Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Ивановская государственная текстильная академия»
(ИГТА)

Кафедра проектирования текстильных машин

ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ МАШИН ТЕКСТИЛЬНОЙ И ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Методические указания для студентов специальности 170700 (150406)
Машины и аппараты текстильной и легкой промышленности
заочной формы обучения

Иваново 2006

Методические указания предназначены для студентов заочной формы обучения специализаций 170701(150406) и 170704 (150406), изучающих соответственно курсы «Динамика текстильных машин», «Динамика машин легкой промышленности».

В методических указаниях приводится текст обзорной лекции, которая в краткой форме знакомит студентов с содержанием дисциплины, а также содержатся варианты заданий для выполнения контрольной работы.

В заключение дается список технической и учебной литературы, рекомендуемой для освоения учебной программы.

Составители: д-р техн.наук, проф. В.А. Суров
канд.техн.наук, проф. А.А. Тувин

Научный редактор канд.техн.наук, проф. В.Г. Чумиков

Динамическая модель механической системы

Создание надежно работающих новых машин, усовершенствование существующих невозможно без решения вопросов о снижении вибрационной активности машин. В машинах текстильной и легкой промышленности вибрации вызывают только отрицательные последствия: от повышенного износа звеньев механизмов до нарушения технологического процесса и вредного влияния на обслуживающий персонал. Попытка полезного использования колебаний, например виброcъем в чесальных машинах, виброприбой в ткацких станках, до промышленного применения не доведена. Умение рассчитать колебания исследуемого объекта, правильно оценить их воздействие на изучаемые системы – необходимые качества квалифицированного инженера. Причем знакомство с относящимися к изучаемым машинам вопросами колебаний на определенном уровне необходимо не только для конструкторов, но и для инженеров-эксплуатационников, так как без этого часто становится невозможной осознанная эксплуатация данных машин.

Задачи о колебаниях механических систем – задачи динамики. Решение этих задач можно разделить на несколько этапов. Профессором И.И. Вульфсоном в общем случае выделяется 5 основных этапов. Первый – разумное упрощение исходного объекта, то есть его замена некоторой моделью, в которой стремятся отобразить наиболее существенные факторы рассматриваемой задачи. Поскольку речь идет о проблемах динамики, эту модель называют динамической. Второй этап – математическое описание исследуемого объекта системой дифференцированных, интегральных или интегро-дифференциальных уравнений, то есть построение математической модели. Третий – решение уравнений математической модели аналитическими, численными или численно-аналитическими методами. Четвертый этап – экспериментальная проверка принятых гипотез, допущений, достоверности принятой динамической модели. Пятый – решение задачи оптимизационного динамического синтеза механизма.

Особо важное значение имеет первый этап решения задачи, поскольку некорректно составленная динамическая модель перечеркивает все результаты аналитических расчетов, а следовательно, и выводы, сделанные на основе анализа этих результатов.

Под динамической моделью понимают идеализированное отображение рассматриваемой системы, используемое при ее теоретическом исследовании и инженерных расчетах. В ходе составления приходится абстрагироваться (отказываться) от некоторых частных особенностей реальной механической системы, которые в решаемой задаче представляются несущественными. В связи с этим не может быть составлена идеальная динамическая модель, полностью отвечающая исходному оригиналу. Любая модель ограниченна и пригодна лишь при определенных условиях и для рассмотрения определенного круга вопросов.

Вместе с тем при динамическом исследовании одному и тому же механизму может соответствовать не одна, а целый ряд динамических моделей. В этом случае выбор модели зависит не только от того, какие особенности исследуемой системы должны быть изучены, но и от требуемой степени точности предполагаемого расчета, достоверности исходной информации о параметрах системы и других факторов.

Мы отметили, что в динамической модели стремятся отобразить наиболее существенные факторы рассматриваемой задачи, то есть модель должна сохранять динамические свойства и характеристики реальной системы.

Иными словами, динамическая модель должна обладать тем же запасом кинетической и потенциальной энергии (с достаточной степенью точности), что и реальная система. При определенной постановке задач ставятся также условия сохранения доли рассеянной, то есть перешедшей в другие виды, энергии.

Кинетическая энергия тела зависит от его инерционных характеристик – массы, положения центра масс, момента инерции масс относительно центра масс. Потенциальная энергии зависит от его упругих свойств и характеристик. Упругие свойства определяются коэффициентами жесткости или обратными величинами – коэффициентами податливости, а деформации, кроме того, зависят и от внешних сил, действующих на данное тело. Рассеяние энергии зависит от коэффициента поглощения (рассеяния) – отношения рассеянной энергии к работе, затраченной на деформацию.

Таким образом, для составления динамической модели исследуемой системы нам необходимо знать следующие ее параметры: массы (или моменты инерции масс) ее звеньев, жесткости упругих связей, коэффициенты рассеяния энергии отдельными звеньями этой системы и силы (или моменты), действующие на ее звенья.

Динамическую модель мы получим, если укажем (схематически) последовательность соединения инерционных, упругих, диссипативных элементов и силы, действующие на инерционные элементы.

Следует иметь в виду, что эти элементы в реальных системах могут соединяться между собой как непосредственно, так и через передаточные устройства, которые должны быть также обозначены в динамической модели, либо все параметры системы должны быть приведены к оси движения какого-либо звена (удобнее – к оси движения входного или выходного звена исследуемой системы). При приведении параметров исходят из условий неизменности кинетической и потенциальной энергий.

Инерционные характеристики элементов конструкции с достаточной степенью точности обычно определяются расчетным путем. Вместе с тем этот путь трудоемок, и, если есть возможность, предпочтение следует отдавать экспериментальным методам.

Расчет упругих характеристик (зависимости приводятся в специальной литературе) в ряде случаев вызывает затруднения. Например, для коэффициента податливости клиноременной передачи приводятся формулы, дающие на порядок различающиеся результаты. Дело в том, что большинство формул для расчета упругих характеристик элементов конструкций получены эмпирическим путем. Условия (и методики) эксперимента у разных авторов различны, что и ведет к различным результатам (в идеале условия эксперимента должны соответствовать условиям эксплуатации). В этих случаях принимают среднее значение параметра из всех полученных расчетным путем либо прибегают к экспериментальным методам.

Диссипативные характеристики в основном определяются экспериментально, в качестве ориентировочных используются данные, полученные для подобных конструкций.

Силовые характеристики необходимо представить в аналитической форме. Здесь эффективны методы аппроксимации и гармонического анализа, если эти характеристики в реальности имеют сложный характер.

Составленная первоначально динамическая модель во многих случаях может быть упрощена. На первом этапе упрощения существенно легкие элементы конструкции считаются вовсе лишенными массы (существенно легкие по сравнению с другими приведенными массами), существенно податливые связи можно считать отсутствующими, а существенно жесткие – абсолютно жесткими. Таким путем первоначальную динамическую модель можно заменить моделью с меньшим числом степеней свободы. Дальнейшее упрощение возможно расчетным путем при соблюдении некоторых условий (метод проф. Е.И. Ривина [15], ранее разработанный для задач проектирования и исследования металлорежущего оборудования).

В целом этап разработки динамической модели исследуемой системы довольно трудоемок и в настоящее время во многих случаях мало эффективен без использования специальных программных средств. От вида динамической модели будет зависеть математическая модель решаемой задачи. По структурным признакам динамические модели можно разделить на три класса:

I – модели, образованные последовательным соединением инерционных и упругих элементов;

II- модели, образованные параллельно-последовательным соединением элементов, и модели, элементы которых образуют замкнутые контуры;

III – модели, содержащие подсистемы с распределенными параметрами.

В качестве примеров можно привести модели батанных механизмов бесчелночных лентоткацких станков (I класс), привода рабочих органов швейных машин (II класс), прядильной камеры машины типа БД (III класс).

Динамические модели I класса можно разделить на 4 модификации. Обозначим в общем виде структуру модели I класса

$$H_1 - П - H_2,$$

где H_1, H_2 - число степеней свободы ведущей и ведомой систем механизма;

$П$ - передаточная функция.

Тогда модель 1-й модификации

$$O - П - O,$$

то есть все звенья ведущей и ведомой систем абсолютно жесткие. Описание динамических явлений не выходит за рамки кинетостатических представлений.

Модель 2-й модификации

$$O - П - H,$$

то есть ведущая часть абсолютно жесткая, а ведомая – упругая с Н степенями свободы. Динамические процессы обычно описываются системой линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами.

Модель 3-й классификации

$$H - П - O;$$

при некоторых упрощениях динамические процессы описываются системой линейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами.

Модель 4-й классификации (наиболее общая)

$$H_1 - \Pi - H_2.$$

Динамические процессы описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений.

Математические модели динамических систем

Задачи динамики механических систем решаются методами теории колебаний (методы теории колебаний являются одними из самых важных и общих при исследовании в различных областях естествознания). Если идти от простого к сложному, то эти задачи можно разделить на 3 группы:

1 - задача о колебаниях в системах с одной степенью свободы;

2 – задача о колебаниях в системах с конечным числом степенью свободы;

3 - задача о колебаниях в системах с распределительными параметрами (то есть в системах с бесконечным числом степеней свободы).

В каждой группе следует рассматривать четыре типа возможных колебательных явлений:

- свободные колебания;
- вынужденные;
- параметрические;
- автоколебания.

Кроме того, следует иметь в виду, что колебательные процессы можно разделить на линейные и нелинейные (движение описывается соответственно линейными и нелинейными дифференциальными уравнениями). В текстильной и легкой промышленности в большинстве случаев мы имеем дело с линейными системами.

Собственные колебания происходят в изолированной системе после однократного внешнего возбуждения. Для системы с одной степенью свободы уравнение движения сводится к виду

$$\ddot{X} + p^2 X = 0, \tag{1}$$

где p - частота собственных колебаний (число колебаний в 2π секунд). Ее квадрат определяется отношением приведенного коэффициента жесткости c к приведенной массе m (или моменту инерции массы I);

X - обобщенная координата (линейное или угловое перемещение инерционного элемента).

Примером такой системы могут служить нажимные валики вытяжных приборов прядильных машин. Динамическая задача здесь в конечном итоге заключается в определении амплитуды колебаний валиков – чрезмерные колебания нарушают качество выходящего продукта. К системе с одной степенью свободы мы приходим при анализе крутильных колебаний вертикального вала привода рапир лентоткацких станков.

Динамическая задача заключается в определении крутящего момента и напряжений в сечении валика. К системам с одной степенью свободы мы приходим при экспериментальном определении моментов инерции масс деталей (метод физического маятника, метод однониточного подвеса), при экспериментальном определении жесткости текстильных материалов (нитей, ткани) и т.д.

При анализе собственных колебаний в большинстве случаев поведение системы не представляет интереса. Важно определение значений собственных частот. Если же необходимо иметь полное решение задачи, то следует обозначить начальные условия, то есть те конкретные обстоятельства, при которых возникает данный колебательный процесс.

При учете рассеяния энергии уравнение движения видоизменяется. В большинстве случаев в текстильных машинах рассеяние происходит вследствие наличия вязкого сопротивления (сопротивления, пропорционального скорости, например, масляный гаситель колебаний торсионного вала механизма гона челнока ткацкого станка фирмы «Зульцер», СТБ, другой пример – учет сил внутреннего неупругого сопротивления вала исследуемого механизма и т.д.). Уравнение движения приводится к виду:

$$\ddot{X} + 2n\dot{X} + p^2 X = 0, \qquad 2n = k / m \ , \tag{2}$$

где k - коэффициент пропорциональности между силой сопротивления и скоростью движения приведенной массы.

Следует иметь в виду, что в большинстве случаев вязкое сопротивление не оказывает существенного влияния на частоты собственных колебаний $q\,(q = \sqrt{p^2 - n^2}\,)$, так как $p >> n$, вследствие чего на практике собственные частоты всегда рассчитывают без учета неупругих сопротивлений. Учет этих сил необходим, например, при определении времени затухания колебаний либо более точной оценке характера колебательного процесса.

Уравнения вынужденных колебаний отличаются от уравнений собственных колебаний наличием правой части:

$$\ddot{X} + p^2 X = F(t) / m\,. \tag{3}$$

В приведенных ранее примерах (нажимные валики вытяжных приборов, привод рапиры) мы имеем дело с кинематическим возмущением. В этом случае $F(t) = C \cdot f(t)$, где $f(t)$ - периодическая функция перемещения точки крепления упругой связи. В случае силового возмущения под $F(t)$ понимается периодическая сила, действующая на инерционный элемент. Система может иметь силовое или кинематическое возмущения.

При анализе вынужденных колебаний мы получаем амплитуды колебаний приведенной массы, деформации упругих связей, то есть, имеем выход на напряжения в элементах конструкции. В общем виде решение уравнения (3) имеет вид:

$$X = X_o \cos pt + \frac{\dot{X}_o}{p} \sin pt + \frac{1}{mp} \int_o^t F(\tau) \sin p(t-\tau) d\tau . \qquad (4)$$

При анализе установившегося режима работы системы начальные значения смещения X_o и скорости $\dot{X}_o$ находятся из уравнений периодичности решения. Представляет интерес частный случай – действие гармонической возмущающей силы. Анализ решения для этого случая показывает, что при совпадении частоты ω изменения возмущающей силы с частотой p собственных колебаний системы наступает явление резонанса. Даже при учете сил неупругого сопротивления амплитуды колебаний настолько велики, что это состояние всегда считается опасным для работы механизмов. В общем машиностроении режимы эксплуатации машин, механизмов назначают таким образом, чтобы частоты возмущающих воздействий отличались на порядок от собственных колебаний системы. В текстильном машиностроении этот диапазон несколько уже – из зоны эксплуатации исключается диапазон отношения этих частот от 0,7 до 1,3. Еще важное замечание: система может работать в зарезонансном режиме, поскольку в режиме ее разгона равенство амплитуды колебаний не успевают возрасти до опасных величин. В текстильном производстве в зарезонансном режиме работают, например, веретена прядильных машин.

Как видим, определение и знание частот собственных колебаний системы имеют особое значение.

Есть еще ряд важных частных случаев. Отметим колебания системы под действием периодических импульсов. Решение данной задачи показывает, что в этом случае резонанс наступает не только при равенстве частот, но и при их кратности ($p = n\omega, \;\; n = 1,2,3...$). Отсюда вытекают повышенные требования, например, к точности изготовления зубчатой передачи. Зазоры в зубчатой паре ведут к возникновению в системе дополнительных колебаний с так называемой зубцовой частотой.

На практике нередко исследуются системы, в которых либо жесткость, либо масса является периодической функцией времени. К таким относятся системы, имеющие в своем составе, например, стержневые или кулачковые передачи. Без таких механизмов не обходится ни один ткацкий станок, ни одна швейная машина. Для систем с одной степенью свободы уравнение движения обычно приводится к виду:

$$m\ddot{X} + c(t)X = 0, \tag{5}$$

$$m(t)\ddot{X} + cX = 0. \tag{6}$$

Колебания, описываемые этими уравнениями, называют параметрическими, или квазигармоническими, то есть подобными гармоническим. Особенностью этих колебаний является возможность существования критических режимов, при которых происходит неограниченное нарастание колебаний, – параметрический резонанс. Если в системе с постоянными параметрами резонанс возможен только при одном значении частоты возмущающей силы, то в системах с переменными параметрами резонансу соответствуют целые области частот изменения жесткости или массы.

Для случая (5) характерна задача о поперечных колебаниях консольного стержня с сосредоточенной массой в концевом сечении, нагруженного периодически изменяющейся продольной силой $p(t)$. Продольная сила меняет изгибную жесткость стержня. К подобной задаче мы приходим при исследовании поперечных колебаний гибких лент механизмов прокладывания утка рапирных ткацких станков.

Для случая (6) характерна задача о крутильных колебаниях коленчатого вала, связанного шатуном с ползуном. С подобным мы встречаемся при исследовании некоторых типов механизмов привода рапир, привода батана, ткацких станков, механизма игловодителя швейных машин и др.

При решении уравнения типа (5) часто эффективна замена периодической функции $p(t)$ на кусочно-постоянную. Исследуя вопрос об устойчивости движения системы, предполагают, что по истечении периода перемещение и скорость системы изменяется в некоторое число раз (в k раз). Уравнение движение распадается на два (для каждого полупериода свое), оба – с постоянными коэффициентами. Имеется четыре условия: в середине периода перемещение и скорость, найденные по уравнениям первого полупериода, равны таковым из уравнений второго полупериода; перемещение и скорость в конце периода отличается в k раз от перемещения и скорости в начале периода (условия неразрывности и периодичности). Раскрывая эти условия, можно определить зависимость коэффициента k от параметров системы и частоты изменения продольной силы. Движение не устойчиво, если $k > 1$, то есть параметры или режимы эксплуатации системы необходимо выбирать так, чтобы выполнялось условие $k < 1$.

Вопрос об устойчивости движения системы с переменной массой в ряде случаев решается путем преобразования уравнения (6) в уравнение Матье:

$$\frac{d^2 Z}{dX^2} + (a + 2h\cos 2X)Z = 0 \quad . \qquad (7)$$

Определив коэффициенты a и h этого уравнения на диаграмме Айнса-Стретта, которая приводится в справочной литературе, находим точку с этими координатами. Точка попадает в одну из обозначенных устойчивых или неустойчивых зон.

Как видим, ответ на вопрос об устойчивости движения параметрической системы можно получить не имея полного решения уравнения (5) или (6).

Вопросы изучения автоколебаний в текстильных машинах возникают в меньшей степени. Эти колебания появляются в системе при отсутствии внешних периодических воздействий. Характер колебаний определяется устройством системы. Источник энергии, покрывающий потери энергии при колебаниях, обычно содержится в самой конструкции системы. В механических системах мы имеем дело с фрикционными автоколебаниями. В большинстве случаев силы трения являются причинами затухания колебаний, однако в некоторых случаях эти силы могут поддерживать колебания системы на определенном уровне. Причина заключается в том, что силы трения зависят от скорости скольжения соприкасающихся тел. Эту зависимость называют характеристикой трения. Фрикционные автоколебания возникают в системах, работающих на падающем участке характеристики трения. Если система работает на возрастающем участке характеристики, то мы имеем дело с затухающими колебаниями. Примером автоколебательных систем в текстильных машинах могут служить линии рифленых цилиндров вытяжных приборов прядильных машин, ленточные тормоза швейных машин и др.

Многие узлы отечественных машин в текстильной и легкой промышленности представляют собой сложные многомассовые системы, имеющие не одну, а некоторое конечное число степеней свободы. Простейшим примером могут служить приводы текстильных машин, некоторые типы батанных механизмов ткацких станков и другие. Чаще всего здесь встают задачи анализа крутильных и изгибных колебаний. Если речь идет о крутильных колебаниях, то уравнения движения удобнее составлять по схеме Лагранжа. Движение будет описываться системой из числа уравнений, соответствующего числу степеней свободы рассматриваемой модели. Соответствующим этому числу будет число полученных собственных частот упругих колебаний. При назначении режимов эксплуатации рассматриваемой системы необходимо избегать резонансных режимов по каждой частоте.

При расчете вынужденных колебаний часто бывает целесообразным использование метода главных координат. Достоинство этого метода заключается в том, что задача о колебаниях системы с конечным числом степеней свободы сводится к анализу системы уравнений, имеющих форму уравнений вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы.

При исследовании и проектировании быстроходных узлов машин возникают задачи определения критических скоростей вращения валов. Во многих случаях эти задачи сводятся к расчету собственных частот изгибных колебаний балок с сосредоточенными массами, поскольку критические скорости вращения валов соответствуют собственным частотам их изгибных колебаний. При решении задач этого типа предпочтительнее иной способ составления уравнений движения, основанный на замене сосредоточенных масс силами инерции, действующими с их стороны на ось балки. Уравнение движения приобретает вид

$$y_i = -\sum_{k=1}^{n} m_k \ddot{y}_k \delta_{ik}, \quad (i = 1,2,...n), \tag{8}$$

где δ_{ik} - коэффициенты влияния, то есть перемещения i-го сечения балки под действием единичной силы, приложенной в k-м сечении. Эти коэффициенты определяются методами сопротивления материалов (метод Верещагина, метод Мора).

Следует иметь в виду, что при вращении вала на критической скорости наблюдается недопустимый изгиб его оси вследствие наличия эксцентриситета, неточности монтажа и других причин. Устранить этот дефект не помогает даже самая тщательная балансировка. Поэтому эксплуатация системы на такой скорости так же недопустима, как и на скоростях, соответствующих собственным частотам крутильных колебаний системы.

Имеется ряд других задач динамики машин, например, динамики веретен прядильных машин, о колебаниях машины, установленной на упругих опорах (задача о виброизоляции машин), решение которых также сводится к анализу систем с несколькими степенями свободы.

В моделях с конечным числом степеней свободы инерционные и деформационные свойства приписываются различным элементам рассматриваемой системы. В реальных объектах любой элемент является носителем и тех и других свойств. Поэтому наиболее точным представляется учет непрерывного распределения масс, когда число степеней свободы системы оказывается бесконечным. Решение при этом усложняется и может быть доведено до конца не во всех случаях. С другой стороны, имеется круг задач, решение которых иными методами не получить. Пример – пружина силового замыкания кулачкового механизма. Такие схемы имеют применение в зевообразовательных механизмах некоторых моделей ткацких станков. Кулачковая пара должна работать без нарушения контакта. Согласно кинетостатическим представлениям пружина должна преодолевать только инерционные и технологические сопротивления ведомой части. Однако инерционными свойствами обладают и сами витки пружины. В результате при увеличении скорости вращения кулачкового вала деформация пружины становится неравномерной по ее длине и не исключаются случаи, когда концевые витки не деформируются, а деформируется лишь средняя часть пружины. Нет деформации, следовательно, нет и силы, удерживающей толкатель. Нарушение контакта в кулачковой паре в этом случае неизбежно.

Решение задач динамики системы с распределенными параметрами строится на базе двух типовых задач: задачи о продольных колебаниях стержня с равномерно распределенной массой и задачи о поперечных колебаниях такого же стержня (из этих задач формируются решения и для более сложных систем). В первом случае уравнение собственных колебаний приводится к виду волнового уравнения

$$\frac{d^2u}{dt^2} - a^2\,\frac{d^2u}{dX^2} = 0, \quad a^2 = \frac{E}{\gamma}\ , \tag{9}$$

где $u(X,t)$ - перемещение произвольного поперечного сечения стержня при колебаниях;

X - координата сечения;

E, γ - модуль упругости и плотность материала стержня соответственно.

Частное решение этого уравнения известно: оно представляется произведением двух функций – функции времени и функции координаты сечения стержня. Собственные частоты определяются по ограниченным условиям – условиям закрепления концевых сечений стержня. Вынужденные колебания системы описываются этим же уравнением, если возмущение кинематическое (как в схеме пружины силового замыкания), или уравнением с правой частью, если возмущение силовое. Решение в одном случае получается путем разложения возмущающей функции в ряд Фурье, в другом – в ряд по собственным формам. В качестве примера второго случая может служить задача о крутильных колебаниях подбатанного вала батанного механизма кулачкового типа.

Более сложной представляется задача о продольных колебаниях стержня переменной длины. К этому вопросу мы приходим, например, при решении задачи динамики гибкой рапиры механизма прокладывания утка или при решении задачи динамики самой уточной нити. Уравнение движения получается тем же самым – волновое с правой частью. Но интегрироваться оно должно в переменной во времени области. В подобных задачах исходное уравнение (волновое) дважды интегрируется и с учетом граничных условий преобразуется в интегро-дифференциальное уравнение, решение которого получают асимптотическими методами. В упрощенной постановке систему представляют квазистатической.

Уравнение поперечных колебаний стержня с равномерно распределенной массой выводится из уравнения изогнутой оси балки. В простейшем случае приходим к уравнению

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^4 u}{\partial X^4} = 0, \quad a^2 = \frac{EI}{\mu}, \tag{10}$$

где EI, μ - изгибная жесткость и погонная масса стержня соответственно.

Частное решение аналогично предыдущему: ищется в виде произведения двух функций. Подставляя данное решение в уравнение движения и разделяя переменные, придем к уравнению форм, из которого, учитывая граничные условия, определяем собственные частоты и формы изгибных колебаний.

Задача о вынужденных колебаниях аналогично предыдущей решается путем разложения возмущающей функции в ряд по собственным формам или ряд Фурье.

На базе этой задачи строится, например, решение задачи определения критических скоростей вращения ротора прядильной камеры безверетенной прядильной машины, главного барабана чесальной машины, динамики бруса батана ткацкого станка и др. При этом в большинстве случаев динамическая модель представляет собой балку (стержень) с кусочно-постоянными характеристиками. Уравнение движения (10) составляется для каждого из участков с постоянными параметрами (удобнее для каждого участка вводить свою систему координат с началом в одном из концевых сечений). Для определения собственных частот изгибных колебаний необходимо указать граничные условия и условия сопряжения участков балки. Под этими условиями имеются в виду взаимосвязи между прогибами слева и справа от балки соответствующего граничного сечения, углами поворота, а также действующими изгибающими моментами и поперечными силами.

Обобщая изложенное, отметим, что данный курс предусматривает более глубокое знакомство с теоретическими аспектами обозначенных задач и их практическим использованием при динамическом исследовании механизмов машин текстильной и легкой промышленности.

Примерная тематика контрольной работы

Контрольная работа предусматривает выполнение заданий по трем вопросам: первый – реферативного характера; второй – решение прикладной задачи по собственным или вынужденным колебаниям системы с конечным числом степеней свободы; третий – решение прикладной задачи по собственным или вынужденным колебаниям системы с распределенными параметрами.

Решение задач, требующих для числовых расчетов разработки прикладных программ, должно приводиться в общем виде.

Варианты вопроса I

1. Вынужденные колебания линейных систем с одной степенью свободы – получение общего решения методом вариации произвольных постоянных.

2. Вынужденные колебания линейных систем с одной степенью свободы – действие гармонической возмущающей силы.

3. Действие на систему с одной степенью свободы периодических импульсов.

4. Вынужденные колебания линейных систем с одной степенью свободы – получение общего решения путем разложения возмущающей силы в ряд Фурье.

5. Крутильные колебания валов с дисками – определение собственных частот и форм.

6. Изгибные колебания балок с сосредоточенными массами - определение собственных частот и форм.

7. Вынужденные колебания линейных систем с конечным числом степеней свободы.

8. Параметрические колебания – динамическая устойчивость консольного стержня с грузом на конце или нагруженного продольной периодической силой.

9. Системы с распределенными параметрами – продольные колебания стержней, определение собственных частот и форм.

10. Системы с распределенными параметрами – поперечные колебания стержней, определение собственных частот и форм.

Варианты вопроса II

1. Определить собственные частоты крутильных колебаний подбатанного вала ткацкого станка АТПР-100-2У.

2. Определить собственные частоты колебаний нажимных валиков вытяжного прибора прядильной машины.

3. Определить собственные частоты крутильных колебаний привода швейной машины … класса.

4. Определить собственные частоты крутильных колебаний главного вала ткацкого станка АТПРВ-160.

5. Вывести уравнение движения механизма привода рапир ткацкого станка типа АТПР.

6. Вывести уравнение движения игловодителя швейной машины … класса.

7. Изложить решение задачи о вынужденных колебаниях батанного механизма лентоткацкого станка типа АЛТБ -4/65.

8. Определить амплитуду упругого момента, возникающего в сечении вертикального вала механизма привода рапир лентоткацкого станка типа ….

9. Определить собственные частоты упругих колебаний нажимных валиков ленточных машин.

10. Определить собственные частоты крутильных колебаний привода прядильной машины П-75.

Варианты вопроса III

1. Изложить решение задачи о вынужденных колебаниях пружины силового замыкания зевообразовательного механизма лентоткацкого станка АЛТБ-2/40.

2. Определить собственные частоты изгибных колебаний пружины нажимной лапки швейной машины 97 класса.

3. Изложить решение задачи о вынужденных колебаниях пружины силового замыкания нажимной лапки швейной машины 1022 класса.

4. Определить собственные частоты крутильных колебаний подбатанного вала ткацкого станка АТПР-100-2У.

5. Определить собственные частоты изгибных колебаний бруса батана металлоткацкого станка типа СТР-100-М.

6. Определить критические скорости вращения ротора прядильной камеры машины БД-200.

7. Определить критические скорости вращения главного барабана чесальной машины.

8. Определить собственные частоты крутильных колебаний торсионного вала ткацкого станка типа СТБ.

9. Определить собственные частоты продольных колебаний ленты тормоза главного вала станка типа СТБ.

10. Определить собственные частоты крутильных колебаний вала-шестерни механизма челнока швейной машины ряда КУР-31.

Список рекомендуемой литературы

1. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний /Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1967.- 316 с.

2. Бидерман, В.Л. Прикладная теория механических колебаний /В.Л. Бидерман. - М.: Высшая школа, 1972.- 416 с.

3.Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле /С.П. Тимошенко. - М.: Наука, 1967. – 444 с.

4. Светлицкий, В.А. Сборник задач по теории колебаний /В.А. Светлицкий, И.В. Стасенко. – М.: Высш. шк., 1973. – 456 с.

5. Коритысский, Я.И. Колебания в текстильных машинах / Я.И. Коритысский. – М.: Машиностроение, 1973. – 320 с.

6. Коритысский, Я.И. Динамика упругих систем текстильных машин / Я.И. Коритысский. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 272 с.

7. Коритысский, Я.И. Вибрация и шум в текстильной и легкой промышленности / Я.И. Коритысский, И.В. Корнев, Л.Ф. Лагунов, О.Н. Поболь, Р.И. Сучкова, М.И. Худых. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 328 с.

8. Вибрации в технике: справочник. В 6 т. Т.1. Колебания линейных систем / под ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

9. Малышев, А.П. Механика и конструктивные расчеты ткацких станков: учебник для текст. вузов / А.П. Малышев, П.А. Воробьев. – М.: Машиностроение, 1960. – 552 с.

10. Суров, В.А. Динамика упругих систем батанных механизмов металлоткацких станков / В.А. Суров, А.А. Тувин. – Иваново: ИГТА, 2004. – 188 с.

11. Супонев, В.С. Расчет и проектирование батанных механизмов кулачкового типа ткацких станков СТБ и АТПР: учебное пособие / В.С. Супонев, В.А. Суров, В.Г. Чумиков. – Иваново: ИХТИ, 1981. – 99 с.

12. Суров, В.А. Собственные колебания бруса батана металлоткацкого станка типа СТР / В.А. Суров, В.Г. Чумиков // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1996. - № 4. – С. 75-79.

13. Иванов, С.М. Исследование критических скоростей быстроходных узлов чесальных машин / С.М. Иванов, Э.Д. Кофман // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1978. - № 2.

14. Суров, В.А. Исследование работы ленточного тормоза ткацких станков СИБ / В.А. Суров, Е.П. Корягин // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1977. - № 2. – С. 130-134.

15. Ривин, Е.И. Динамика привода станков / Е.И. Ривин. – М.: Машиностроение, 1966. – 204 с.