.Ю. Синтез механической системы «Исполнительное устройство – механизм - управление». // Проблемы машиностроения и автоматизации (engineering & automation problems). ISSN 0234-6206 2008. № 4, с. 24-26.
33. Мисюрин С.Ю. Метод выбора параметров механического устройства с выделением критериев динамического подобия системы управления // Машиностроение и инженерное образование. 2008. №4, с. 39-43.
34. Мисюрин С.Ю., Крейнин Г.В. Динамика и синтез параметров позиционного привода // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 6, с. 3-11.
35. Мисюрин С.Ю., Крейнин Г.В., Косарев А.А., Овчинников А.А., Саяпин В.В. Привод с высокооборотным струйным

пневмодвигателем. Динамика и управление. // Проблемы
машиностроения и надежности машин. 2010. № 6.