

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН  
ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АБУ РАЙХАНА БЕРУНИ

ФАКУЛЬТЕТ «ЭЛЕКТРОНИКА И АВТОМАТИКА»  
КАФЕДРА «Информационные технологии в управлении»

*На правах рукописи*

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА**

**Рисдавлатова Фархода Яхьяевича**

на тему: «Система регулирования электромеханических объектов с  
упругими связями»

по направлению 5521800 - «Автоматизация и управление»

для получения степени бакалавра

Зав.кафедрой

к.т.н., доц. Зарипов О.О.

Руководитель

ст.преп. Измайлова Р.Н.

Ташкент – 2013 г.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	стр.
ВВЕДЕНИЕ.....	3
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ УПРУГИХ СВОЙСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН.....	6
1.1. Причины возникновения упругости в технологических машинах.....	6
1.2. Особенности свойств упругости.....	13
1.3. Анализ методов исследования объектов с упругими свойствами.....	18
ГЛАВА 2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ С УПРУГИМИ СВОЙСТВАМИ КАК ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	25
2.1. Математические модели объектов с упругими свойствами....	25
2.2. Формализация модели объекта с упругими свойствами в среде MatLAB.....	38
2.3. Анализ чувствительности технологических машин с упругими свойствами в среде MatLAB.....	45
ГЛАВА 3. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	48
3.1. Создание имитационной модели объекта с упругими свойствами в среде MatLAB.....	48
3.2. Реализация работы в Simulink.....	64
БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНИ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ .....	
ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	
ЛИТЕРАТУРА.....	

## ВВЕДЕНИЕ

В своей работе «Узбекистан на пороге XXI века» Президент Республики Узбекистан И.А. Каримов констатирует, что «Успех деятельности предприятий, да и в целом государства, в силу ограниченности естественных, природных ресурсов, в значительной мере сегодня определяется тем, насколько широко внедряются достижения научно-технического прогресса, наукоемкие технологии, уровнем профессиональной подготовленности кадров» [1].

В течение многих лет существует устойчивый интерес специалистов к электроприводам с упругими связями, что подтверждает важность и актуальность разработки и исследования систем этого класса.

Обычно ограниченная жесткость связей между двигателем и исполнительным органом механизма, а иногда и между отдельными элементами механизма обусловлена конструктивными особенностями и требованиями уменьшения его массы и габаритов. Поэтому пожелания увеличить жесткость конструкции далеко не всегда могут быть выполнены.

Если к быстродействию автоматизированного электропривода не предъявляется высоких требований, а частота собственных упругих колебаний механизма достаточно велика, то влияние упругости связей на работу электропривода и характер движения исполнительного органа незначителен. При повышении требований к электроприводу, что почти всегда связано с необходимостью увеличения его быстродействия, упругость начинает влиять на работу установки. В системе возникают колебания, что приводит к повышенному износу, а иногда и поломке деталей, влияет на качество продукции и производительность механизма [2].

Наиболее распространенным принципом построения систем управления электроприводом является принцип подчиненного управления, использующий стандартные настройки контуров регулирования. Однако

влияние упругости часто делает невозможной реализацию присущего таким системам высокого быстродействия [3].

В связи с этим возникла необходимость разработки по возможности общих способов настройки регуляторов унифицированных систем электропривода с упругими связями, а также синтеза электротехнических средств коррекции, обеспечивающих плавное движение исполнительного органа при приемлемом быстродействии.

Построение эффективной системы следящего управления сложными электромеханическими объектами, характеризующимися упругими механическими связями, является весьма актуальной задачей. Это связано с повышением требований к качеству процессов регулирования, в частности, повышению быстродействия и полосы пропускания вплоть до частот, сопоставимых с частотой механического резонанса упругой механической системы, а также к динамической точности регулирования. Примерами могут служить системы управления спецобъектами, системы управления роботов, в том числе космических, системы управления современными промышленными механообрабатывающими центрами и другими сложными электромеханическими и мехатронными системами.

## ГЛАВА 1. АНАЛИЗ УПРУГИХ СВОЙСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

### 1.1. Причины возникновения упругости в технологических машинах

С упругими свойствами часто приходится иметь дело при исследовании динамики современных машин. Их возникновение приводит к нежелательным нарушениям рабочего процесса: появляются вибрации большой амплитуды, значительные деформации отдельных звеньев снижается точность передачи движения механизмами и т.п. В связи с этим изучение нелинейных явлений имеет большое практическое значение.

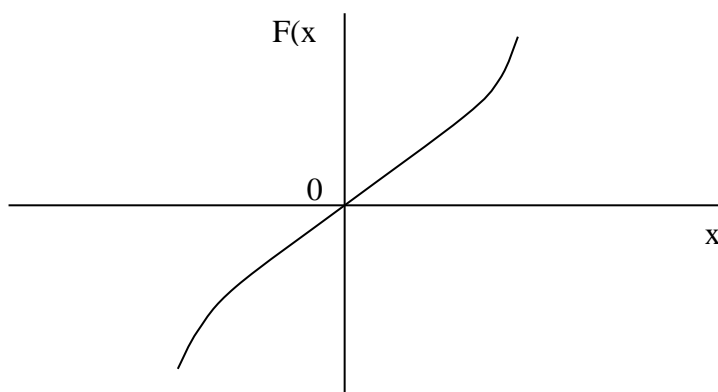


Рис. 1.1.1 Нелинейная упругая характеристика

Перечислим теперь некоторые, наиболее существенные, причины возникновения нелинейных явлений в машинах.

1. Одной из причин является нелинейность упругих характеристик отдельных звеньев. Звенья любого механизма деформируются при передаче усилий и моментов; в простейшем случае, когда звено может считаться идеально упругим, а его деформация (растяжение, сжатие, изгиб, кручение) определяется значением одной переменной  $x$ , зависимость силы или момента от деформации может быть представлена в виде некоторой однозначной

функции  $F(x)$ . Эта функция представляет собой упругую характеристику, а ее производная:

$$c(x) = \frac{dF}{dx}(x)$$

называется жесткостью упругого звена. Жесткость звеньев с линейной упругой характеристикой:

$$F(x) = cx$$

не зависит от  $x$ , в некоторых случаях она может зависеть от времени.

Нелинейность упругой характеристики может вызываться различными причинами. Во-первых, это может быть связано с тем, что материал, из которого изготовлена деформируемая деталь, не подчиняется закону Гука; примером материала с нелинейными упругими свойствами может служить резина. Во-вторых, нелинейный характер зависимости силы от деформации может определяться конструкцией упругого элемента [4].

Особенно большую роль в возникновении нелинейных явлений играют зазоры в зубчатых зацеплениях. Пример упругой характеристики соединения с зазором показан на рис. 1.

Упругие звенья часто снабжаются приспособлениями, ограничивающими их деформацию (упорами, ограничителями хода и т.п.). Наличие таких ограничителей приводит к нелинейности упругих характеристик; этот вид нелинейности играет весьма существенную роль в возникновении нелинейных явлений.

По этой причине упругие характеристики, имеющие разрывы и изломы, принято называть существенно нелинейными. Следует однако отметить, что точки излома существенно нелинейных характеристик редко совпадают с положениями равновесия; поэтому малые колебания вблизи этих точек почти не приходится рассматривать.

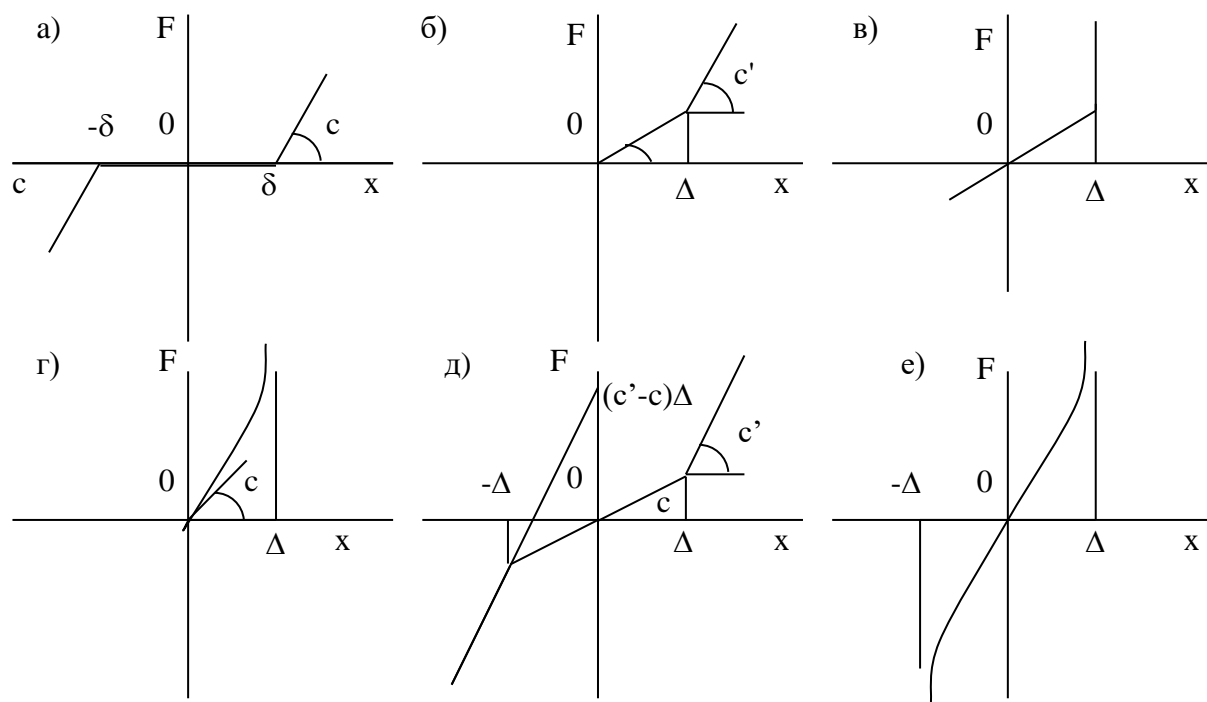


Рис.1. Варианты упругих характеристик

( $\delta$  - величина зазора,  $c$  – жесткость упругих элементов, разделенных зазором)

Нелинейность упругой характеристики приходится учитывать обычно при рассмотрении таких динамических процессов, при которых происходят значительные деформации упругого элемента.

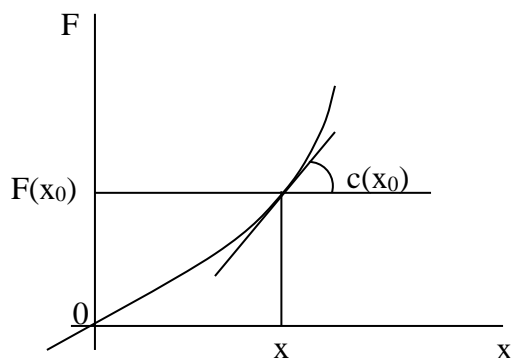


Рис.2. Жесткость нелинейной характеристики

2. Во всякой механической системе наряду с упругими силами действуют силы сопротивления, часто называемые также *диссипативными*

*силами*. Диссипативные силы могут вызываться различными причинами и носить различный характер. В одних случаях они возникают в так называемых демпфирующих устройствах, специально создаваемых для усиления рассеяния энергии в системе; таковы фрикционные, гидравлические, воздушные демпферы. В других случаях силы сопротивления представляют собой силы трения, возникающие в подвижных или неподвижных соединениях деталей. Зависимости диссипативных сил от параметров, характеризующих движение механической системы, являются, как правило, нелинейными [5].

3. При исследовании динамики машинного агрегата часто приходится учитывать нелинейность рабочих характеристик двигателя и машины.

Форма рабочей характеристики машины определяется зависимостью технологических нагрузок и сил сопротивления в кинематических парах от скорости. Примером технологической нагрузки, зависимость которой от скорости носит ярко выраженный нелинейный характер, является сила резания, действующая в металлорежущих станках.

4. Особый класс нелинейных задач связан с исследованием динамики механизмов, преобразующих равномерное вращение приводного вала в неравномерное движение рабочего органа.

Практика построения современных систем управления упругими свойствами показала, что наряду с характеристиками объекта управления как твердого тела необходимо учитывать ряд дополнительных факторов обусловленных упругостью объекта управления.

По виду математической модели все упругие звенья делится на две различные по происходящим в них физическим процессам группы. К первой относятся механические передачи, длинные канаты и другие элементы, которые могут быть описаны эквивалентной двухмассовой упруговязкой системой третьего порядка. Ко второй – упругие звенья, представляющие



собой различные транспортируемые и обрабатываемые материалы (бумажное полотно, ткани, фотопленки и т.п.) или прокат (с обжатием).

Эта классификация послужила основой для разработки нормированных структурных моделей упругих звеньев в электроприводе. Детализированные и преобразованные структуры унифицированных первого и второго рода, в свою очередь были использованы для создания общих оценок влияния упругих звеньев на динамику электроприводов, а также для получения новых критериев настройки регуляторов и коррекции унифицированных способов коррекции были применены в промышленных условиях на ряде действующих механизмов.

В реальных системах электропривода представление о жесткой связи вала двигателя с механизмом является допущением, которое в ряде случаев оказывается неприемлемым. Практически любая связь двигателя с исполнительным органом не является абсолютно жесткой, и возможность пренебрежения явлением упругости часто связано с тем, что собственная частота упругих колебаний системы двигатель – исполнительный механизм (Д-ИМ) оказывается значительно большей частот, существенных для автоматической системы управления электроприводам. Поэтому повышенное быстродействие автоматической системы, обусловленное применением тиристорных преобразователей и высококачественных элементов системы регулирования, часто не удастся реализовать из-за влияния упругости.

На рис. 3 показана схема механизма, в котором упругим элементом является транспортируемый или обрабатываемый материал; М1 и М2 – двигатели первого и второго валов, которые могут работать как оба в двигательном, так и М1 – в двигательном, а М2 – в тормозном режиме (например в продольно-резательном станке).

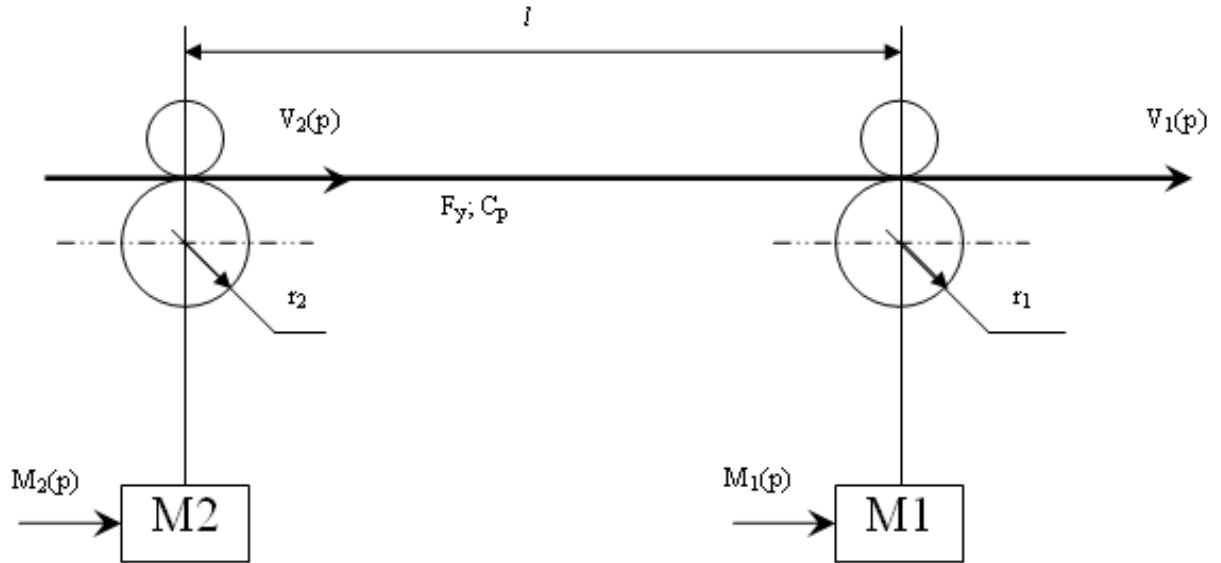


Рис.3. Кинематическая схема упругие звенья 2-го рода

Радиусы  $r_1$  и  $r_2$  могут быть постоянными, если это радиусы валов механизма, или меняться в процессе работы, если это радиусы перематываемых рулонов.

Составим структурную схему такого звена:

- материал однороден и имеет по всей длине одинаковую толщину и ширину;
- влиянием массы материала на его деформацию можно пренебречь;
- деформация имеет чисто упругий характер, причем равномерно распределяется по поперечному сечению;
- процессами, связанными с распределением деформации по длине, можно пренебречь.

Проведение материала на участке растяжения длиной  $l$  описывается дифференциальным уравнением:

$$\frac{d\xi}{dt} = \frac{V_1}{l} - (1 + \xi) \frac{V_2}{l}$$

где  $\xi$  -- относительное удлинение;

$V_1$  и  $V_2$  -- линейные скорости материала в начале и конце участка растяжения  $l$ .

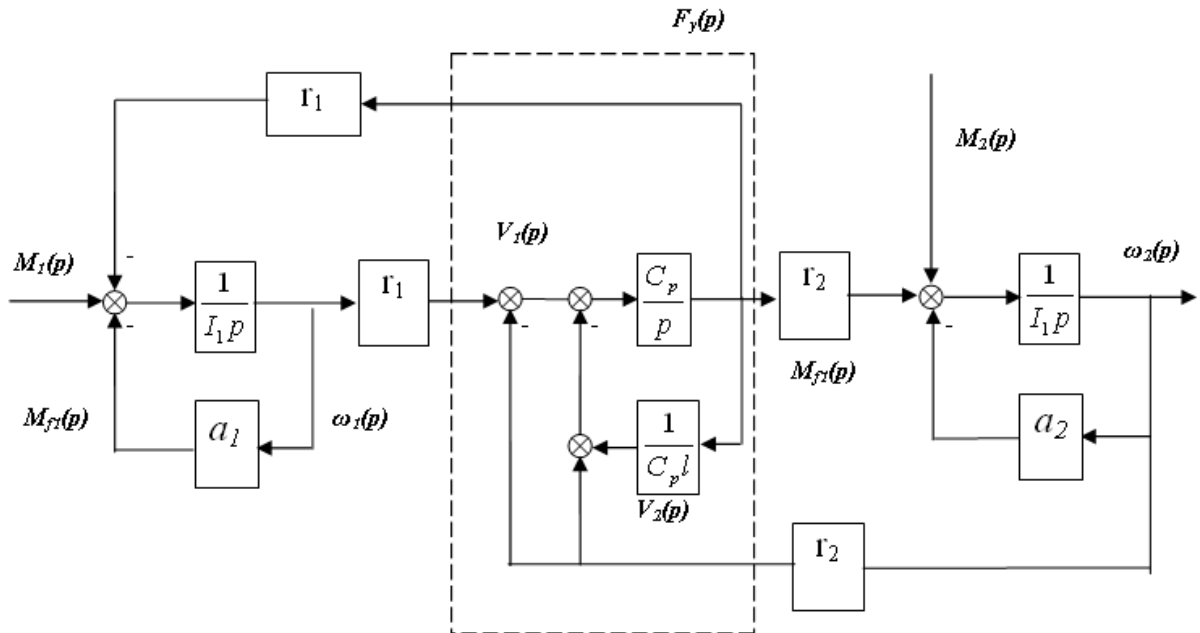


Рис.4. Структурная схема упругие звенья 2-го рода

Натяжение, возникающее в материале, связано с абсолютным значением растяжения  $\Delta l$  выражением:

$$F_y = C_p \Delta l = C_p l \xi$$

Подставляя сюда значение  $\xi$  и записывая уравнения моментов для двигателей, можно получить в операторной форме уравнения, характеризующие систему, показанную на рис. 3.

$$M_1(p) - F(p)M_1 - a_1\omega_1(p) = I_1 p \omega_1(p)$$

$$F_y(p)r_2 + M_2(p) - a_2\omega_2(p) = I_2 p \omega_2(p)$$

$$F_y(p) = \frac{C_l}{p} [V_1(p) - [1 + \xi(p)] \cdot V_2(p)]$$

$$V_1(p) = r_1 \omega_1(p);$$

$$V_2(p) = r_2 \omega_2(p);$$

Таким образом, наличие упругих звеньев приводит к значительному усложнению объекта автоматической системы регулирования по управлению с жесткой системой

## 1.2. Особенности свойств упругости

Изучение, рабочих органов технологических машин в виде машинных агрегатов позволяет более точно оценить динамические процессы, происходящие в системе привод — исполнительный механизм.

Функциональную зависимость момента двигателя и его угловой скорости называют механической характеристикой двигателя. В зависимости от степени учета электромеханических и электромагнитных переходных процессов в двигателе механические характеристики разделяются на следующие типы:

- 1) статическая механическая характеристика;
- 2) динамическая механическая характеристика, учитывающая электромеханические переходные процессы в установившемся режиме движения;
- 3) динамическая механическая характеристика.

В практике инженерных расчетов и при исследовании некоторых технологических машин используются статические механические характеристики электродвигателей. При этом электромагнитные переходные процессы в двигателе не учитываются, что может привести к неправильной оценке динамических свойств машинного агрегата. Но в отдельных случаях, особенно при изучении хлопкоочистительных машин, работающих на низких скоростях в установившемся режиме, учет двигателя в виде механической статической характеристики дает результаты с достаточной для инженерных расчетов точностью.

Механическая статическая характеристика асинхронного электродвигателя описывается уравнением:

$$M_{\dot{a}} = \frac{2M_k(1+\varepsilon)}{S/S_k + S_k/S + 2\varepsilon},$$

где

$$\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{r^2 + r_k^2}};$$

$M_{\dot{o}}, M_k$  — момент на валу двигателя и его критическое значение;

$S, S_k$  — скольжение двигателя и соответствующее моменту критическое скольжение;

$$S_k = S_i \left( \frac{M_k}{M_i} + \sqrt{\frac{M_k^2}{M_i^2} + 1} \right); \quad S_n = \frac{\omega_0 - \omega_n}{\omega_0};$$

$\omega_n, \omega_0$  — угловые скорости ротора двигателя соответственно номинальная и идеального холостого хода;

$M_n$  — номинальный момент электродвигателя;

$r, r_k$  — активное сопротивление и индуктивное сопротивление при соответственно коротком замыкании.

Для двигателей постоянного тока независимого возбуждения статическая механическая характеристика имеет вид:

$$\omega = \omega_0(1 - \nu M_d), \quad \omega_0 = \frac{E_r}{K_e \Phi},$$

$$\nu = \frac{r_a}{K_M E_r \Phi}, \quad K_M = 0,016 \frac{pn}{a},$$

$$K_e = 9,81 K_M,$$

где  $\nu$  — коэффициент крутизны статической характеристики;

$E_r$  — электродвижущая сила генератора;

$r_{я}$  — активное сопротивление якоря;

$n$  — число активных проводников обмотки якоря;

$p$  — число пар полюсов;

$a$  — число параллельных ветвей обмотки якоря;

$\Phi$  — магнитный поток двигателя.

Основные технологические машины работают в специфических условиях, что в первую очередь связано с характером технологических нагрузок, которые изменяются в широких пределах. Для исследования рабочих механизмов этих машин целесообразно использовать механические характеристики двигателей, учитывающие в них электромагнитные переходные процессы [6].

Динамическая характеристика асинхронного электродвигателя для установившегося режима движения, полученная И. С. Пинчуком, описывается уравнением:

$$\frac{1}{2\omega_c M_{\kappa}} M_{\partial} + \frac{S_{\kappa}}{2M_{\kappa}} M_{\partial} = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0},$$

где  $\omega_c$  — угловая частота сети.

Динамическая механическая характеристика электродвигателя постоянного тока с независимым возбуждением имеет вид:

$$\frac{r_{я}}{M_{\kappa} \Phi} \left( \frac{L_{я}}{R_{я}} M_{\partial} + M_{\partial} \right) = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0},$$

где  $R_{я}$ ,  $L_{я}$  — полное активное и полное индуктивное сопротивления якорной цепи генератора и электродвигателя.

Динамическая характеристика электродвигателя постоянного тока с последовательным возбуждением:

$$M_{\partial} = K_{\kappa} \Phi,$$

$$\mathcal{U} = K_{\kappa} \Phi' \omega + (L_{\text{я}} + L_B) \frac{di}{dt} + (R'_{\text{я}} + R_p) i,$$

где  $K_{\kappa}$ ,  $K_{\omega}$  — коэффициенты, учитывающие конструктивные и электрические параметры электродвигателя;

$\Phi'$  — магнитный поток;

$i$  — ток в якорной цепи;

$L_{\text{я}}, L_B$  — индуктивность обмотки якоря и обмотки возбуждения соответственно;

$R'_{\text{я}}, R_p$  — активное сопротивление якорной цепи и пускового реостата.

Динамическая механическая характеристика асинхронного электродвигателя, учитывающая электромагнитные переходные процессы в нем как в процессе пуска и установившегося движения описывается системой дифференциальных уравнений, содержащих составляющие вектора потокосцеплений статора и ротора при синхронной скорости вращения осей координат:

$$M_{\partial} = \frac{3PK_r}{2\sigma x_s} (\psi_{x2} \psi_{y1} - \psi_{x1} \psi_{y2}),$$

$$\dot{\psi}_{x1} = U_m \cos \gamma - \omega_0 \alpha'_s \psi_{x1} + \omega_0 \alpha'_s \psi_{y1}$$

где  $M_{\partial}$  — электромагнитный момент двигателя:

$\psi_{x1}, \psi_{y1}$  — составляющие обобщенного вектора потокосцеплений статора по осям  $x$  и  $y$ , вращающимся с синхронной скоростью;

$\psi_{x2}, \psi_{y2}$  — составляющие обобщенного вектора потокосцеплений ротора по осям  $x$  и  $y$ ;

$K_r$  — коэффициент равный отношению полного реактивного сопротивления взаимоиндукции к полному реактивному сопротивлению ротора;

$\sigma$  — коэффициент рассеяния по Блонделю;

$x_s, x_r$  — полное реактивное сопротивление статора и полное реактивное сопротивление ротора;

$U_m$  — номинальная амплитуда подаваемого напряжения к фазам;

$\alpha'_s, \alpha'_r$  — коэффициенты затухания статорной и роторной обмотки при замкнутой обмотке ротора и статора;

$K_s$  — коэффициент равный отношению полного реактивного сопротивления взаимоиндукции  $X_Q$  к полному реактивному сопротивлению статора  $x_s$ ;

$\omega_0$  — относительная синхронная скорость;

$r_1, r_2$  — активные сопротивления фазы статора и ротора соответственно;

$\alpha_s, \alpha_r$  — коэффициенты, равные отношению активного сопротивления фазы статора и ротора к полному реактивному сопротивлению ротора и статора.

Большое количество гибких передач, видимо, несколько поглощает шумовые показатели машины, которые в действительности могут увеличиться за счет расширения диапазона собственных частот колебаний каждого из рабочих органов [7]. В этих условиях динамический расчет механизма должен производиться с учетом упругости гибких передач, в результате в упругих передачах будут определены моменты, зависящие от величины и характера изменения технологических нагрузок от хлопка и характера движущих моментов.

Существуют разные методы для динамического расчета машин и механизмов во многих отраслях машиностроения, учитывающие узкие, отличительные особенности их работы. Предлагаемая методика динамического анализа и расчета машин и механизмов включает следующие основные разделы:



1. Анализ работы-машины. Составление кинематических схем. Определение всех действующих внешних и внутренних нагрузок и их анализ.
2. Составление схемы динамической модели механизма с учетом упругих элементов и двигателя.
3. Вывод дифференциальных уравнений движения системы. Расчет коэффициентов и реальных рабочих параметров механизма.
4. Разработка моделирующих алгоритмов, соответствующих дифференциальным уравнениям движения системы. Составление блок-схемы решения задачи на моделирующей установке (или составление программы на ЭЦВМ).
5. Решение задачи на электронной модели с вариацией параметров механизма (или решение задачи на ЭЦВМ). Анализ результатов. Построение кривых зависимостей. Выбор и рекомендация по основным параметрам и режимам работы рассматриваемого механизма.

### 1.3. Анализ методов исследования объектов с упругими свойствами

Вопросам упругости при исследовании объектов и систем в последнее время уделяется все большее значение. Ведь упругость механических связей и сред оказывает значительное воздействие на динамику системы в целом.

Известно, что изменение режима работы электропривода (пуск, торможение, прием и сброс нагрузки и т.д.) приводит к появлению динамических процессов в механизме, вследствие упругой деформации передаточных звеньев. Исследование динамики механизмов с условно принятым законом изменения действующего момента, не учитывающим переходные процессы в электродвигателе и системе управления, нередко приводит к значительным ошибкам.

Между тем, исследования и анализ работы механизмов показывают, что взгляд на машину, как систему твердых тел, образующих кинематические

цепи, следуют считать устаревшим. В реальных механизмах практически любое звено обладает той или иной степенью податливости. Из теории колебаний, известно, что в любой упругой механической системе с одной или несколькими степенями свободы в неустановившихся процессах имеют место свободные или вынужденные колебания [8].

Колебания в механизмах возникают при изменении момента в одном из его звеньев, включая электродвигатель. Причинами появления колебаний может быть пуск, торможение и реверс электродвигателя, изменение нагрузки и тому подобное, при этом относительно небольшие изменения одного из действующих моментов вызывают значительные знакопеременные напряжения в валах и других передачах.

Поэтому при проектировании механизмов всегда возникает задача определения действительных нагрузок в линиях передач. В большинстве случаев ее решают на основе динамического расчета механической системы без учета переходных процессов в электродвигателях и его системе управления. Действующий момент при этом принимают постоянным или изменяющимся по условно избранному закону, что ведет к значительным ошибкам.

В свою очередь упругие колебания в механической системе влияют на переходные процессы в электродвигателе, отражающиеся на его скорости момента. Можно говорить о взаимной связи переходных процессов в механической системе (упругие колебания) и электродвигателя. Известно, что влияние оказываемое в электроприводах, механизмах содержащих упругие звенья относительно малой жесткостью и низкой собственной частотой механических колебаний.

По виду математической модели все упругие звенья делятся на две различных происходящим в них физическим процессам группы. К первой относятся механические передачи, длинные канаты и другие элементы, которых могут быть описаны эквивалентной двухзвенной упругосвязкой

системой третьего порядка. Ко второй - упругие звенья, представляющие собой различные транспортируемые и обрабатываемые материалы.

Эта классификация послужила основой для разработки нормированных структурных моделей упругих звеньев в электроприводе.

Детализированные и преобразованные структуры унифицированных систем электропривода с упругими звеньями первого и второго родов были использованы для создания общих оценок влияния упругих звеньев на динамику электроприводов, что позволила выработать общий подход при рассмотрении динамики электроприводов.

Если рассматривать эти методы с точки зрения точности, получаемой при их использовании, то несомненным преимуществом будет обладать интерполяционно-топологический метод, позволяющий с точностью максимально близкой к точности метода нахождения оригинала, рассчитывать сложные системы с упругими связями и элементами, в то время как метод нахождения оригинала применим, как правило, к простым системам, а с ростом сложности систем его применение становится все более громоздким и неэффективным. Метод пространства параметров состояний уступает в плане точности интерполяционно-топологическому методу, но зато дает гораздо больше информации о системе. Так, кроме расчета переходного процесса, по матрицам состояния можно однозначно судить об управляемости и наблюдаемости системы, рассчитывать передаточные функции системы (как общую, так и между внутренними состояниями системы), а при исследовании нестандартных дискретных систем во сложными законами прерывания сигналов, когда важно найти путь для систематического с планомерно решения задачи, что связано с огромными трудностями при использовании классических методов, метод пространства параметров состояний остается чуть ли не единственным эффективным орудием в руках исследователя.

Для анализа качества сложных САУ в настоящее время применяются множество методов, в частности методы Рунге-Кутты, метод обратного преобразования Лапласа (нахождения оригинала), метод основанный на операциях с матрицами состояния систем (метод Пространства параметров состояний) и интерполяционно-топологический метод.

Кратко рассмотрим особенности этих методов. При этом основное внимание уделяется на решение дифференциального уравнения, которые описывает динамики ЭМС с упругими связями.

*Метод Рунге-Кутты.* Наиболее простым способом построения решения в точки  $x_{n+1}$ , если известно в точке  $x_n$ , является способ основанный на разложении в ряд Тейлора:

$$y(x_{n+1}) = y(x_n) + h(x_n, y_n, h)$$

$$\text{где } \Delta(x, y, h) = y'(x) = \frac{h}{2} y''(x) + \frac{h^2}{3!} y'''(x) + \dots$$

Если теперь этот ряд оборвать и заменить  $y(x_n)$  приближенным значением  $y_n$ , то получим:

$$y_{n+1} = y_n + h\varphi(x_n, y_n, h), n = 1, 2, \dots$$

$$\text{где } \Delta(x, y, h) = f(x, y) + \frac{h}{2} f'(x) + \dots + \frac{h^{p-1}}{p!} f^{(p)}(x, y)$$

Метод Рунге-Кутты основаны формулы для  $\varphi$ , которая максимально близка к  $\Delta$  и не содержит производных от функции  $f$ .

Рассмотрим наиболее известную формулу четырех этапного метода.

$$\begin{aligned}
k_1 &= f(x_n, y_n); \\
k_2 &= f\left(x_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}hk_1\right); \\
k_3 &= f\left(x_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}hk_2\right); \\
k_4 &= f(x_n + h, y_n + hk_3);
\end{aligned}$$

*Метод нахождения оригинала.* Вычисление и построение переходных процессов в линейных системах обычно проводят с помощью обратного преобразования Лапласа, записываемого интеграла:

$$\begin{aligned}
x(t) &= \frac{1}{2\pi j} \int_{c-j\infty}^{c+j\infty} x(s)e^{st} ds, \\
t &\geq 0
\end{aligned}$$

где  $c$  — абсцисса абсолютной сходимости функции  $x(t)$ , характеризующей искомый переходной процесс.

*Сравнительный анализ методов исследования сложных систем.* Метод расчета процессов сложных систем топологическим методом с использованием интерполяционных рядов, взял в себя самые лучшие стороны топологического и интерполяционного методов.

Так как переменные состояния выбираются с использованием топологии (структуры) системы, при расчете переходных процессов ИТМ исследователю представляется наиболее полная информация о динамике системы, т.е. в любой момент видно какой параметр, какого звена, как воздействует на промежуточные и выходной процессы. В традиционных численных методах (как пример возьмем метод Рунге-Кутты) уравнения приводятся к нормальному виду Коши, т.е. к системе дифференциальных

уравнений первого порядка, а такая формализация изменяет структуру системы и не дает возможности проследить внутреннее поведение системы.

По быстродействию ИТМ уступает только методу разложения в бесконечный ряд для нахождения переходной матрицы при исследовании систем методом пространства параметров состояний. Но отношению время/точность интерполяционно-топологический метод выигрывает даже с ним. Метод нахождения оригинала при исследовании сложных систем практически не применим, так как нахождение обратных преобразований Лапласа для передаточных функций высокого порядка представляет трудоемкую и часто просто переходного процесса методами Рунге-Кутты возрастает при усложнении системы, так как громоздкие вычисления отнимают много времени даже у современных ЭВМ.

Еще одним недостатком методов Рунге-Кутты является большая зависимость сходимости решения от шага расчета задачи. Поэтому правильное решение очень зависит от выбора шага. Но и применение алгоритмов решения задач методами Рунге-Кутты с автоматическим выбором шага не исключает возможности избежания накопления ошибки. Ошибка накапливается тем более, чем дальше считается процесс вследствие того, что не учитываются структурные состояния (начальные условия интеграторов) на каждом шаге расчета.

В интерполяционно-топологическом методе, также имеется ошибка, но, во-первых, по абсолютному значению она невелика, во-вторых, она не накапливается, а остается неизменной до конца расчета.

И, наконец, методом Рунге-Кутты невозможно исследовать релейные системы, и нелинейные системы, в которых нелинейность можно линеаризовать и решать линейными методами будет содержать в себе ошибку, уже на стадии линеаризации и эта ошибка будет тем больше, чем существеннее будет нелинейность.

Исследование релейных систем интерполяционно-топологическим методом по трудности канального отличается от линейных систем, с той лишь разницей, что релейный элемент на каждом шаге расчета будет представляться в виде функциональной зависимости от входного сигнала (для этого можно использовать, например, операторы Козлова).

Другой отличительной особенностью интерполяционно-топологического метода является то, что ординаты сигнала в любой точке интервала времени  $[0, t]$  могут вычисляться независимо от самого процесса расчета, в то время как при использовании других численных методов получаются только те ординаты, которые отстоят на шаг интегрирования  $\Delta t$ . Таким образом, появляется благоприятная возможность для точного определения точек разрыва непрерывности. Наконец, необходимо еще отметить возможность точного учета скачков в законах изменения сигналов.

Таким образом, из приведенного сравнительного анализа можно сделать вывод, что для исследования сложных систем из всего множества методов испытания на пригодность выдерживают только интерполяционно-топологический метод и метод пространства параметров состояний.

## ГЛАВА 2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ С УПРУГИМИ СВОЙСТВАМИ КАК ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

### 2.1. Математические модели объектов с упругими свойствами

При изучении динамики механизмов и машин рассматриваются не реальные системы звеньев механизма, а лишь их приведенные динамические модели. Это объясняется тем, что, во-первых, математические модели реальной системы получаются громоздкими, их решение практически не представляется возможным, во-вторых, нет необходимости учитывать второстепенные элементы, мало влияющие на характер движения системы. В связи с этим при составлении схемы динамических моделей механизмов с упругими элементами необходимо обосновать все допущения, чтобы избежать неправильных решений.

У большинства машин первичной обработки хлопка питатели состоят из двух лопастных валиков и колкового барабана под ним. Нагрузка на двигатель от медленно вращающихся питающих валиков маленькая (0...3 об/мин), т.е. ее можно не учитывать. С другой стороны, известно, что для обеспечения нормального технологического процесса требуется удержание определенного предела изменения угловой скорости рабочего органа машины [9]. При этом неравномерность угловой скорости рабочего органа вызвана в основном неравномерным питанием хлопка. Поэтому динамический анализ машины без учета узла питания приведет к серьезным ошибкам. В связи с этим при составлении расчетных схем необходимо учитывать особенности конкретных механизмов и машин.

Для большинства механизмов и машин применяются следующие условия составления расчетных схем с учетом упрощения и допущения:

1. Механизмы с упругими звеньями обычно представляют собой систему со многими степенями свободы. Для упрощения таких систем



допускаются уменьшение числа степеней свободы; линеаризация системы; пренебрежение рассеиванием энергии в упругих элементах, зазорами в опорах и т. д.

2. Расчетные схемы исследуемой системы рекомендуется составлять идентичными к типовым схемам, которые изучены достаточно хорошо.

3. Для упрощения расчетов и анализа реальной системы рабочие параметры (моменты, жесткости и др.) могут быть приведены к любому удобному звену механизма.

4. При составлении расчетных схем механизмов и машин необходимо учитывать двигатель.

Таким образом, расчетная схема конкретного механизма должна быть наиболее близкой к действительной, более простой с обоснованием допущений или упрощений.

Как уже отмечалось, в расчетных схемах эквивалентных механических систем используют методы приведения параметров к их основным участкам. Приведенные параметры механизма — это параметры его динамической модели. К ним относятся приведенные массы и моменты инерции звеньев, приведенные коэффициенты жесткостей звеньев и элементов кинематических пар, приведенные коэффициенты вязкого сопротивления, приведенные силы и моменты сил, действующие на звенья механизма. Определение приведенных величин параметров основано на энергетической эквивалентности реальной системы ее динамической модели. Для более подробного разъяснения методов приведения масс и жесткостей рассмотрим их подробно.

*Приведение коэффициентов жесткостей упругих элементов.* При динамическом расчете сложных приводов с упругими элементами хлопкоочистительных машин необходимо учитывать характеристику упругих элементов.



$$2\Delta\varphi_2^2 c R_2^2 = c_{i\delta} \Delta\varphi_1^2,$$

$$c_{i\delta} = \frac{2c R_2^2 \Delta\varphi_2^2}{\Delta\varphi_1^2} = 2c R_1^2.$$

Коэффициент жесткости упругой передачи рассчитывается по формуле:

$$c = \frac{EF}{l_p},$$

где  $EF$  — жесткости ремня при деформациях;

$l_p$  — расчетная длина рабочей ветви ремня.

Тогда для определения приведенного коэффициент жесткости, упругой передачи окончательно имеем:

$$c_{i\delta} = \frac{2EFR_1^2}{l_p}.$$

Момент передаваемой упругой передачи описывается выражением:

$$M_{\delta i\delta} = c(\varphi_1 - i\varphi_2).$$

Если момент в упругой передаче привести на шкив 2 (рис.6, а), получим:

$$M'_{\delta i\delta} = ci(\varphi_1 - i\varphi_2).$$

Для общего случая рядной системы валов (рис. 5), соединенных упругими передачами  $(1, 2, ..., m, ..., k)$ , приведенный валу  $m$  коэффициент жесткости упругой передачи вала  $k$  имеем:

$$c_{ki\delta}^m = \frac{c_k}{i_{mk}^2}.$$

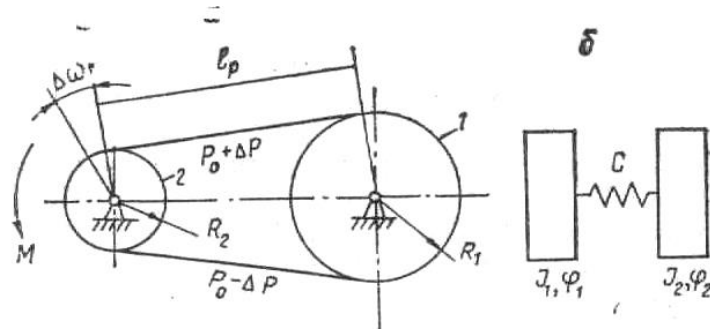


Рис. 6. Кинематическая схема ременной передачи (а)  
и расчетная схема двухмассовой системы с упругой передачей (б)

Для рядной системы валов с упругими передачами приведенный коэффициент жесткости определяется по формуле:

$$\frac{1}{c_{i\partial}} = \sum_{i=1}^k \frac{1}{\tilde{n}_i}.$$

Соответственно при параллельном соединении валов упругими элементами выражение приведенной жесткости:

$$c_{i\partial} = \sum_{i=1}^k \tilde{n}_i.$$

*Приведение коэффициентов вязкого сопротивления упругих элементов.*

В механизмах с упругими элементами при динамических расчетах необходимо учитывать коэффициенты рассеяния (поглощения) энергии в упругих элементах.

Приведение коэффициентов вязкого трения в упругих демпфирующих элементах системы основано на равенстве энергий рассеивания в реальной и приведенной системах. Величина силы вязкого сопротивления обычно прямо пропорциональна скорости движения звена. При этом диссипативная функция Рэлея для гибкой ременной передачи (рис. 6, а) имеет вид:

$$\Phi = \frac{1}{2} M \Delta \dot{\varphi}_2^2,$$

для приведенной системы

$$\Phi_{i\partial} = \frac{1}{2} M_{i\partial} \Delta \phi_2.$$

Если учесть  $\Phi = \Phi_{np}$ ,  $M = b \Delta \phi_2$ ,  $M_{np} = b_{np} \Delta \phi_1$ , получим соотношение для рассматриваемой передачи:

$$\frac{1}{2} b \Delta \phi_2^2 = \frac{1}{2} b_{np} \Delta \phi_1^2,$$

где  $b$  — коэффициент вязкого сопротивления упругой передачи;

$b_{np}$  — приведенный к ведущему шкиву коэффициент вязкого сопротивления.

В общем случае для рядной системы упругих передач меж валами ( $1, 2, \dots, m, \dots, k$ ) приведенный коэффициент вязкого сопротивления определяется по формуле:

$$b_{ki\partial}^m = \frac{b_k}{i_{mk}^2},$$

где  $b_k$  — коэффициент демпфирования упругой передачи вала;

$b_{ki\partial}^m$  пр — приведенный к валу  $m$  коэффициент демпфирования  $b_k$ ;

$i_{mk}$  — передаточные отношения между валами  $k$  и  $m$ .

Уравнения статики, при которых возмущающие и задающие воздействия принимаются постоянными, обычно являются алгебраическими уравнениями. Уравнения динамики обычно дифференциальные. Они определяют поведение системы в переходном процессе при действии возмущающих сил или после прекращения их действия. Для составления уравнений динамики автоматическая система разбивается на элементы (звенья), и для каждого из них составляется соответствующее уравнение

на основании того физического закона, который определяет процесс, происходящий в данном звене. Совокупность уравнений динамики, составленных для всех элементов автоматической системы, определяет процесс автоматического управления [10].

Составление уравнений динамики звеньев САУ на основе физических законов, определяющих процессы, протекающие в звеньях, является самой ответственной задачей при расчете автоматической системы, поскольку неточность в исходных предположениях может свести на нет все результаты последующих расчетов. Поэтому, как правило, уравнения динамики промышленных объектов, представляемые для дальнейшего исследования, зависят и от искусства исследователя.

Если обозначить через  $x_{вх}$  физическую величину (параметр), действующий на вход элементарного звена, а через  $x_{вых}$  – выходную величину этого звена, то в общем виде дифференциальное уравнение звена имеет вид:

$$A_0 \frac{d^n x_{\dot{u}\dot{u}\dot{o}}}{dt^n} + A_1 \frac{d^{n-1} x_{\dot{u}\dot{u}\dot{o}}}{dt^{n-1}} + \dots + A_n x_{\dot{u}\dot{u}\dot{o}} = B_0 \frac{d^m x_{\dot{a}\dot{o}}}{dt^m} + B_1 \frac{d^{m-1} x_{\dot{a}\dot{o}}}{dt^{m-1}} + \dots + B_m x_{\dot{a}\dot{u}\dot{o}},$$

где  $n$  – степень дифференциального уравнения, которым описывается изменение  $x_{вых}$ ;

$m$  – степень дифференциального уравнения, которым описывается изменение  $x_{вх}$ ;

$t$  – время.

Это уравнение может быть нелинейным, т.е. часть коэффициентов  $A_i$  или  $B_i$  может зависеть от  $x$  или  $t$ , поэтому при дальнейших исследованиях пользование уравнением представляет определенное неудобства. В связи с

этим все нелинейные зависимости линеаризуются путем разложения их в ряды Тейлора или Маклорена, и вводятся безразмерные координаты:

$$x_{\hat{a}\div} = \frac{x_{\hat{a}\hat{o}}}{x_{\hat{a}\hat{o}}}; x_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}} = \frac{x_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}}{x_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}};$$

где  $x_{\text{ex}0}$  и  $x_{\text{ex}0}$  – базовые (например, максимальные или номинальные) значения  $x$ .

Линеаризовав нелинейности и вводя безразмерные координаты  $x$ , уравнение перепишем в виде:

$$a_0 \frac{d^n x_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}}{dt^n} + a_1 \frac{d^{n-1} x_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}}{dt^{n-1}} + \dots + a_n x_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}} = b_0 \frac{d^m x_{\hat{a}\hat{o}}}{dt^m} + b_1 \frac{d^{m-1} x_{\hat{a}\hat{o}}}{dt^{m-1}} + \dots + b_m x_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}},$$

где  $a_i$  и  $b_i$  – постоянные коэффициенты.

Для наглядности рассмотрим различные способы описания САУ на примера системы автоматического регулирования числа оборотов  $n(t)$  электродвигателя, для измерения скорости вращения которого используется тахогенератор (рис. 7).

1. Уравнение электродвигателя:

$$T_a \frac{dn(t)}{dt} + n(t) = k_a l_y(t),$$

где  $T_a$  – постоянная времени двигателя;

$k_a$  – коэффициент усиления двигателя;

$l_y(t)$  – Э.Д.С., питающая якорную цепь.

2. уравнение электромагнитного усилителя. ЭМУ представляет собой комбинацию на одном валу двух генераторов, соединенных последовательно. Уравнение цепи управления первого каскада:

$$T_{\phi} \frac{dl_{\dot{a}}(t)}{dt} + l_{\dot{a}}(t) = k_{\phi} u_2(t),$$

уравнение поперечной цепи второго каскада:

$$T_n \frac{dl_{\ddot{y}}(t)}{dt} + l_{\ddot{y}}(t) = k_n l_{\dot{a}}(t),$$

где  $T_y$  – постоянная времени цепи управления ЭМУ;

$k_y$  – коэффициент усиления первого каскада;

$T_n$  – постоянная времени поперечной цепи;

$k_n$  -- коэффициент усиления второго каскада;

$l_{\dot{a}}(t)$  – Э.Д.С., питания обмотки возбуждения второго каскада;

$u_2(t)$  – входное напряжение ЭМУ.



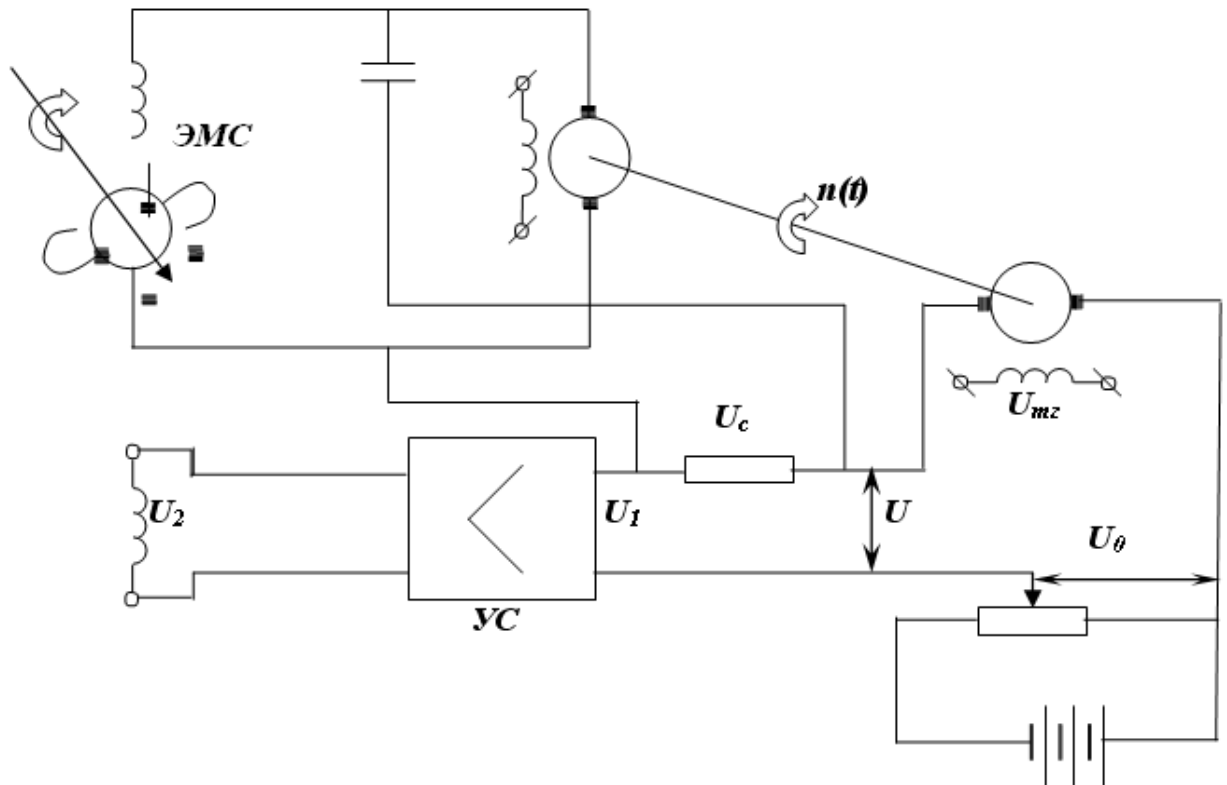


Рис. 7. САР скорости вращения электродвигателя

3. уравнение электронного усилителя:

$$u_2(t) = \kappa_3 u_1(t),$$

где  $\kappa_3$  – коэффициент усиления.

4. уравнение внутренней обратной связи:

$$u_1(t) = u(t) - u_c(t),$$

$$T_n \frac{du_c(t)}{dt} + u_c(t) = k_c \frac{dl'_y(t)}{dt}$$

где  $\kappa_n$  – коэффициент усиления или, точное, «ослабления»;

$T_n$  – постоянная времени. Далее, для простоты, предположим, что  $l'_y(t) = l'_s(t)$ .

5. уравнение отклонения (уравнение ошибки):

$$u(t) = u_0(t) - u_{mz}(t)$$

6. уравнение тахогенератора:

$$u_{mz}(t) = \kappa_{nu} n(t)$$

где  $\kappa_{mz}$  – коэффициент преобразования числа оборотов вала в напряжение.

Система уравнений описывает процессы в САР число оборотов двигателя. Исключая из полученных уравнений промежуточные величины, можно найти уравнения относительно интересующих нас величин. Но, как правило, эти операции очень трудоемки и громоздки. Поэтому возникает потребность упрощения этих промежуточных операций. Для этого вместо рассмотрения величин, описывающих состояние системы во времени – оригиналов, рассматривают соответствующие им изображения, получаемые на основе преобразования Лапласа. Применение преобразования Лапласа позволяет заменить операции дифференцирования, интегрирования более простыми операциями умножено упрощается составление и исследование уравнений АС.

Преобразование Лапласа определяется соотношением:

$$X(p) = L\{x(p)\} = \int_0^{\infty} e^{-pt} x(p) dt$$

где  $x(p)$  – оригинал,  $X(p)$  – изображение.

Функция  $W(p)$  определяющая связь между изображениями выходной и входной величин, при нулевых начальных условиях, называется передаточной функцией элемента.

Таким образом, каждый элемент автоматической системы, может описываться либо дифференциальным уравнением, либо соответствующей передаточной функцией.

Для системы регулирования числа оборотов электродвигателя (рис. 8) передаточные функции составляющих её элементов будут иметь следующий вид:

1. двигателя:

$$W(p) = \frac{k_a}{T_a p + 1}$$

2. электромашинного усилителя:

$$W_{\dot{y} \dot{o} \dot{o}}(p) = \frac{k_y}{T_y p + 1}$$

$$W_{\dot{y} \dot{o} n}(p) = \frac{k_n}{T_n p + 1}$$

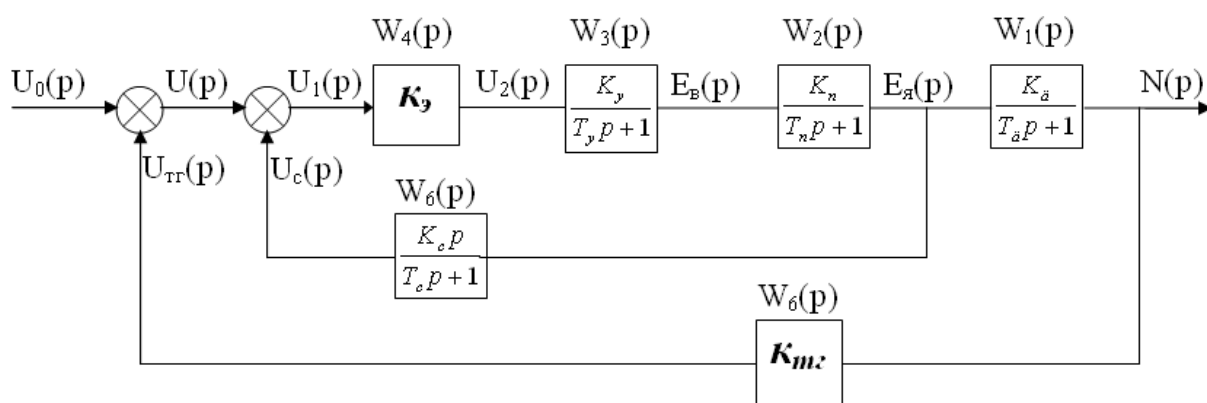


Рис.8. Блок-схема САР числа оборотов двигателя

3. электронного усилителя

$$W_{y.o} = \hat{e}_y$$

4. внутренней обратной связи

$$W_{Af.N}(p) = \frac{\hat{e}_n p}{T_c p + 1}$$

## 5. Тахогенератора

$$W_{\dot{\omega}, \dot{A}}(p) = k_{\dot{\omega}, \dot{A}}$$

При использовании передаточных функций САУ будет описываться системой алгебраических уравнений, что более удобно и применимо. Зная передаточную функцию системы можно найти переходной процесс в системе:

$$X_{\dot{\omega}\dot{\omega}}(t) = L^{-1}[X_{\dot{\omega}\dot{\omega}}W(p)]$$

Системы автоматического управления представляют в виде блок-схема или графов. Так, для рассмотренной выше САУ оборотов двигателя, блок-схема будет иметь вид, показанный на рис.8, а графовое представление системы на рис. 9.

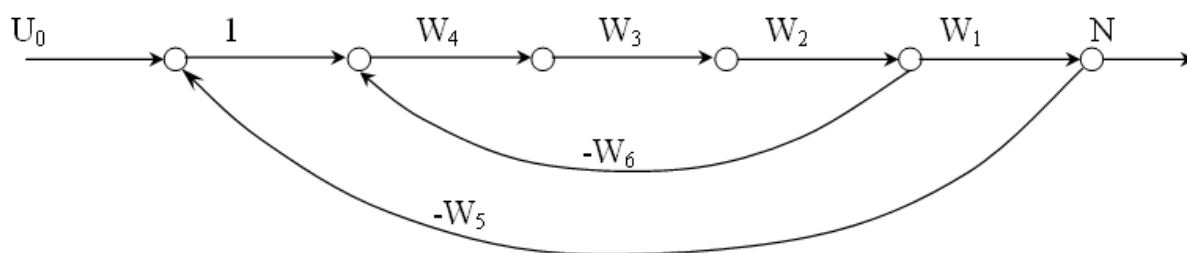


Рис.9. Граф-схема САУ числа оборотов двигателя

В последнее время наблюдается тенденция постепенного отхода от классического описания систем дифференциальными или алгебраическими уравнениями, и перехода к описанию систем в переменных состоянии. На основе такого описания разработан метод Пространства параметров

состояний позволяющий эффективно и быстро производить исследование и расчет САУ.

Причина перехода к описанию систем переменными состояния заключается в возросшей потребностью в высококачественных сложных системах. Требовалось найти метод позволяющий производить анализ и синтез систем с многими входами и выходами, многоконтурных систем. Основную трудность при исследовании таких систем составляет определение взаимно связанных воздействий и управлении или наилучшим образом эту проблему можно решить только с привлечением мощны ЭВМ, а ЭВМ в свою очередь дает максимальную эффективность (быстродействие) при оперировании данными представленными массивами.

Подход, основанный на понятии переменных состояния, как раз и представляет собой использование методов матричного исчисления и векторного анализа для операций с большим числом переменных, входящих в исследуемые задачи, поэтому реализация его на ЭВМ дает очевидное преимущество. Очень важными является и то, что подход, основанный на понятии переменных состояния, способствует становлению «общего взгляда» на линейные многосвязные и многоконтурные системы, а также и нелинейные. Более того, он позволяет подойти к линейным и нелинейным задачам, часто рассматриваемым инженерами как не связанным друг с другом, с единых позиций.

Таким образом, в данном разделе были изложены наиболее распространенные методы представления САУ и предпринята попытка показать очевидные преимущества. Дальнейшее раскрытие сильных сторон методов пространства состояний, а также раскрытия нового подхода к исследованию сложных систем с упругими связями будет дано в следующем разделе.

## 2.2. Формализация модели объекта с упругими свойствами в среде MatLAB

В обыкновенном недорогом принтере для компьютера горизонтальное перемещение печатающего устройства вдоль страницы осуществляется с помощью ременного привода. Печатающее устройство может быть струйным, матричным или термическим. Пример ременного привода принтера с исполнительным устройством в виде двигателя постоянного тока изображен на рис.10.



Рис.10. Ременный привод принтера

В данной конструкции положение печатающего устройства измеряется с помощью фотодатчика, а натяжение ремня изменяет его коэффициент упругости. Целью синтеза является выбор надлежащих параметров электродвигателя, шкива, регулятора и анализ влияния коэффициента упругости ремня на характеристики системы. Для решения поставленной задачи сначала нам потребуется разработать модель привода и вбирать многие из его параметров. На основании этой модели мы построим сигнальный граф и выберем переменные состояния. После этого определим передаточную функцию системы и выберем ее остальные параметры, кроме коэффициента упругости ремня. И, наконец исследуем влияние коэффициента упругости, поварьировав его в разумных пределах.

На рис.11 изображена модель ременного привода. Предполагается, что коэффициент упругости ремня равен  $k$ , радиус шкива  $r$ , угол поворота вала двигателя— $\theta$ , угол поворота правого шкива— $\theta_p$ , масса печатающего устройства —  $m$ , а его положение  $y(t)$ . Выходом фотодатчика является напряжение  $v_1$  пропорциональное перемещению  $y$ , т. е.  $v_1 = K_1 y$ . Регулятор вырабатывает выходное напряжение  $v_2$ , являющееся функцией  $v_1$ . Напряжение  $v_2$  подается на обмотку возбуждения двигателя. Предположим, что мы можем использовать линейную зависимость  $v_2 = [k_2 \frac{dv_1}{dt} + k_3 v_1]$  и выберем параметры  $k_2 = 0,1$  и  $k_3 = 0$  (т. е. будем использовать обратную связь по скорости).

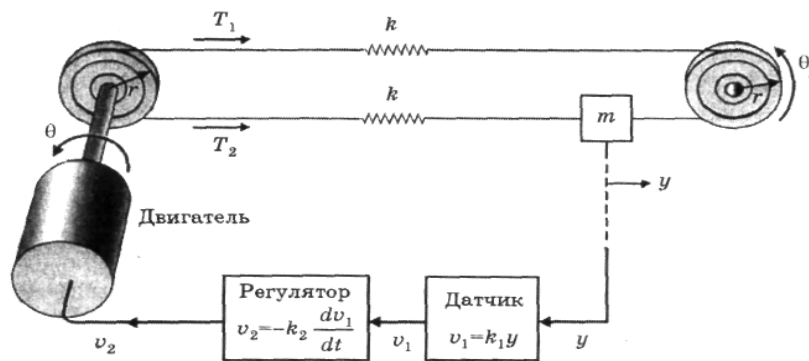


Рис.11. Модель ременного привода принтера

Момент инерции двигателя вместе со шкивом  $J = J_{\text{дв}} + J_{\text{шк}}$ . Если мы выберем двигатель средней мощности в 1/8 л. с. (чуть менее 100 Вт), то для него  $J = 0,01 \text{ кг}^2$ , индуктивностью обмотки возбуждения можно пренебречь, сопротивление обмотки возбуждения равно 20 Ом, постоянная двигателя  $K_m = 2 \text{ Нм/А}$ , а коэффициент трения совместно со шкивом  $b = 0,25 \text{ Нм-с/рад}$ . Радиус шкива  $r = 0,15 \text{ м}$ .

Все эти параметры сведены в таблице 1.

### Параметры устройств принтера

Масса	$m=0,2\text{кг}$
Фотодатчик	$\kappa_1=1\text{В/м}$
Радиус шкива	$r=0,15\text{м}$

### Электродвигатель

Индуктивность	$L \approx 0$
Коэффициент трения	$b=0,25\text{Н с/рад}$
Сопротивление	$R=20\text{Ом}$
Постоянная электродвигателя	$K_m=2\text{Нм/А}$
Момент инерции двигателя и шкива	$J=0.01\text{кгм}^2$

Перейдем к записи уравнений движения системы; заметим, что  $y=r\theta_p$ .

Тогда сила натяжения  $T_1$ , равна:

$$T_1 = k(r\theta - r\theta_p) = k(r\theta - y)$$

Сила натяжения  $T_2 = k(y - r\theta)$ . Сила, действующая на массу  $m$ :

$$T_1 - T_2 = m \frac{d^2 y}{dt^2}$$

$$T_1 - T_2 = k(r\theta - y) - k(y - r\theta) = 2k(r\theta - y) = 2kx_1$$

где  $x_1 = k(r\theta - y)$  примем за первую переменную состояния. Пусть второй переменной состояния будет  $x_2 = dy/dt$ , тогда мы получим:

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{2k}{m} x_1$$

Если в качестве третьей переменной состояния выбрать  $x_3 = d\theta/dt$ , то:

$$\frac{dx_1}{dt} = r \frac{d\theta}{dt} - \frac{dy}{dt} = rx_3 - x_2$$



Теперь нам потребуется дифференциальное уравнение, описывающее вращение электродвигателя. При  $L=0$  ток возбуждения  $i=v_2/R$  и момент на валу  $T_m=K_m i$ . Следовательно:

$$T_m = \frac{k_m}{p} v_2$$

т.е. момент, развиваемый двигателем, должен быть равен моменту, обеспечивающему движение ремня, плюс возмущающий момент нагрузки:

$$T_m = T + T_d$$

Момент  $T$  обуславливает вращение шкива, поэтому:

$$T = j \frac{d^2 \theta}{dt^2} + b \frac{d\theta}{dt} + r(T_1 - T_2)$$

Таким образом, мы замечаем, что:  $\frac{dx_3}{dt} = \frac{d^2 \theta}{dt^2}$

из чего следует:

$$\frac{dx_3}{dt} = \frac{T_m - T_d}{j} - \frac{b}{j} x_3 - \frac{2kr}{j} x_1$$

где  $T_m = \frac{km}{R} v_2$  и  $v_2 = -k_1 k_2 \frac{dy}{dt} = -\kappa_1 \kappa_2 x_2$

В результате мы получаем:  $\frac{dx^3}{dt} = -\frac{K_m k_1 k_2}{JR} x_2 - \frac{b}{J} x_3 - \frac{2kr}{J} x_1 - \frac{T_d}{J}$

Эти уравнения полностью описывают динамику нашей системы. Дифференциальное уравнение состояния в векторно-матричном виде таково:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & r \\ \frac{2k}{m} & 0 & 0 \\ -\frac{2kr}{J} & -\frac{K_m k_1 k_2}{JR} & -\frac{b}{J} \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{J} \end{bmatrix} T_d$$

Сигнальный граф, соответствующий этому уравнению, изображен на рис.12, где дополнительно включен узел, отражающий наличие возмущающего момента  $T_d$ .

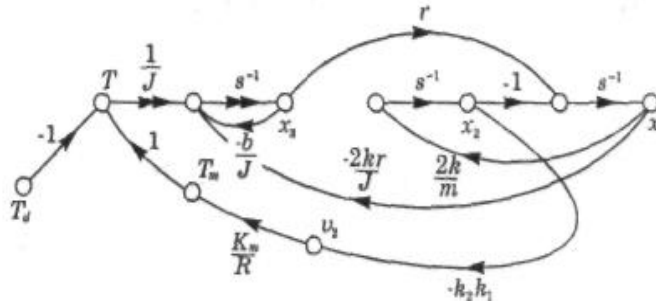


Рис.12. Сигнальный граф для ременного привода принтера

По графу мы теперь можем определить передаточную функцию  $X_1(s)/T_d(s)$ . По этой передаточной функции легко можно будет установить, как уменьшить влияние возмущения  $T_d$  на характеристики системы. С помощью формулы Мейсена находим:

$$\frac{X_1(s)}{T_d(s)} = \frac{-\frac{r}{J}s^{-2}}{1 - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) + L_1 L_2}$$

Сигнальный граф для ременного привода принтера где

$$L_1 = -\frac{b}{J}s^{-1} \quad L_2 = -\frac{2k}{m}s^{-2} \quad L_3 = -\frac{2kr^2}{J}s^{-2} \quad L_4 = -\frac{2kK_m k_1 k_2}{mJR}s^{-3}$$

Следовательно:

$$\frac{X_1(s)}{T_d(s)} = \frac{-\left(\frac{r}{J}\right)s}{s^3 + \left(\frac{b}{J}\right)s^2 + \left(\frac{2k}{m} + \frac{2kr^2}{J}\right)s + \left(\frac{2kb}{Jm} + \frac{2kK_m k_1 k_2 r}{JmR}\right)}.$$

С учетом численных значений параметров из таблицы 1 получим:

$$\frac{X_1(s)}{T_d(s)} = \frac{-15s}{s^3 + 25s^2 + 14.5ks + 1000k(0.25 + 0.15k_2)}$$

Нам желательно иметь такой коэффициент упругости  $k$  и коэффициент регулятора  $k_2$ , при которых переменная состояния  $x_1$  как можно быстрее принимала бы малое значение после появления возмущения. Для проверки примем возмущение в виде ступенчатой функции, т. е.  $T_d(s) = a/s$ . Имея в виду, что  $x_1 = \gamma\theta$ -у, упомянутое выше требование эквивалентно тому, чтобы переменная  $y$  стала практически равной заданному значению  $\gamma\theta$ . Если ремень является абсолютно жестким, т. е.  $k \rightarrow \infty$ , то  $y$  в точности будет равно  $\gamma\theta$ . При ступенчатом возмущении  $T_d(s) = a/s$  мы имеем:

$$X_1(s) = \frac{-15a}{s^3 + 25s^2 + 14.5ks + 1000k(0.25 + 0.15k_2)}$$

По теореме:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} x_1(t) = \lim_{s \rightarrow 0} sX_1(s) = 0$$

т.е. установившееся значение  $x_1(t)$  будет равно нулю. Зададимся реалистичным значением  $k$  в диапазоне  $1 \leq k \leq 40$ . Пусть это будет 20. Тогда при  $k_2 = 0,1$  мы получим:

$$X_1(s) = \frac{-15a}{s^3 + 25s^2 + 290s + 5300} = \frac{-15a}{(s + 22.56)(s^2 + 2.44s + 234.93)}$$

Характеристическое уравнение имеет один вещественный и два комплексных корня. Разложение  $X_1(s)$  на простые дроби дает:

$$\frac{X_1(s)}{a} = \frac{A}{s + 22.56} + \frac{Bs + C}{(s + 22.56)^2 + (15.28)^2}$$

где вычисление неопределенных коэффициентов приводит к результатам:

$$A = -0,0218, B = 0,0218, C = -0,4381.$$

Очевидно, что при таких малых значениях вычетов реакция системы на единичное возмущение будет незначительной. Так как А и В существенно меньше, чем С, то  $X_1(s)$  можно аппроксимировать выражением:

$$\frac{X_1(s)}{a} \approx \frac{-0.4381}{(s+1.22)^2 + (15.28)^2}$$

Найдем оригинал этого выражения, воспользовавшись таблицей:

$$\frac{x_1(t)}{a} \approx -0.0287 e^{-1.22t} \sin 15.28t$$

График этой функции приведен на рис. 13, откуда следует, что влияние нежелательного возмущения является весьма незначительным.

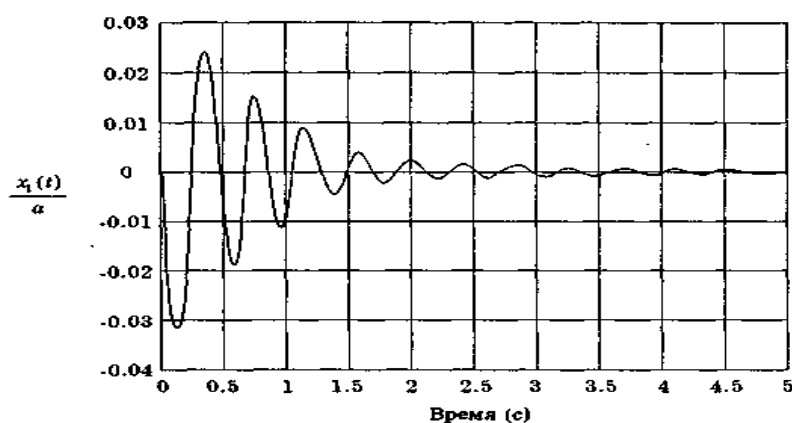


Рис. 13. Реакция переменной  $x_1(t)$  на ступенчатое возмущение:

максимальное значение

Таким образом, поставленная задача синтеза нами выполнена.

### 2.3. Анализ чувствительности технологических машин с упругими свойствами в среде MatLAB

Наличие в контуре управления элементы с упругими свойствами приводит к пульсации управляющего сигнала, а также ряд нежелательных факторов, что требует при проектировании САУ технологических машин учет этих эффектов с целью улучшения динамических характеристик

системы управления. Одним из таких факторов является изменение чувствительности САУ к изменению коэффициента затухания.

Кроме того, если будем использовать многомерный регулятор, в качестве управляющего устройства, то эти факторы еще сильнее усиливаются.

При этом ЦР может представить в виде эквивалентного усилителя с переменным коэффициентом усилителя  $K_u$ , который принимает различные значения в различных интервалах прерывания, т.е. передаточная функция может быть представлена в виде:

$$D(z) = K_u A(t)$$

где  $K_u$  – коэффициент передачи цифрового регулятора;

$A(t)$  – величина входного сигнала.

При этом предполагается применении цифрового регулятора, которые компенсирует влияния упругости с изменениями коэффициента усиления регулятора.

К изменению коэффициента передачи ЦР может привести большое число причин, обусловленных внутренними и внешними факторами: флуктационные колебания параметров элементов, изменение нагрузок, температурные колебания, и др. Для оценки влияния данного изменения определим функции чувствительности выходной величины системы к изменению коэффициента передачи цифрового регулятора  $K_u$ :

$$U = \left[ \frac{dY(z)}{dK_u} \right]^0 = \left[ \frac{d}{dK_u} \left( \frac{K_u D_0(z) \cdot W(z)}{1 + K_u D_0(z) \cdot W(z)} \cdot G(z) \right) \right]^0,$$

$$U = \Phi(z) \cdot [1 - \Phi(z)] \cdot \frac{G(z)}{K_u},$$

где  $\Phi(z)$  - передаточная функция замкнутой системы при коэффициенте передачи  $K_u$  управляющего устройства.

Известно, что для сохранения цифровых автоматических систем, нечувствительной к изменению параметров системы, целесообразно введение неединичной обратной связи  $H(z)$ , тогда:

$$Y(z) = \Phi(z) \cdot [1 - \Phi(z)H(z)] \cdot \frac{G(z)}{K_u},$$

Функция чувствительности выходной величины системы к изменению коэффициента передачи цифрового управляющего устройства (ЦУУ) примет вид:

$$u = \Phi_n(z)[1 - \Phi_n(z)H(z)]G(z) \frac{1}{k_{y.o}}$$

и соответственно:

$$\Delta Y(z) = \Phi(z)[1 - \Phi(z)H(z)]G(z) \frac{\Delta k_y}{k_{y.o}}$$

где  $\Phi_i(z)$  - передаточная функция замкнутой системы при наличии неединичной обратной связи.

Для того чтобы динамика системы при номинальном значении коэффициента передачи ЦУУ при введении  $H(z)$  не изменилась, следует рассчитать еще одну корректирующую цепь  $N(z)$ , исходя из условия:

$$\Phi(z) = \Phi_{HN}(z)$$

где  $\Phi_{HN}(z)$  - передаточная функция ЦАС при введении корректирующих цепей  $H(z)$  и  $N(z)$ .

Требованиями к  $N(z)$  являются, во-первых, физическая реализуемость и, во-вторых, простота.

Программа  $N(z)$  может быть определена из предыдущего условия:

$$N(z) = k_{y.o} D(z) \left[ \frac{1 - \Phi(z)}{1 - \Phi(z)H(z)} - 1 \right].$$

Зная  $\Delta Y(z)_{\min}$  из уравнения определим  $H(z)$  :

$$H(z) = \frac{1}{\Phi(z)} - \frac{\Delta Y_{\min}}{\frac{\Delta k_{\psi}}{k_{y.o.}} \Phi^2(z) G(z)}$$

Применение  $H(Z)$  и  $N(Z)$  приводит к увеличению запаса устойчивости исходной при увеличении,  $K_u$  и позволяет получить цифровой автоматической системы, малочувствительную к применению  $K_u$  в широком диапазоне.

### ГЛАВА 3. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

#### 3.1. Создание имитационной модели объекта с упругими свойствами в среде MatLAB

Построение эффективной системы управления сложными электромеханическими объектами, характеризующимися упругими механическими связями, является весьма актуальной задачей. Это связано с повышением требований к качеству процессов регулирования, в частности, повышению быстродействия и полосы пропускания вплоть до частот, сопоставимых с частотой механического резонанса упругой механической системы, а также к динамической точности регулирования. Примерами могут служить системы управления спецобъектами, системы управления роботами, в том числе космических, системы управления современными промышленными механообрабатывающими центрами и другими сложными электромеханическими и мехатронными системами.

Предполагаем, что система механического движения состоит из:

- электродвигателя (или нескольких электродвигателей);
- редуктора (с люфтом механической передачи);
- выходного устройства.

Пример структурной схемы упругой электромеханической системы (с двухдвигательным приводом) приведен на рис. 14. Два двигателя с моментами инерции  $J_{дв1}$  и  $J_{дв2}$  соответственно развивают электромагнитные моменты на валу  $M_{дв1}$  и  $M_{дв2}$ . Частоты вращения выходных валов двигателей равны  $\omega_{дв1}$  и  $\omega_{дв2}$ . Коэффициент редукции механической передачи от валов двигателей до нагрузки равен  $i$ . Инерционная нагрузка (момент инерции  $J_H$ ) взаимодействует с двигателями через гибкую механическую связь с коэффициентами упругости  $c_1$ ,  $c_2$  и коэффициентами демпфирования  $c_{1д}$ ,  $c_{1д}$



соответственно. Величина люфта равна  $\Delta$ . Действие люфта и упругой связи определяется разностью положений вала нагрузки  $\Phi$  и положений валов двигателей.

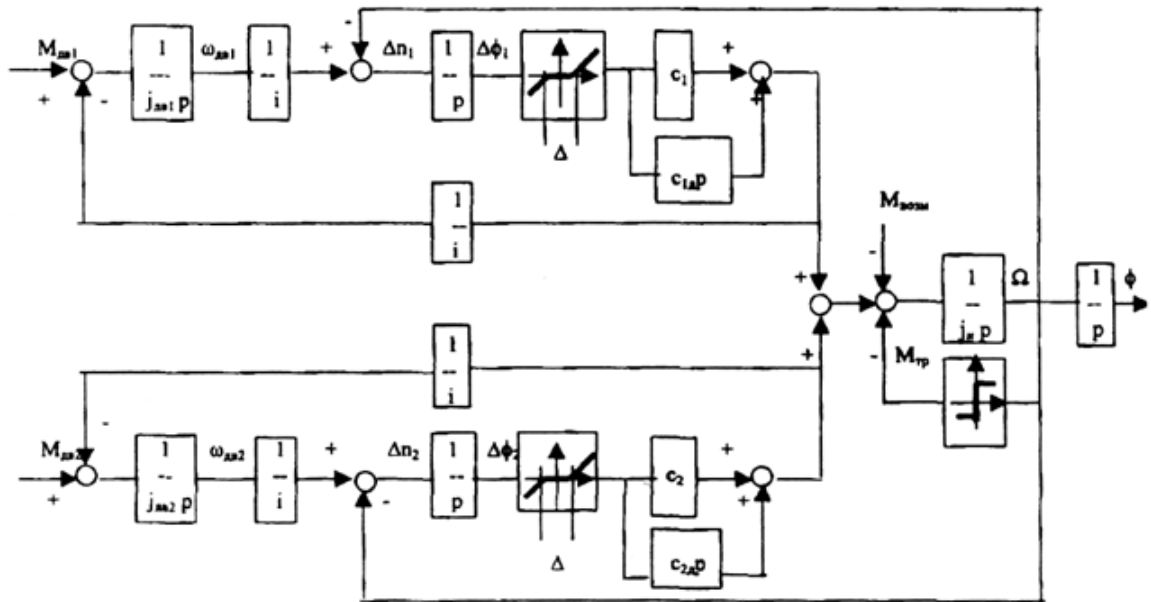


Рис. 14. Структура механической системы с упругими связями с двумя электроприводами и массивной выходной массой

На нагрузку действует внешний возмущающий момент  $M_{\text{возм}}$  и сила сухого трения  $M_{\text{тр}}$ , знак которой определяется направлением вращения нагрузки. Силы внешнего воздействия могут зависеть от положения выходного устройства; возможно возникновение сил, связанных с взаимным положением и скоростью движения нескольких регулируемых одновременно координат (кориолисовых сил).

*Основные принципы синтеза алгоритма управления следящим приводом с упругими механическими связями.* Синтез управления осуществляется в несколько этапов.

1. На первом этапе разрабатывается и анализируется упрощенная двухмассовая модель механической системы.

2. На втором этапе учитывается дискретный по времени характер управления механическим движением, разрабатывается разностная модель процессов.

3. На третьем этапе для упрощенной системы синтезируется регулятор, обеспечивающий подавление колебательных движений и слежение за заданным положением выходного вала системы. Такой регулятор является основой системы управления механическим движением. Метод синтеза - модальное управление движением замкнутой системы.

4. Синтезированная таким образом замкнутая система характеризуется большими коэффициентами обратной связи, использование которых необходимо для подавления колебательных движений и требуемой точности слежения. Обеспечение устойчивости в системе с большими коэффициентами при наличии ряда ограничений и при достаточно высоком порядке даже упрощенной модели механического движения - трудно разрешимая задача при больших рассогласованиях. Поэтому проводится синтез системы формирования «гладких» заданий на замкнутый контур регулирования с учетом недопустимости больших рассогласований и с учетом динамических ограничений, накладываемых на систему.

5. Далее оптимизируются параметры регулятора, а именно, анализируется переходной процесс, реакция на синусоидально изменяющееся задание, определяется полоса пропускания замкнутой системы в сопоставлении с разомкнутой системой. При этом определяется оптимальное назначение мод замкнутой системы.

6. Проводится компенсация сухого трения и люфта. Определяются точностные характеристики при набросе/сбросе момента нагрузки, движении со знакопеременной скоростью второй массы и движении в зоне люфта.

7. При синтезе системы управления используется ряд упрощающих предположений об объекте управления. В связи с этим необходимо использование наблюдателя переменных состояния объекта управления.

Необходимость использования наблюдателя обуславливается следующей основной причиной. Модель объекта (системы механического движения) заведомо неточна в высокочастотной области (при частотах, выше основной резонансной частоты). Это связано с тем, что, как отмечалось, объектом нескольких частот резонанса. В этих условиях прямое замыкание обратной связи с большими коэффициентами по ошибке регулирования чревато серьезными осложнениями, вплоть до потери устойчивости в замкнутом контуре регулирования. Выход состоит в использовании наблюдателя состояния, который позволяет разделить замыкание обратной связи по частотному признаку: в рабочей области частот замыкание обратной связи происходит через объект управления, в то время как высокочастотная составляющая сигнала обратной связи проходит через наблюдатель состояния, который, в отличие от объекта, имеет заданные структурные свойства (сигналы датчиков объекта при этом фильтруются). Кратко говоря, использование наблюдателей составляет методологическую основу синтеза систем регулирования с большими коэффициентами обратной связи.

На этом, в основном, синтез системы управления заканчивается.

Описанная выше этапность синтеза регулятора механических движений, важная роль моделирования при синтезе регулятора не означает эвристичности подхода, это всего лишь отражение современного этапа теории автоматического регулирования при синтезе управления сложными объектами.

*Упрощенная модель механического движения.* Упрощения исходной модели на первом этапе касаются:

- сведения двухдвигательной системы приводов к эквивалентной одноприводной;
- рассмотрения двухмассовой системы (двигатель - упругая связь - нагрузка);
- пренебрежения люфтом и сухим трением.

Для анализа механической системы целесообразно пересчитать (перевести) параметры двигателя в систему, связанную с выходным устройством. Обозначим  $M_1, N_1, P_1$  — электромагнитный момент, скорость и положение первой массы, приведенные ко второй массе, соответственно;  $M_2, N_2, P_2$  — момент нагрузки, скорость и положение второй массы, соответственно;  $J_1, J_2$  — моменты инерции первой и второй масс (приведенные ко второй массе), соответственно;  $k_n, k_p$  — коэффициенты демпфирования и упругости. Тогда имеем систему уравнений упрощенной модели механического движения:

$$dN_1/dt = (l/J_1)(M_1 - k_n(N_1 - N_2) - k_p(P_1 - P_2));$$

$$dP_1/dt = N_1;$$

$$dN_2/dt = (l/J_2)(k_n(N_1 - N_2) + k_p(P_1 - P_2) - M_2);$$

$$dP_2/dt = N_2;$$

$$\text{где } M_1 = (M_{дв1} + M_{дв2})i; N_1 = (\omega_{дв1} + \omega_{дв2})/2i;$$

$$P_1 = (\Phi_{дв1} + \Phi_{дв2})/2i; P_1 = \Phi; N_1 = \Omega; k_n = 2c_1 = 2c_2;$$

$$k_p = 2c_{1\partial} = 2c_{2\partial}; J_1 = (J_{дв1} + J_{дв2})i^2.$$

Проанализируем условия «невозмущения» упругих колебаний в объекте управления. Колебательные движения в упругой связи будут отсутствовать, если:

$$d(N_1 - N_2)/dt = (l/J_1)(M_1 - k_n(N_1 - N_2) - k_p(P_1 - P_2)) - (l/J_2)(k_n(N_1 - N_2) + k_p(P_1 - P_2) - M_2) = 0;$$

$$d(P_1 - P_2)/dt = N_1 - N_2 = 0,$$

откуда

$$d(P_1 - P_2)/dt = (J_2 M_1 + J_1 M_2) / (J_1 + J_2).$$

Последнее уравнение можно рассматривать как уравнение связи на положения вала двигателя  $P_1$  и положение вала нагрузки  $P_2$  при отсутствии упругих колебаний. Класс движений, характеризующихся тем, что они не

сопровождаются возбуждением колебательных движений в механической системе, достаточно широк: в него входят не только движения при нулевой скорости перемещения (позиционирование), но, в частности, движение с произвольной постоянной скоростью, движение с произвольным, но постоянным ускорением (движение по параболической траектории) и т. п. Изменения момента нагрузки и относительного положения первой и второй масс неизбежно приводят к возбуждению упругих колебательных движений; следовательно, необходимо синтезировать систему их подавления, которая должна функционировать параллельно с системой регулирования положения выходного вала. Полагая, что такая система подавления упругих колебаний синтезирована и  $d(N_1 - N_2)/dt = 0$ ;  $P_2 = P_{2z}$ , найдем требуемое значение момента на валу двигателя:

$$M_1 = M_L + (dN_{2z}/dt)(J_1 + J_2).$$

Заданные значения переменных по условиям движения с невозмущенными упругими колебаниями следующие:

$$P_{2z}; P_{lz} = P_{2z} + (J_2(dN_{2z}/dt) + M_L)/k_p; N_{2z}, N_{lz} = N_{2z}.$$

*Разностная модель упругого механического движения.* Разностная модель механического движения выводится для синтеза микропроцессорного управления с учетом того, что в процессор будут вводиться значения переменных в дискретные моменты времени и будут вычисляться значения управления, остающиеся постоянными в течение времени дискретизации управления  $T$  (время дискретизации  $T$  полагается постоянным).

Обозначим:

$$N = N_1 - N_2; P = P_1 - P_2; 1/J = 1/j_1 + 1/j_2;$$

$$N_E = \frac{J_1 N_1 + J_2 N_2}{J_1 + J_2}; P_E = \frac{J_1 P_1 + J_2 P_2}{J_1 + J_2};$$

$$J_E = J_1 + J_2.$$

Тогда

$$\frac{d}{dt}N = -\left(\frac{1}{J}\right)(k_n N + k_p P) + \frac{M_1}{J_1} + \frac{M_L}{J_2};$$

$$\frac{d}{dt}P = N;$$

$$\frac{d}{dt}N_E = \frac{1}{J_E}(M_1 - M_L);$$

$$\frac{d}{dt}P_E = N_E.$$

Полученная система распадается на две независимые подсистемы: первая описывает относительное движение двух масс, вторая — движение центра масс.

Система, описывающая колебательные движения в матричной форме, имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} P \\ N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a_1 & -a_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ N \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ M_1/J_1 + M_L/J_2 \end{bmatrix},$$

где  $a_1 = k_p/J$ ,  $a_2 = k_n/J$ .

Фундаментальная матрица однородной системы:

$$\Phi(t,0) = e^{-\sigma t} \begin{bmatrix} (\cos \omega t + \frac{\sigma}{\omega} \sin \omega t) & (\frac{1}{\omega} \sin \omega t) \\ (\frac{a_1}{\omega} \sin \omega t) & (\cos \omega t - \frac{\sigma}{\omega} \sin \omega t) \end{bmatrix},$$

где  $\omega = \sqrt{a_1 - 0,25a_2^2}$ ,  $\sigma = 0,5a_2$  (при действительном  $\omega$ ).

Получаем разностное уравнение относительного движения масс при:

$$M = \frac{M_1}{J_1} + \frac{M_L}{J_2} = M^n = \text{const на периоде дискретизации } T:$$

$$\begin{bmatrix} P \\ N \end{bmatrix}^{n+1} = e^{-\sigma T} \begin{bmatrix} (\cos \omega T + \frac{\sigma}{\omega} \sin \omega T) & (\frac{1}{\omega} \sin \omega T) \\ (-\frac{\sigma^2 + \omega^2}{\omega} \sin \omega T) & (\cos \omega T - \frac{\sigma}{\omega} \sin \omega T) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ N \end{bmatrix}^n + \begin{bmatrix} \frac{M}{\sigma^2 + \omega^2} (1 - e^{-\sigma T} \cos \omega T) - \frac{M\sigma}{\omega(\sigma^2 + \omega^2)} e^{-\sigma T} \sin \omega T \\ \frac{M}{\omega} e^{-\sigma T} \sin \omega T \end{bmatrix}$$

Разностные уравнения для системы движения центра масс имеют вид:

$$N_E^{n+1} = N_E^n + \frac{T}{J_E} M^n;$$

$$P_E^{n+1} = P_E^n + N_E^n T + \frac{T^2}{2J_E} M^n,$$

*Синтез системы управления упругими колебаниями.* Управление изменяется один раз на периоде дискретизации  $T$ . Учитывая, что значение  $T$  относительно велико (в реальных системах порядка 1 мс), время вычисления управления будем считать занимающим пренебрежимо малую долю периода  $T$  (оценка времени вычислений — не более 100 мкс). Таким образом, полагаем, что измерения:  $N_1^n, N_2^n, P_1^n, P_2^n$  (или  $N^n, N_E^n, P^n$  и  $P_E^n$ ) и их заданные значения немедленно поступают на регулятор, управляющий упругими колебаниями, который мгновенно выдает задание по электромагнитному моменту на приводы, сразу же реализуемое системой управления приводами.

Будем искать управление на  $n$ -м шаге в виде линейной комбинации отклонений переменных от их заданных значений. Подставляя это управление в разностные уравнения, записанные относительно ошибок регулирования, найдем коэффициенты обратной связи, обеспечивающие устойчивость замкнутой системы. (В расчетах и при моделировании все корни характеристического уравнения выбирались действительными. Вычисления коэффициентов  $a_i, \dots, 04$  проводили с помощью пакета символьных вычислений, входящего в состав MATLAB6).

Электромагнитный момент  $M_I$  формируется как сумма выхода регулятора упругих колебаний и значений, определяемых моментом нагрузки и требуемым ускорением:

$$M_1^n = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & a_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 - P_{2z} \\ P_1 - P_{1z} \\ N_2 - N_{2z} \\ N_1 - N_{1z} \end{bmatrix} + M_L^n + (dN_{2z}^n / dt)(J_1 + J_2).$$

Таким образом, для управления положением механической системы с упругими связями необходимо на каждом  $l$ -м шаге управления знать:

- заданное положение второй массы;
- скорость изменения заданного положения;
- ускорение заданного положения;
- значение момента нагрузки
- по значениям положения, скорости и ускорения, а также момента нагрузки рассчитать заданные значения положения и скорости первой массы;
- измерить текущие значения скоростей и положений первой и второй масс;
- рассчитать выходной сигнал регулятора упругих колебаний по текущим значениям отклонений положений и скоростей масс от их заданных значений;
- рассчитать (статический) момент приводов;
- рассчитать требуемый момент приводов как сумму выходных сигналов регулятора упругих колебаний и статического момента.

Коэффициенты обратной связи  $a_1 \dots, a_4$  не зависят от текущих значений переменных и заданий, они рассчитываются заранее и закладываются в регулятор. При расчете коэффициентов необходимо знать параметры механической системы.

*Модель изменения задания (ограничитель интенсивности).*  
Синтезированная система представляет собой систему с большими



коэффициентами. Для обеспечения устойчивости замкнутого контура необходима разработка специальной системы формирования заданий с учетом недопустимости больших рассогласований и с учетом ограничений, накладываемых на систему. При формировании заданий исходными требованиями являются:

- реализуемость заданных движений, динамическое ограничение задания в случае, если на вход системы управления подаются нереализуемые задания;
- отсутствие динамической ошибки при подаче на систему управления реализуемых задающих воздействий;
- обеспечение работы в устойчивой линейной зоне по отклонениям регулируемых величин.

Напомним, что изменение ускорения возбуждает колебания в механической системе. Поэтому скорость изменения ускорения не должна быть слишком большой. Максимальное значение выбирается из условия отработки задающего воздействия заданной максимальной частоты и максимальной реализуемой амплитуды.

В механической системе ограничен момент приводов. Обозначим предельное значение момента  $M_{\text{макс}}$ . Из упрощенной модели, описывающей совместное движение двух масс, следует, что реализуемое ускорение может лежать в пределах:

$$(-M_{\text{макс}} - M_1)(J_1 + J_2) < E_{2z} < (M_{\text{макс}} - M_1)(J_1 + J_2).$$

В системе механического движения ограничена скорость  $N_2$  в пределах  $(-N_{2\text{макс}}, N_{2\text{макс}})$ . С учетом сказанного ограничитель интенсивности изменения задания должен представлять динамическую систему с ограничениями на переменные и на скорости их изменения. Задания положения выходного вала, формируемые регулятором верхнего уровня (например, системой ЧПУ), которые удовлетворяют условию их отработки без динамической ошибки, по

предположению имеют постоянное ускорение. Получаем, что отклонения выходных сигналов ограничителя интенсивности и фактических заданий удовлетворяют соотношениям:

$$d\Delta P_{2z}/dt = \Delta N_{2z};$$

$$d\Delta E_{2z}/dt = \Delta E_{2z};$$

$$d\Delta P_{2z}/dt = \nu.$$

Таким образом, задача синтеза ограничителя интенсивности состоит в выборе (ограниченной) величины  $\nu$ , такой, чтобы обеспечить сходимость к нулю отклонений выходных сигналов от фактических заданий при условии, что ускорение и скорость изменения выходных сигналов ограничителя интенсивности не превосходят заданных максимальных значений. К входным сигналам ограничителя интенсивности при этом не предъявляется дополнительных требований, в частности, задание положения может изменяться скачкообразно, что характерно, например, при позиционировании.

Для ограничителя интенсивности задача слежения для реализуемых заданий может быть решена с помощью организации скользящего режима на поверхности  $S_5 = \Delta E_{2z} + b_1 \Delta N_{2z} + b_2 \Delta P_{2z} = 0$ . Характер стремления ошибки слежения  $\Delta P_{2z}$  к нулю, после возникновения скользящего режима на поверхности  $S_5 = 0$ , определяется выбором коэффициентов  $b_1, b_2$ . Критерием их выбора может являться, например, монотонность изменения ошибки, что обеспечивается равенством действительных корней соответствующего характеристического уравнения.

Поскольку нас интересует синтез цифрового регулятора, работающего в дискретном времени с периодом дискретизации  $T$ , запишем уравнения движения ограничителя интенсивности задания в разностной форме, полагая, что на интервале дискретизации времени  $T$  величина  $\nu$  постоянна:

$$\Delta P_{2zk+1} = \Delta P_{2zk} + \Delta N_{2zk}T + \Delta E_{2zk}T^2/2 + \nu \Delta E_{2zk}T^3/6;$$

$$\Delta N_{2zk+1} = \Delta N_{2zk} + \Delta N_{2zk} T + v_k T^2 / 2;$$

$$\Delta E_{2zk+1} = \Delta E_{2zk} + v_k T.$$

Пусть  $S_{5k+1}=0$  за счет формирования соответствующего значения  $v_k$ . Тогда требуемая величина  $v_k$  составляет:

$$v_k = -(1/(T + b_1 T^2/2 + b_2 T^3/6))(\Delta E_{2zk}(1 + b_1 T + b_2 T^2/2) + \Delta N_{2zk}(b_1 + b_2 T) + \Delta P_{2zk} b_2).$$

Значение  $v$  выбирается по очевидной логике: если это значение превышает верхнее допустимое значение или меньше нижнего порогового значения, то оно ограничивается допустимой величиной. Такой алгоритм действует до тех пор, пока не нарушаются установленные ограничения ускорения и скорости.

Ограничить скорость и ускорение выходных сигналов ограничителя интенсивности можно за счет организации дополнительных скользящих режимов вдоль следующих поверхностей:

$$S_1 = E_{2z}^* - E_{2z\max} = 0;$$

$$S_2 = E_{2z}^* + E_{2z\max} = 0;$$

$$S_3 = c(N_{2z}^* - N_{2z\max}) + E_{2z}^* = 0;$$

$$S_4 = c(N_{2z}^* + N_{2z\max}) + E_{2z}^* = 0.$$

Для ограничения ускорения, если ограничение нарушается в силу значения  $v$ , выбираемого по условию движения вдоль поверхности  $S_5 = 0$ , или в режиме попадания на эту поверхность, достаточно вычислить то значение  $v$ , которое приводит точно к величине ускорения  $N_{2z\max}$ . Аналогично следует поступать при ограничении скорости.

Выбор значений  $b_1$ ,  $b_2$  составим для отдельного анализа (в настоящее время готовится к публикации статья по синтезу ограничителя интенсивности).

Подытожим результирующий алгоритм синтеза требуемых значений величины и, являющейся управлением для ограничителя интенсивности задания. На  $k$ -м шаге:

1. Вычисляется значение  $\nu$ , которое необходимо для выполнения условия  $S_{5k+1} = 0$ :

$$\nu = -(1/(T + b_1 T^2/2 + b_2 T^3/6))(\Delta E_{2zk} + b_1(\Delta N_{2zk} + \Delta N_{2zk} T) + b_1(\Delta P_{2zk} + \Delta N_{2zk} T + \Delta E_{2zk} T^2/2)).$$

2. Вычисляется значение  $\nu_1$ , которое необходимо для выполнения условия  $S_{1k+1} = 0$ :

$$\nu_1 = -(E_{2zk}^* - E_{2z\max})/T.$$

3. Вычисляется значение  $\nu_2$ , которое необходимо для выполнения условия  $S_{2k+1} = 0$ :

$$\nu_2 = (E_{2zk}^* + E_{2z\max})/T.$$

4. Вычисляется значение  $\nu_3$ , которое необходимо для выполнения условия  $S_{3k+1} = 0$ :

$$\nu_3 = -(1/(T + T^2/2)) c(N_{2zk}^* + N_{2zk}^* T - N_{2z\max}) + E_{2zk}^*.$$

5. Вычисляется значение  $\nu_4$ , которое необходимо для выполнения условия  $S_{4k+1} = 0$ :

$$\nu_4 = (1/(T + T^2/2)) c(N_{2zk}^* + N_{2zk}^* T + N_{2z\max}) + E_{2zk}^*.$$

6. Проверяются неравенства и назначаются величины  $\nu_k$ :

$$\nu_k = \nu$$

Если  $\nu_k > \nu_1$ , то  $\nu_k = \nu_1$ .

Если  $\nu_k < \nu_2$ , то  $\nu_k = \nu_2$ .

Если  $\nu_k > \nu_3$ , то  $\nu_k = \nu_3$ .

Если  $\nu_k < \nu_4$ , то  $\nu_k = \nu_4$ .

Если  $\nu_k < \nu_{\max}$ , то  $\nu_k = -\nu_{\max}$ .

7. Рассчитываются значения выходных сигналов ограничителя интенсивности на следующем шаге:

$$P_{2zk+1}^* = P_{2zk}^* + N_{2zk}^* T + E_{2zk}^* T^2 / 2 + \nu_k T^2 / 6;$$

$$N_{2zk+1}^* = N_{2zk}^* + E_{2zk}^* T + \nu_k T^2 / 2;$$

$$E_{2zk+1}^* = E_{2zk}^* + \nu_k T.$$

На этом синтез ограничителя интенсивности заканчивается.

Компенсация сухого трения и люфта

1. *Компенсация сухого трения.* Как следует из структурной схемы на рис. 1, сухое трение действует равноправно с моментом нагрузки. Компенсация сухого трения сводится к использованию в законе регулирования суммы момента нагрузки и момента сухого трения, аналогично следует изменить задание положения первой массы:

$$P_{1z} = P_{2z} + (J_2(dN_{2z} / dt) + M_L + M_{\partial\partial} \text{sign}(N_2)) / k_p.$$

2. *Компенсация люфта.* Для компенсации люфта достаточно ввести соответствующую коррекцию только в задание положения первой массы:

$$P_{1z} = P_{2z} + (J_2(dN_{2z} / dt) + M_L + M_{mp} \text{sign}(N_2)) / k_p + \\ + (\Delta / 2) \text{sign}(J_2(dN_{2z} / dt) + M_L + M_{mp} \text{sign}(N_2)).$$

3. *Компенсация сухого трения и люфта в динамических процессах.*

Наличие динамических процессов, вызываемых изменением силы сухого трения, вообще говоря, неизбежно: сухое трение воздействует непосредственно на вторую массу упругой механической системы, а компенсировать его можно лишь за счет приложения соответствующего управляющего электромагнитного момента к первой массе, вызвав тем самым необходимое изменение взаимного положения масс.

Для компенсации сухого трения необходимо воздействовать на два канала формирования электромагнитного момента двигателя: во-первых, необходимо изменить само значение момента; во-вторых, вследствие упругости в механической системе необходимо изменить задание на положение первой массы. Влияние этих двух каналов компенсации трения различно. Если

аддитивная составляющая в значении момента позволяет компенсировать изменение момента трения сразу же, как только произошло изменение знака скорости движения второй массы относительно опоры, то изменение заданного положения первой массы вызывает появление ошибки в ее положении, которое, будучи усиленным регулятором упругих колебаний, возбуждает динамические процессы - упругие колебания в механической системе.

Снизить амплитуду упругих колебаний в переходном процессе, вызванном изменением знака момента трения, можно при достаточно медленном изменении задания положения первой массы. Таким образом, необходим своеобразный "ограничитель интенсивности" изменения задания на положение первой массы. Отметим, что аналогичные соображения справедливы и для динамических процессов, вызываемых изменением внешнего момента нагрузки.

Значение компенсирующей добавки в заданное положение первой массы обычно невелико вследствие достаточной жесткости механической системы. Учитывая это и по соображениям простоты регулятора механической системы целесообразно ограничиться первым порядком ограничителя интенсивности изменения задания положения первой массы, выполнив его в виде инерционного звена. Имеем для расчета задания положения первой массы  $D_{1z}$  соотношения:

$$\begin{aligned} D_{1zk+1} &= D_{1zk} - k_D T (D_{1zk} - (M_{Lk} + M_{\partial\partial} \operatorname{sign}(N_{2zk}))) / k_p; \\ P_{1zk+1} &= P_{1zk} + J_2 (dN_{2z} / dt) + D_{1zk+1}. \end{aligned}$$

Значение  $k_D$  определяет темпы сходимости величины  $D$  к значению  $(M_{Lk} + M_{\partial\partial} \operatorname{sign}(N_{2zk})) / k_p$ .

При движении в зоне люфта происходит качественное изменение характера движения масс. Люфт приводит к прекращению взаимодействия масс: первая масса движется только под влиянием электромагнитного момента и инерции движения, в то время как на движение второй массы

влияют внешние моменты нагрузки и трение - механическая система «размыкается». При размыкании системы, вообще говоря, теряет смысл постановка задачи синтеза регулятора упругих колебаний, необходимо ставить и решать другую задачу управления.

Если при движении в зоне люфта скорость относительного движения масс возрастает, то после прохождения этой зоны происходит соударение масс, возникают ударные нагрузки на элементы связи, что недопустимо по соображениям механической прочности и снижения ресурса работы. Ситуация усугубляется тем, что инерционность первой массы может быть намного меньше, чем совокупная инерционность масс, и при больших значениях электромагнитного момента, прилагаемого к первой массе, скорость ее движения может достаточно быстро изменяться. Таким образом, возможная постановка задачи управления при движении механической системы в зоне люфта состоит в «выборке» люфта с малой (нулевой) конечной скоростью относительного движения при восстановлении контакта масс.

Для решения такой задачи необходима информация о взаимном положении первой и второй масс. Такой подход в принципе возможен, но при малой величине люфта возможность идентификации взаимного положения масс в зоне люфта затруднена из-за ограниченных точностных характеристик датчиков положения, а также из-за погрешностей редукторов, т. е. из-за неточностей знания структуры и характеристик объекта. В этих условиях желательно найти упрощенное решение, которое позволило бы ограничить скорости относительного движения масс и снизить ударные моменты до приемлемого уровня. Одно из упрощенных решений лежит на поверхности и вытекает из проведенного выше анализа динамических процессов. А именно, необходимо ограничить интенсивность изменения задания на положение первой массы, вызываемую как прохождением зоны люфта, так и изменениями моментов сухого трения и нагрузки. С учетом

сказанного, закон ограничения интенсивности изменения задания положения первой массы следует дополнить следующим образом:

$$D_{1zk+1} = D_{1zk} - k_D T (D_{1zk} - (M_{Lk} + M_{\partial\partial} \text{sign}(N_{2zk})) / k_p + (\Delta/2) \text{sign}(J_2(dN_{2z}/dt) + M_L + M_{\partial\partial} \text{sign}(N_{2z})));$$

$$P_{1zk} = P_{2zk} + J_2(dN_{2zk}/dt) + D_{1zk+1}.$$

Требуемое значение  $k_D$  уточняется при моделировании.

Таким образом, синтезирована система, в которой статические и динамические ошибки, возникающие в результате действия момента нагрузки, сухого трения и люфта, компенсируются. При достаточно простых и логичных упрощающих предположениях ограничиваются значения управляющих электромагнитных моментов в переходных процессах. Такая система, по-видимому, окажется достаточно грубой к неточностям измерения и оценок используемых величин.

### 3.2. Реализация работы в Simulink

Высококачественные диски имеют до 5000 дорожек на см. Ширина дорожек обычно порядка 1 мкм. Поэтому предъявляются очень жесткие требования к точности позиционирования считывающей головки и к ее перемещению от одной дорожки к другой. В этой главе мы разработаем модель дисковод в переменных состояния, которая будет учитывать эффект изгиба пластины.

Рассмотрим еще раз конструкцию считывающего устройства, изображенную на рис. 2.65. Поскольку для быстрого перемещения головки необходимо иметь малую массу рычага, то нам придется учесть эффект изгиба пластины, изготовленной из очень тонкой упругой стальной ленты. Еще раз отметим, что нам необходимо с высокой точностью управлять положением головки  $y(t)$ , как это показано на рис. 15.



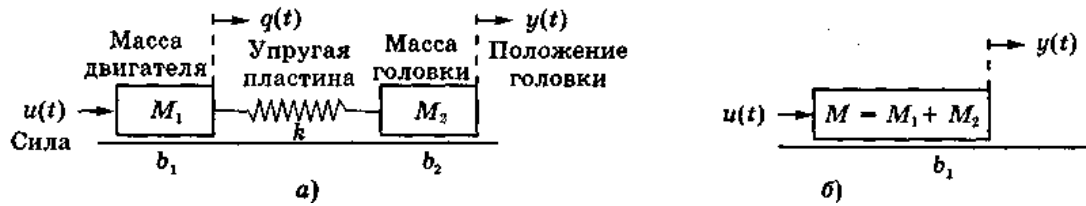


Рис. 15. Модель системы с двумя массами и упругой пластиной (а),  
Упрощенная модель с жесткой пластиной (б)

Прежде всего, мы попытаемся разработать модель системы, изображенной на рис. 15 (а). Обозначим массу двигателя через  $M_1$  а массу головки через  $M_2$ . Изгиб пластины будем характеризовать коэффициентом упругости  $k$ . Сила  $u(t)$ , приводящая в движение массу  $M_2$ , создается двигателем постоянного тока. Если пластина является абсолютно жесткой (не подверженной изгибу), то мы получим упрощенную модель, изображенную на рис. 15 (б). Типичные параметры этой системы с двумя массами приведены в таблице 2.

Таблица 2

Типичные параметры системы с двумя массами

Параметр	Обозначение	Величина
Масса двигателя	$M_1$	20 г=0.02кг
Коэффициент упругости пластина	$k$	$10 \leq k \leq \infty$
Масса головка	$M_2$	0,5 г=0.0005кг
Положение головка	$y(t)$	Переменное мм
Коэффициент трения масса 1	$b_1$	$410 \cdot 10^{-3}$ кГ/м/с
Сопротивление обмотка возбуждения	$R$	1 Ом
Индуктивность обмоткам возбуждения	$L$	1мГи
Постоянная электродвигателя	$K_m$	125Н*м/А
Коэффициент трения масса 2	$b_2$	$4.1 \cdot 10^{-3}$ кГ/м/с

Сначала мы получим передаточную функцию упрощенной модели на рис. 15 (6).

Учтем, что  $M = M_1 + M_2 = 20,5 \text{ г} = 0,0205 \text{ кг}$ . Тогда мы имеем:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + b_1 \frac{dy}{dt} = u(t).$$

Следовательно, передаточная функция модели:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{1}{s(Ms + b_1)}.$$

С учетом параметров в таблице 2 получим:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{1}{s(0.0205s + 0.410)} = \frac{40}{s(s + 20)}$$

Структурная схема считывающего устройства с учетом обмотки электродвигателя приведена на рис. 1-13. При  $R = 1 \text{ Ом}$ ,  $L = 1 \text{ мГн}$  и  $K_m = 125$  мы имеем:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{V(s)} = \frac{5000}{s(s + 20)(s + 1000)},$$

что совпадает с передаточной функцией, полученной в главе 2.

Теперь получим модель переменных состояния для системы с двумя массами, изображенной на рис. 16.

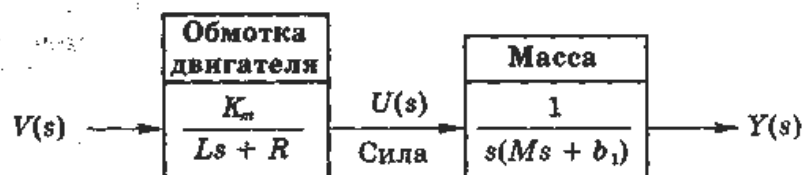


Рис. 16. Структурная схема считывающего устройства жесткой пластиной

Дифференциальные уравнения имеют следующий вид:

для массы:  $M_1; M_2 \frac{d^2 q}{dt^2} + b_1 \frac{dq}{dt} + k(q - y) = u(t);$

для массы:  $M_2; M_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + b_2 \frac{dy}{dt} + k(y - q) = 0.$

Выберем в качестве переменных состояния  $x_1 = q$  и  $x_2 = y$ . Тогда:

$$x_3 = \frac{dq}{dt} \text{ и } x_4 = \frac{dy}{dt}$$

Уравнение состояния в векторно-матричной форме:

$$\dot{x} = Ax + Bu,$$

где

$$x = \begin{bmatrix} q \\ y \\ \dot{q} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 1/M_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -k/M_1 & k/M_2 & -b_1/M_2 & 0 \\ k/M_2 & -k/M_2 & 0 & -b_2/M_2 \end{bmatrix}$$

Заметим, что выходом является  $y(t) = x_4$ . Кроме того, пренебрегая индуктивностью обмотки двигателя ( $I = 0$ ), имеем  $u(t) = K_m v(t)$ , выбрав значение  $k = 10$  и используя остальные параметры из таблицы 2, получим:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -500 & 500 & -20.5 & 0 \\ 20000 & -20000 & 0 & -8.2 \end{bmatrix}$$

Реакция переменной  $y$  при  $v(t) = 1$  В,  $t > 0$  изображена на рис. 17. Характер процесса является сильно колебательным, поэтому ясно, что необходимо иметь пластину с большой жесткостью, т. е. выбирать  $k > 100$ .



Рис. 17. Реакция переменной  $y$  на ступенчатое входное воздействие в модели с двумя массами при  $k = 10$

## **Разработка требований охраны труда и экологии при внедрении адаптивной системы управления чесальными машинами**

Внедрение специальных автоматических устройств способствует безаварийной работе оборудования, исключает случаи травматизма, предупреждает загрязнение атмосферного воздуха и водоемов промышленными отходами. Автоматизация приводит к улучшению главных показателей эффективности производства: увеличению количества, улучшению качества и снижению себестоимости выпускаемой продукции. Внедрение автоматических устройств обеспечивает высокое качество продукции, сокращение брака и отходов, уменьшение затрат сырья и энергии, уменьшение численности основных рабочих, снижение капитальных затрат, удлинение межремонтных сроков эксплуатации оборудования (оборудование работает в оптимальных режимах, которые были учтены при его расчете и изготовлении).

В данной работе разработана система адаптивного регулирования толщины настила путем изменения подачи волокна из бункера – накопителя в чесальную машину. Подобраны датчики толщины настила на входе машины и линейной плотности холста. За счет этого уменьшаются остановки машины и повышается надежность. Использование адаптивного управления позволяет осуществить управление чесальной машиной и технологическим процессом чесания в условиях неполноты априорной и текущей информации относительно характеристик объекта и воздействий внешней среды. Адаптивная (самоприспосабливающаяся) система, система автоматического управления, которая сохраняет работоспособность в условиях непредвиденного изменения свойств управляемого объекта, цели управления или условий окружающей среды посредством смены алгоритмов своего функционирования или поиска оптимальных состояний. Во многих

современных автоматических системах управления также реализуются определённые способности к приспособлению и самооптимизации.

Требования техники безопасности при работе на кардочесальных машинах.

Обучение персонала. Обязательно требуется, чтобы персонал, работающий на кардочесальных машинах, подвергался обучению по правилам техники безопасности, действующим при работе на этих машинах. Обучение персонала следует повторять периодически (через каждые 6 месяцев). Проведение обучения подлежит подтверждению в виде соответствующего удостоверения. Выполнение работ по наладке текстильных машин и техническому уходу за ними, а также устранение неисправностей разрешается только квалифицированным лицам.

**Пуск в ход. Перед первым пуском в ход, а также по окончании работ по техническому уходу и после проведения изменений требуется, чтобы машину проверяли квалифицированные лица, обращающие при этом особое внимание на ее техническую безопасность и эксплуатационную надежность. Перед пуском в ход следует предупредить об этом всех людей, работающих в опасной зоне машины, и потребовать их уйти из этой зоны. Проведение изменений на машине разрешается только по согласованию с фирмой ТРЮЧЛЕР и под надзором, оказываемым соответствующими специалистами.**

**Обеспечение состояния покоя. Наладку, технический уход за машиной и устранение неисправностей разрешается выполнять только в таких случаях, когда обеспечены отключение машины от электропитания и достижение положения «стоп». Учитывая местные условия, необходимо принять все соответствующие меры предосторожности, чтобы предотвратить неразрешенное, ненамеренное или неосторожное включение электроэнергии и пуск машины во время проведения этих работ. Это касается особенно тех случаев, когда из-за комбинации машин осложнены обзорность и контакт между отдельными работниками. Даже ослабление какого-либо винта необходимо рассмотреть как операцию по техническому уходу. Действующие правила по предотвращению несчастных случаев предписывают, что**

**машина при операциях по техническому уходу должна быть отсоединена от электропитания, чтобы была исключена всякая возможность пускать ее в ход. Главные выключатели распределительных шкафов и шкафов управления необходимо настроить на «О», шкафы запереть на замок.**

Предохранительные выключатели. Двери и открываемые предохранительные кожухи приводов и опасные разрыхлительно-очистительные валики оснащены предохранительными выключателями. При открывании этих дверей или кожухов предохранительные выключатели отключают приводы машины. Эти предохранительные выключатели должны всегда находиться в рабочем состоянии. Пуск машины в ход при дефектных предохранительных выключателях не разрешается. Вспомогательные средства для обслуживания и наладки машины, а также технического ухода за ней. Вспомогательные средства, применяемые для обслуживания, наладки или содержания машины в исправности (стремянки, штанги, опорные стойки, крюки и т.п.) должны находиться в безопасном состоянии и использоваться согласно правилам техники безопасности.

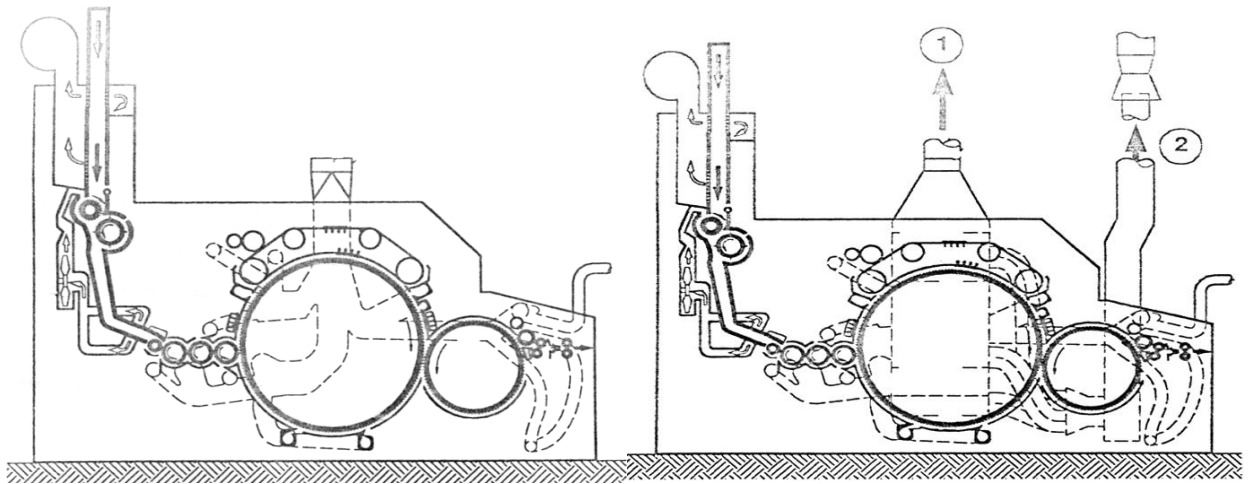
**Электрические распредшкафы и электрическая разводка на машинах. Все распредшкафы оснащены запираемыми на ключ дверями. Двери всегда должны быть прочно закрыты на ключ; ключи с двойной бородкой должны находиться на сохранении у одного ответственного лица (электромастера). Доступ к распредшкафам разрешается только обученным лицам, знакомым с электрооборудованием и соответствующими опасностями при работе с ними. Выполнение работ в распредшкафах и по электроразводке машин исключительно разрешается квалифицированным лицам.**

Система отсоса. При серийном исполнении оборудования пыль и угары постоянно отсасываются с чесальной машины через централизованную систему отсоса. При выходе системы отсоса из строя чесальная машина автоматически выключается. Чесальная машина может быть также оборудована фильтровальной коробкой, работающей в прерывистом режиме. В таком случае фильтровальная коробка накапливает отходы с чесальной машины. Специальная система утилизации отходов периодически очищает

коробку от отходов. Постоянная система отсоса. Точки отсоса на чесальной машине (здесь показан вариант "Постоянная система отсоса, проходящая над полом цеха") Отсос может производиться как над полом цеха, так и под полом цеха. Прерывистая система отсоса. Прерывистая система отсоса угаров, проходящая над полом цеха и система отсоса пыли, проходящая над полом цеха.

(1) Система отсоса угаров

(2) Система отсоса пыли.



Предохранительные устройства. Блокировка дверей. На всех дверях установлены шпингалеты, которые можно открыть только специальным ключом.

Двери, за которыми находятся очаги опасности при работающей машине, оснащены дверными предохранителями и блокируются (запираются) централизованно. После торможения барабана и предварительного прочесывателя, в результате включения одного из соленоидных клапанов заряжается "давлением" пневматический цилиндр. В результате этого на контактные рейки оказывается прижатие вниз, а контактные детали вытягиваются из предохранительных датчиков. При открытых дверях пуск оборудования в эксплуатацию - невозможен!



Категорически запрещено производить эксперименты и манипуляцию с предохранительной системой закрытия и блокировки дверей.

Аварийные выключатели. На машине установлены два аварийных выключателя. Они обозначены красным сигнальным цветом на желтом фоне.

Один из аварийных выключателей находится на пульте управления, а другой - с правой стороны машины, на распределительном шкафу.

Во избежание незапланированного включения машины посторонними лицами во время проведения ремонтных работ и техухода, необходимо выключатель, переключенный на нулевую позицию, закрыть на замок.

Но до этого требуется открыть все двери, необходимые для проведения ремонтных работ и техухода.

Тормозное устройство BRE1 служит для обеспечения торможения привода барабана чесальной машины. С помощью фазового управления для торможения на две обмотки станины электродвигателя подается постоянное напряжение. Проходящий там постоянный ток создает стационарное магнитное поле, действующее против направления движения электродвигателя и тормозящее его.

В состав тормозного устройства входят: - тормозное устройство;  
- предохранители; - контактор электротормоза

При помощи кодирующего выключателя тормоз можно настроить под число вращения барабана. Продолжительность торможения и ток в режиме торможения для первой стадии торможения можно настраивать. Продолжительность и токи торможения остальных стадий торможения вытекают из параметров первой стадии; т.е. если начальный тормозной ток на первой стадии будет уменьшен, то в соответствии с этим уменьшатся предельные значения других стадий торможения. Это же правило действует для настройки продолжительности торможения по стадиям. Электропривод тормоза можно вновь включить только после того, как будет закончен

процесс торможения. С помощью четырех светодиодов можно получить информацию об актуальном состоянии тормозного устройства.

### Расчет экономической эффективности от внедрения новой техники

По пути к рыночной экономике все больше и больше нарастает требование потребителей к качеству выпускаемой продукции. Для этого необходимо внедрять в промышленность новые идеи, разработки, которые являются основным фактором. Время показывает, что с устаревшей технологией невозможно производить качественную продукцию.

Ускорение научно-технического прогресса и широкое внедрение его достижений в производство на современном этапе хозяйствования является главнейшим фактором развития промышленности. При этом одним из основных критериев экономической оценки внедрения достижения научно-технического прогресса является механизация и автоматизация производства, направленная на дальнейшее повышение производительности и улучшение условий труда. Механизация и автоматизация промышленности привели к улучшению трудового удобства и исчезновению тяжелого физического неквалифицированного труда.

Научно – технический прогресс – это интенсификация технологического производства, разработка нового вида сырья и энергии, техническое вооружение рабочих в промышленности и улучшение научно – исследовательских работ. Экономическая эффективность приводит к повышению производительности общественного труда. Значит, производительность общественного труда это критерий всей производственной эффективности. Затраты общественного труда делятся на абсолютную и относительную экономическую эффективность. Абсолютная эффективность для каждого объекта или новой техники определяется по отдельности. Относительная эффективность определяется путём сопоставления двух или трёх промышленностей. Следует отметить, что относительная эффективность показывает преимущество одного варианта от другого.

Основными показателями экономической эффективности являются:

- удельная величина капитальных средств;
- себестоимость производимого товара;
- производительность труда, фондоотдачи;
- срок окупаемости дополнительных капитальных средств;
- коэффициент эффективности.

Срок окупаемости определяется следующей формулой:

$$T = \frac{K_1 - K_2}{\Phi_2 - \Phi_1}; \quad E = \frac{\Phi_2 - \Phi_1}{K_1 - K_2} \quad (1)$$

где,  $K_1, K_2$  – кол. капиталовложений за базисный и планируемый годы, тыс. сум;  $\Phi_1, \Phi_2$  – прибыль за базисный и планируемый годы, тыс. сум;

Приведенные затраты определяются как разность:  $\mathcal{Z}_r = \mathcal{Z}_1 - \mathcal{Z}_2$  (2)

где,  $\mathcal{Z}_1, \mathcal{Z}_2$  — приведенные народнохозяйственные затраты, применяемые к расчету по базовому и новому вариантам техники.

Приведенные народнохозяйственные затраты по каждому варианту определяются по формуле:

$$\mathcal{Z} = C_i + E_n \times K_i \quad (3)$$

где,  $C_i$  – полная себестоимость годового количества продукции (работ), изготовляемой с помощью новой техники;

$K_i$  – суммарная величина капитальных вложений по народному хозяйству, принимаемых к расчету по вариантам;

$E_n$  – нормативный коэффициент экономической эффективности.

Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений рекомендует расчет экономического эффекта от производства и использования новых средств труда долговременного применения (машин, оборудования и приборов и т.п.) с улучшенными качественными характеристиками (производительность, долговечность, издержки производства и т.д.) за срок их службы с учетом морального износа производить по формуле:

$$\mathcal{E} = \left[ \mathcal{Z}_1 \times \frac{B_2}{B_1} \times \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n(K'_2 - K'_1)}{P_2 + E_n} - \mathcal{Z}_2 \right] \times A_2 \quad (4)$$

где,  $З_1$  и  $З_2$  – приведенные затраты единицы соответственно базового и нового средств труда, тыс. сум;

$\frac{B_2}{B_1}$  – коэффициент учета роста производительности единицы нового средства труда по сравнению с базовым;

$B_2, B_1$  – годовые объемы продукции (работ), производимые при использовании единицы соответственно базового и нового средств труда, в натуральных единицах;

$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n}$  – коэффициент учета изменения срока службы нового средства труда по сравнению с базовым;

$P_1$  и  $P_2$  – доля отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление (реновацию) базового и нового средства труда, рассчитываются как величины, обратные срокам службы средств труда, опред. с учетом их морального износа;

$E_n$  – нормативный коэффициент эффективности (0,15);

$K'_2$  и  $K'_1$  – сопутствующие капитальные вложения потребителя (капитальные вложения без учета стоимости рассматриваемых средств труда) при использовании базового и нового средств труда в расчете на объем продукции (работ), производимый с помощью нового средства труда, тыс. сум;

$I'_1$  и  $I'_2$  – годовые эксплуатационные издержки потребителя при использовании им базового и нового средств труда в расчете на объем продукции (работ), производимой с помощью нового средства труда, тыс. сум;

$A_2$  – годовой объем производства продукции новых средств труда в расчетном году в натуральных единицах.

В данной работе разработаны структурные схемы микропроцессорного управления процесса чесания. Подобраны датчики толщины настила на входе машины и линейной плотности холста. Разработаны системы

регулирования толщины настила путем изменения подачи волокна из бункера – накопителя в чесальную машину. За счет этого уменьшаются остановки машины и повышается надежность.

Исходные данные для расчета экономической эффективности нового средства труда внесены в табл.1

Таблица №1

№	Показатели	Ед. изм.	Варианты	
			Базовый	Внедряемый
1	Годовой объем выпускаемой и перерабатываемой продукции	тонна	10000	10000
2	Количество оборудования	шт.	2	2
3	Производительность оборудования	т/час	8,0	8,0
4	Установленная мощность всего оборудования	кВт	1,65	1,65
5	Производительное время работы предприятия в год	час	3312	3312
6	Коэффициент спроса	-	0,8	0,8
7	Плата за электроэнергию	сум	84,0	84,0
8	Размер платы за установленную мощность	сум	16400	16400
9	Размер амортизационных отчислений на капремонт	%	15,0	15,0
10	Отчисления на текущий ремонт	%	5,0	5,0
11	Минимальный размер зарплаты	сум	49735	49735
12	Отчисления на соцстрахование	%	22,0	22,0

Определение приведенных и эксплуатационных затрат в базовом и внедряемом вариантах, в тыс. сум.

Таблица №2

№	Показатели	Варианты	
		Базовый	Внедряемый
1	Стоимость машины без учета модернизации	5517,6	5517,6
2	Удельные капиталовложения на один сум себестоимости оборудования	0,79	0,79
3	Прямые капитальные затраты	4358,9	4358,9
4	Затраты на НИР и ОКР	-	312,0
5	Капитальные затраты в произв. фонды по изгот. оборудования с учетом затрат НИР и ОКР	4358,9	4670,9
6	Приведенные затраты по изгот. оборудования	6171,4	6218,2
7	Эксплуатационные издержки, всего	1445,39	1507,79
	В том числе:		
	– амортизационные отчисления на кап. ремонт	827,64	874,44
	– отчисления на текущий ремонт	275,88	291,48
	– затраты на электроэнергию	341,87	341,87

Определение сопутствующих капитальных вложений.

Сопутствующие капитальные вложения, отнесенные к изготовлению нового средства труда, определяются в размере 10% от стоимости базового и внедряемого оборудования.

$$K_1' = \frac{5517.6 \times 10}{100} = 551.76 \quad \text{тыс. сум}$$

$$K_2' = \frac{5829.6 \times 10}{100} = 582.96 \quad \text{тыс. сум}$$

Подставляя полученные значения в формулу, получим годовой экономический эффект от внедрения предлагаемой машины на производство:

$$\dot{Y}_{\dot{a}} = 6171.4 \times 1 \times 1.4 + \frac{(1445.39 - 1507.79) - 0.15(582.96 - 551.76)}{0.164 + 0.15} - 6218.2 = 2208.16 \quad \text{òũñ .ñóì}$$

## ВЫВОДЫ

Повышение требований к качеству процесса регулирования, в частности, повышение быстродействия и динамической точности регулирования, требует создания эффективной системы управления электромеханическими объектами с упругими связями, которым посвящена данная работа.

В процессе исследования получены следующие результаты:

1. Произведен анализ динамики функционирования электромеханических объектов с упругими свойствами как объект исследования, и причины возникновения упругости, а также методы их исследования.
2. Разработаны математические модели динамики ЭМС с учетом особенности влияния упругости в виде структурных схем и пространства параметров состояний.
3. Предложена вычислительная схема определения чувствительности технологических машин, отличающаяся удобством реализации на компьютере.
4. Создана имитационная модель ЭМС с упругими свойствами, позволяющая проводить различные эксперименты с целью компенсации влияния колебания на качество регулирования.



## ЛИТЕРАТУРА

1. Каримов И.А. «Узбекистан на пороге XXI века», Т. 1997.
2. Козлов А.Б., Касмынин А.И., Мелентьев Д.С. Особенности проектирования инфракрасных электронных преобразователей плотности волокнистой массы. Технология текстильной промышленности, № 2. 2000. стр.114-116.
3. Козлов А.Б., Себина Л.П. и др. Микропроцессорный электронный преобразователь плотности волокнистого материала. Технология текстильной промышленности, № 1, 1995. стр.107-110.
4. Антонов В.В. Система автоматического контроля расхода волокнистого материала в пневмопроводах приготовительного оборудования. М.: Экспресс-информация, № 32, 1992.
5. Жоховский В.В. Питатель с микропроцессорным управлением. М.: Экспресс-информация, № 1, 1992.
6. Васильев Л.Н. и др. Элементы автоматизации и схемы управления технологического оборудования хлопкопрядильных производств. М.: Легпромбытиздат, 1998. 256 с.
7. Молчанов А.С., Ребарбар Я.М., Хавкин В.П. Технологические измерения и КИП в текстильной промышленности. М.: Лёгкая индустрия, 1996. 320 с.
8. Петелин Д.П., Козлов А.Б. и др. Автоматизация технологических процессов в текстильной промышленности. М.: Лёгкая индустрия, 2001. 320с.
9. Мухитдинов М. Оптоэлектронные устройства контроля и измерения в текстильной промышленности. М.,:Легкая и пищевая индустрия, 1990. 200 с.

10. Чиликин М.Г., Соколов М.М., Терехов В.М. Основы автоматизированного электропривода. М.: Энергия, 2005.
11. Власов Е.И., Расторгуев А.К. Разработка и исследование САУ ЛП ленты с измерением на входе чесальной машины. М.: Известия вузов, Технология текстильной промышленности, №6, 1992. стр. 75.
12. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. М.: Машиностроение. 1978. 736 с.
13. Волков Н.И., Миловзоров В.П. Электромашинные устройства автоматики. М.: Высшая школа, 1995. 336 с.
14. Перельмутер В.М., Сидоренко В.А. Системы управления тиристорными электроприводами постоянного тока. М.: Энергоатомиздат, 1988.
15. AVR RISC Microcontroller Data Book. Atmel Corp. 1999.
16. AVR Technical Training. Atmel Corp. Norway. 2003.
17. Основы технологии важнейших отраслей промышленности: В 2. /Под ред. И.В. Ченцова. Мн.: «Вышэйшая школа», 2001.
18. Букаев П.Т. Общая технология хлопчатобумажного производства. М.: Легкая и пищевая промышленность, М., 1991.
19. Смелова Н.А., Казарян М.З., Локтюшева В.И. Технология хлопчатобумажного производства, М., 1992.
20. Лотар С., Манфред Х. Технология подготовки пряжи к ткачеству и трикотажному производству. М., 1999.
21. Шехтман М.Б. Модульная интегрированная SCADA - новые решения//Промышленные АСУ и контроллеры, № 2, 2004. с. 32.
22. Шерешевский Л. Вопросы открытости SCADA-систем// Мир компьютерной автоматизации, № 4, 2003. с. 86.
23. <http://lpb.ru/print.php?id=2450>
24. <http://wnk.biz/html/ru/contents266.htm>

25. <http://www.stabilitron.izobilny.ru/articles.php?>
26. <http://www.avrfreaks.net/>.
27. <http://kazus.ru/modules.php?name=Catalog&sh=3984>
28. <http://www.ergos.com.ua/?d=prod&c=3&but=SubTable2>
29. <http://asucontrol.ru/archive/pdf.shtml>
30. <http://matlab.exponenta.ru/simpower/book1/5.php>.
31. <http://www.atmel.com/avr>.
32. <http://www.ispu.ru/library/lessons/kolganov/HTML/Index.html>
33. <http://electroprivod.ru/index.htm>
34. [http://titli.h1.ru/nii\\_mustakil.htm](http://titli.h1.ru/nii_mustakil.htm)
35. <http://www.zenon2000.narod.ru/shd.htm>
36. <http://www.textile-press.ru/?id=2344>
37. <http://www.flax.net.ru/vestnik1/>
38. <http://www.ispras.ru/~3D/koi/papers.htm>
39. <http://www.energосpec.ru/ppt16.php.htm>
40. <http://ref.com.ua>