

**Министерство образования и науки Российской Федерации  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический  
университет»**

**Н.В. Куцубина  
А.А. Санников**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ  
ЭКСПЛУАТАЦИИ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ И  
ОТДЕЛОЧНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ ИХ  
ВИБРОЗАЩИТЫ И ВИБРОДИАГНОСТИКИ**

**Екатеринбург  
2014**

# Электронный архив УГЛТУ

УДК 676.056: 676.5

## Р е ц е н з е н т ы:

д-р техн. наук, профессор  
Ижевского государственного технического  
университета **Ю.В. Турыгин,**

д-р техн. наук, профессор  
Уральского государственного лесотехнического  
университета **Е.Е. Баженов**

Куцубина, Н.В., Санников, А.А. Совершенствование технической эксплуатации бумагоделательных и отделочных машин на основе их виброзащиты и вибродиагностики: монография / Н.В. Куцубина, А.А. Санников. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2014. - 144 с.

В монографии, предназначенной для инженерно-технических работников целлюлозно-бумажных производств, для студентов и аспирантов, для специалистов научно-исследовательских и проектных организаций, профессорско-преподавательского состава вузов и техникумов соответствующего профиля, рассмотрены методы виброзащиты и вибродиагностики оборудования с целью совершенствования его технической эксплуатации.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Уральского государственного лесотехнического университета.

ISBN 978-5-94984-487-8



© Уральский  
государственный  
лесотехнический  
университет, 2014  
© Авторы, 2014

# Электронный архив УГЛТУ

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	4
1. Обоснование задач и направлений их решения в монографии .....	5
2. Вибрация и виброзащита технических систем .....	11
2.1. Общие положения по диагностированию и прогнозированию технического состояния оборудования .....	11
2.2. Методы предотвращения и уменьшения резонансной вибра- ции .....	17
2.3. Автофрикционные и самовозбуждающиеся колебания .....	25
3. Виброзащита валов и цилиндров .....	44
3.1. Моделирование и исследование вибрации трубчатых валов ..	45
3.2. Моделирование и исследование вибрации батарей валов .....	57
3.3. Особенности моделирования вибрации специфических валов	66
3.4. Диагностирование валов, цилиндров, привода .....	69
4. Организация технической эксплуатации оборудования на основе его диагностирования .....	90
4.1. Стратегии, формы и способы реализации технической экс- плуатации, организации диагностики оборудования .....	90
4.2. Прогнозирование и продление остаточного ресурса обору- дования на основе его диагностирования .....	98
4.3. Виброизоляция машинных агрегатов при модернизации оборудования и реконструкции цехов .....	115
4.4. Уравновешивание валов и цилиндров бумагоделательных и отделочных машин .....	122
Список использованных источников .....	129
<i>Приложение</i>	
Диагностические признаки структурных параметров техниче- ского состояния валов, цилиндров, приводов .....	133

# Электронный архив УГЛТУ

## ВВЕДЕНИЕ

Целлюлозно-бумажное производство (ЦБП) является одним из базовых производств отраслей лесного комплекса. Оно характеризуется следующими особенностями:

- уникальностью и сложностью технологического процесса производства бумаги и целлюлозы;

- высокой капиталоемкостью оборудования и сооружений;

- большой энергоемкостью и водоемкостью технологического процесса;

- непрерывной работой оборудования без резервирования в технологическом потоке;

- работа большей части оборудования с исчерпанным нормативным ресурсом 50-60 лет и более;

- большим экономическим ущербом при аварийном отказе оборудования, опасностью аварийных отказов для обслуживающего персонала.

Перечисленные особенности показывают актуальность разработки методов безопасной и эффективной эксплуатации оборудования ЦБП с исчерпанным нормативным ресурсом.

Базовыми агрегатами ЦБП являются бумагоделательные машины (БМ), к которым относятся также картоноделательные и сушильные машины для формования листовой товарной целлюлозы. В монографии рассматриваются методы безопасной и эффективной эксплуатации преимущественно технологических потоков бумагоделательных машин, включая оборудование массоподготовки и массоподающей линии, а также отделочных машин.

Рукопись монографии подготовлена на основе научно-технических отчетов по научно-исследовательским работам [1,2], выполненным по единым наряд-заказам Минобрнауки России.

## 1. ОБОСНОВАНИЕ ЗАДАЧ И НАПРАВЛЕНИЙ ИХ РЕШЕНИЯ В МОНОГРАФИИ

Постановка задачи научно-технических исследований по темам [1,2], а, следовательно, и настоящей монографии заключается в следующем. Безопасность производственного оборудования – это свойство производственного оборудования соответствовать требованиям безопасности труда при монтаже (демонтаже) и эксплуатации в условиях, установленных нормативной технической документацией.

Организации безопасной эксплуатации сложных технических систем во всем мире уделяется повышенное внимание. Особенно остро эта проблема стоит в России, где более 80% промышленного оборудования отработало свой расчетный срок, а в ЦБП и энергетике – более 90%. Разрушения конструктивных элементов этих систем могут привести и приводят к техногенным катастрофам и большому экономическому ущербу. Не случайно в России принят Федеральный закон «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» №116-ФЗ и Федеральный закон «О техническом регулировании» №184-ФЗ.

При длительной эксплуатации оборудования, работающего в сложных напряженных условиях при повышенных температурах и в агрессивных средах, возникают и развиваются микрповреждения усталостного и коррозионного характера, ползучести различного типа, релаксации напряжений. Во многих случаях вследствие модернизаций изменяются режимы работы машин, приводящие к увеличению нагруженности базовых деталей и конструкций. Все перечисленные факторы снижают ресурс оборудования, приближают его к предельному (предаварийному) состоянию, увеличивают риск аварийных отказов оборудования. Под предельным состоянием технических понимается такое состояние, при котором дальнейшее применение их по назначению недопустимо или нецелесообразно, либо восстановление его работоспособного состояния невозможно или нецелесообразно.

Эффективный метод предотвращения аварийных отказов оборудования – мониторинг его технического состояния. Под мониторингом технического состояния технической системы, отдельного агрегата или отдельной его составной части понимается наблюдение за техническим состоянием (контроль технического состояния) агрегата или его составной части путем его диагностирования непрерывного или периодического для прогнозирования времени его перехода в предельное состояние. Иначе это непрерывное или периодическое диагностирование каждого машинного агрегата и конструкции технической системы, прогнозирование их технического состояния с целью предотвращения их аварийных отказов.

## Электронный архив УГЛТУ

В отраслях лесного комплекса эксплуатируются сотни различных машин, агрегатов, технических систем. В работе приведены результаты исследований основных элементов наиболее сложных технических систем лесного комплекса: валов и цилиндров бумагоделательных и отделочных машин (БМ и ОМ). Аварийные отказы этих типов оборудования приводят к большому экономическому ущербу и опасны для обслуживающего персонала. Результаты исследований могут быть распространены и на другое оборудование ЦБП.

В настоящее время наиболее распространенным методом диагностирования является вибрационный. Но этот метод, равно как и другие методы, эффективен лишь при наличии диагностических моделей параметров технического состояния, приводящих к аварийным отказам, и нормативов на предельные параметры состояния. Поэтому в работе предусматривается исследование и моделирование вибрационных процессов в технических системах, выявление предельных состояний оборудования, разработка методов прогнозирования состояний.

Под диагностическим моделированием понимается выявление зависимостей в виде функций, графиков, таблиц и т.п. диагностических признаков от параметров технического состояния оборудования и сооружений. К параметрам технического состояния относятся износ, дефекты, повреждения, отклонения от нормативных значений составных частей оборудования и сооружений. К вибрационному состоянию относятся динамические характеристики оборудования, прежде всего, их собственные частоты и формы колебаний.

На основе математического моделирования виброакустических процессов разрабатываются диагностические модели, методы прогнозирования и повышения остаточного ресурса.

Теоретически задачи диагностики, в том числе прогнозирования, ставятся следующим образом. Техническое состояние объекта диагностирования (ОД) определяется его структурными параметрами (рис. 1.1, вектор  $\bar{X}$ ). На ОД действуют случайные внешние и внутренние воздействия или помехи (вектор  $\bar{Y}$ ). На параметры вибрационного сигнала (ВС) действуют, кроме факторов  $\bar{Y}$ , конструктивные факторы (вектор  $\bar{Q}$ ): массо-жесткостные, демпфирующие характеристики конструкции и т.п. При измерении диагностических параметров возможны погрешности средств диагностирования (СД) (вектор  $\bar{Z}$ ). По диагностическому параметру  $\bar{V}$  при использовании средств прогнозирования (СП) (алгоритмов, программ), имеющих погрешность (вектор  $\bar{W}$ ), возможно предсказать будущее техническое состояние ОД (вектор  $\bar{\Pi}$ ). Прогнозируемое техническое состояние ОД зависит от нескольких случайных векторных аргументов:

# Электронный архив УГЛТУ

$$\bar{\Pi} = f(\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}, \bar{W}, \bar{Q}). \quad (1.1)$$

Зависимость (1.1) является моделью процесса прогнозирования. Вероятностный характер этой модели определяется тем, что аргументы  $\bar{X}$ ,  $\bar{Y}$ ,  $\bar{Z}$ ,  $\bar{W}$  являются случайными. Аргументы  $\bar{Q}$  также имеют случайные отклонения от номинальных значений. Получить зависимость (1.1) в явной аналитической форме для сложных ОД практически невозможно. На практике общую задачу прогнозирования расчлениют на две самостоятельные задачи – задачу измерения прогнозируемых параметров, когда работают с диагностической моделью вида

$$\bar{V} = f_d(\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}, \bar{Q}) \quad (1.2)$$

и задачу получения результатов прогнозирования по модели вида

$$\bar{\Pi} = f_n(\bar{V}, \bar{W}). \quad (1.3)$$

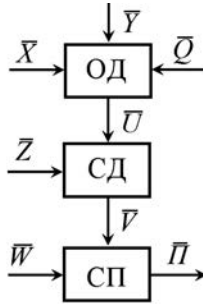


Рис.1.1.Схема системы прогнозирования

При диагностике конкретных агрегатов с использованием конкретных СД и СП аргументы  $\bar{Y}$ ,  $\bar{Q}$ ,  $\bar{Z}$  и  $\bar{W}$  следует полагать известными. В этом случае модель (1.2) упрощается

$$\bar{V} = f_d(\bar{X}). \quad (1.4)$$

Для выявления зависимости (1.3) при прогнозировании технического состояния (ТС) ОД очень важно иметь хорошо организованное диагностирование с хранением всех предшествующих измерений. Представление модели (1.3) в аналитическом виде, в виде графиков или таблиц является решением основной задачи технического прогнозирования.

Зависимость (1.1) универсальна. Ее можно использовать также для целей виброзащиты оборудования, представив в виде

$$\bar{U} = f_B(\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Q}). \quad (1.5)$$

# Электронный архив УГЛТУ

Диагностическую модель (1.4) можно представить в виде

$$\bar{V} = \bar{A}\bar{X}, \quad (1.6)$$

где  $\bar{V} = \{v_1; v_2; \dots; v_n\}$  – вектор диагностических признаков ТС;

$\bar{X} = \{x_1; x_2; \dots; x_n\}$  – вектор структурных параметров ТС;

$\bar{A} = \{a_1; a_2; \dots; a_n\}$  – оператор преобразования параметров ТС в его признаки.

Задачей диагностики является получение зависимости, обратной (1.6)

$$\bar{X} = \bar{A}^{-1}\bar{V}, \quad (1.7)$$

где  $\bar{A}^{-1}$  – оператор, обратный  $\bar{A}$ , когда по параметрам ВС необходимо сделать заключение о параметрах ТС оборудования.

В простейшем случае зависимость (1.7) может быть функциональной

$$x_i = a_i(v_1; v_2; \dots; v_n); \quad i=1, 2, \dots, k. \quad (1.8)$$

Эту систему функций можно рассматривать как однозначное отображение пространства ТС, заданного координатами  $x_1; x_2; \dots; x_k$ , в пространство диагностических признаков с координатами  $v_1; v_2; \dots; v_n$ . Для упрощения решений (1.8) машину расчленяют на составные части, для каждой из которых составляют свои уравнения вида (1.8). Наибольшие упрощения достигаются в том случае, когда каждому параметру  $x_i$  состояния удастся поставить в соответствие только один диагностический признак  $v_j$

$$x_i = a_i v_j. \quad (1.9)$$

В этом случае система (1.8) распадается на  $k$  независимых соотношений вида (1.9), причем  $k = n$ .

Рассмотренные математические модели представляются совокупностью дифференциальных и алгебраических уравнений, эмпирических формул, таблиц, графиков, описывающих зависимости диагностических параметров от структурных параметров ТС.

При разработке диагностической модели, кроме рассмотренных математических моделей, необходима разработка моделей неисправностей. Под моделью неисправностей понимается аналитическая или стохастическая зависимость, связывающая параметр, характеризующий степень развития неисправности со временем наработки. В качестве параметра, характеризующего неисправность, используются первичные конструктивные параметры ОД, например зазоры в кинематических парах. В настоящее время, как правило, используются лишь модели простейших неисправностей.

При разработке моделей неисправностей следует иметь в виду, что в одних случаях развитие дефекта приводит к увеличению уровня вибрации



# Электронный архив УГЛТУ

на частотах возбуждения колебаний; в других случаях развитие дефекта приводит к возникновению ударов в кинематических парах, изменяющих амплитуды колебаний в зонах собственных частот ОД; в третьих случаях развитие дефекта приводит к существенной нелинейности системы. Движения дефектного узла наиболее вероятно описывается уравнением

$$M \ddot{X} + B(t) \dot{X} + C(X, t)X = F(t), \quad (1.10)$$

где  $M$  и  $B(t)$  – матрицы масс и коэффициентов неупругих сопротивлений;  
 $C(X, t)$  – матрица изменяющихся во времени и от виброперемещений жесткостных параметров;

$X$  – вектор виброперемещения;

$F(t)$  – вектор возмущений.

Диагностируемые параметры определяют элементы матрицы  $C(X, t)$  и составляющие вектора  $F(t)$ . Изменение жесткости  $C(X, t)$  дает амплитудную модуляцию сигнала, изменение коэффициента неупругих сопротивлений  $B(t)$  ведет к частотной модуляции. В спектре колебаний появляются интенсивные составляющие на комбинационных частотах и частотах, кратных основным частотам возбуждения.

Диагностическими признаками большинства структурных параметров ТС является вибрация, так как структурные параметры ТС приводят к силовым воздействиям в кинематических парах, возбуждающим вибрацию. Связь вектора ВС системы  $X(t)$  с вектором динамического воздействия на нее силы  $F(t)$  описывается выражением

$$X(t) = L F(t), \quad (1.11)$$

где  $L$  – оператор, предписывающий некоторые линейные или нелинейные преобразования.

Математическая модель может быть представлена также передаточными функциями, которые для линейных динамических систем являются функциями только частоты и не зависят от времени и интенсивности возмущений.

Для одномерной динамической задачи спектр ВС  $X(\omega)$  связан со спектром детерминированного динамического воздействия  $F(\omega)$  передаточной функцией  $H(\omega)$ .

Математические модели механических систем в линейной постановке обычно представляются следующими математическими зависимостями:

при детерминированном динамическом воздействии

$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega) < [X(\omega)]; \quad (1.12)$$

при случайном динамическом воздействии

$$S_x(\omega) = [H(\omega)]^2 S_f(\omega) < [S_x(\omega)], \quad (1.13)$$

где  $X(\omega)$  – спектр параметров вибрации;

$H(\omega)$  – передаточная функция;

$F(\omega)$  – спектр сил, возмущающих колебаний;

# Электронный архив УГЛТУ

$S_x(\omega)$  – плотность вероятности энергии вибрации;

$S_F(\omega)$  – плотность вероятности возмущающих колебания сил;

$[X(\omega)]$  и  $[S_x(\omega)]$  – предельные (нормативные) параметры вибрации.

Из этих зависимостей вытекает, что при исследовании виброакустических процессов в механических системах необходимо выявлять характер динамического воздействия  $F(\omega)$  или  $S_F(\omega)$ , передаточные функции  $H(\omega)$  и предельные значения параметров соответственно  $[X(\omega)]$  и  $[S_x(\omega)]$ .

В настоящий момент по проблеме «Разработка методов безопасной эксплуатации БМ и ОМ актуально решение следующих задач:

- разработка методов и средств виброизоляции, динамического виброгашения, вибродемпфирования, применение нелинейных опорных конструкций оборудования и других средств виброзащиты от техногенных и природных сейсмических воздействий;

- разработка методов вибрационного расчета поддерживающих конструкций машин и оборудования с учетом сейсмических воздействий;

- теоретические основы модернизации оборудования с учетом вибрационных воздействий;

- разработка методов вибродиагностики БМ и ОМ, методов прогнозирования их остаточного ресурса и предотвращения аварийных отказов;

- разработка технических решений по продлению ресурса безопасной эксплуатации оборудования;

- разработка методов вибродиагностики и виброзащиты потокообразующих и потокопроводящих систем в технологических потоках и оборудовании;

- рекомендации по организации технической эксплуатации оборудования на основе их диагностирования;

- подготовка, переподготовка кадров в области вибродиагностики и виброзащиты технических систем.

В монографии рассматриваются: методы и средства диагностирования валов и цилиндров бумагоделательных машин, нормирование параметров вибрации и прогнозирование их технического состояния.

## 2. ВИБРАЦИЯ И ВИБРОЗАЩИТА ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Работоспособное состояние оборудование и сооружений определяется, прежде всего, характером и глубиной износа, дефектов, повреждений, отклонений от номинальных значений, иначе, от структурных параметров технического состояния. Износы и повреждения наряду с другими причинами являются источниками вибрации оборудования. Поэтому вибрация используется на практике как диагностический признак технического состояния оборудования.

Классификация и анализ возбуждающих вибрацию машин, оборудования и сооружений динамических воздействий произведены в работе [3]. Показано, что гармонические силовые, кинематические и параметрические воздействия возбуждают вибрацию на частотах, равных и кратных частотам воздействий. Причем по интенсивности преобладает резонансная и околорезонансная вибрация. Вибрация при ударных воздействиях преобладает на собственных частотах конструкций.

В разделе обсуждаются трибологические аспекты вибрации, приводятся методы предотвращения и уменьшения резонансной вибрации, вибродемпфирования и динамического виброгашения. Особое внимание уделяется автофрикционным и самовозбуждающимся колебаниям.

### **2.1 .Общие положения по диагностированию и прогнозированию технического состояния оборудования**

Износы и повреждения составных частей машин и оборудования приводят к появлению или изменению возбуждающих вибрацию сил, например, центробежных сил инерции неуравновешенных масс роторов. К изменению жесткостных характеристик составных частей машин приводят, например, появление трещины в валу, ослабление креплений, отслоение облицовки прессовых валов. К изменению параметров вибрации приводят также изменение диссипативных сил при износе и повреждениях, например, при задире и схватывании, отсутствии или недостаточности смазки в зоне контакта деталей (в зубчатых зацеплениях, в подшипниках качениях).

Наиболее часто встречающимися дефектами являются усталостное выкрашивание поверхностей деталей, усталостные трещины и изломы, коррозия, абразивное изнашивание. Параметры износа и повреждений – это основные структурные параметры технического состояния машин и оборудования.

Многие виды износов и повреждений изменяют динамические характеристики составных частей оборудования, что приводит к возбужде-

нию вибрации или изменению частотных, статистических или иных характеристик вибрации. Поэтому основным диагностическим признаком технического состояния машин и оборудования являются параметры вибрации. А диагностика, основанная на измерении и анализе вибрационных сигналов, называется вибрационной диагностикой.

Математическую модель связи параметров вибрации с параметрами износа и повреждений можно представить в виде векторного дифференциального уравнения (1.10). К трибологическим аспектам вибрации оборудования относятся также проблемы взаимосвязи и взаимозависимости трения и вибрации, проявляющиеся в уменьшении сил трения при вибрационном воздействии и в возбуждении автофрикционных колебаний. Примеры автофрикционных колебаний, встречающихся в оборудовании отраслей лесного комплекса, приведены в разделе 2.3.

Под техническим диагностированием понимается процесс определения ТС оборудования с определенной точностью. Результатом диагностирования является заключение о ТС оборудования или его составных частей с указанием, при необходимости, места, вида и причины дефектов.

В процедуре вибрационного диагностирования просматриваются два четко выраженных этапа: идентификация вибрации, выявление количественных параметров вибрации, и сопоставление их с нормативными допустимыми значениями. Завершающий этап диагностирования – прогнозирование ТС оборудования, выявление остаточного ресурса.

Идентификация в общем случае понимается как построение математической модели диагностического объекта (системы, машины) по информации и измерительным данным. В большинстве практических задач идентификации математическая модель представляется в виде простейшего операторного уравнения  $y = Ax$ , где  $y$  – вектор параметров вибрации;  $x$  – вектор параметров ОД или параметров его ТС;  $A$  – оператор, подлежащий определению. Широкое распространение получила так называемая параметрическая идентификация, при которой на основе информации строят гипотезы о структуре модели, на основе измерений проверяют гипотезы и принимают соответствующие решения. В настоящей работе рассматривается сравнительно узкая задача идентификации – выявление источников и причин вибрации оборудования.

Распространенным способом идентификации вибрации является сопоставление частот дискретных составляющих спектров вибрации с расчетными частотами возбуждений, действующих в машине. Облегчают идентификацию источников вибрации расчетные формулы основных частот вибрации конструктивных элементов оборудования. Одной из задач идентификации источников вибрации является их локализация, т.е. установление местонахождения этих источников. Методы идентификации и

## Электронный архив УГЛТУ

локализации источников вибрации ориентированы на выявление причин повышенной виброактивности оборудования и являются первым этапом вибродиагностики.

Для идентификации вибрации используется определенная связь режимных и вибрационных параметров. Например, вибрация ротора на оборотной частоте возбуждается силами инерции неуравновешенных масс и кривошипным эффектом неисправной упругой муфты. Вибрация от неуравновешенности масс не зависит от нагрузки на агрегат, а от кривошипного эффекта муфты – прямо пропорциональна передаваемому муфтой моменту. Таким образом, если интенсивность вибрации возрастает с увеличением нагрузки, источником вибрации является муфта, в противном случае – неуравновешенность ротора.

Остаточным ресурсом оборудования называют его наработку от момента диагностирования до наступления предельного состояния.

Понятие предельного состояния имеет различное толкование. Мы принимаем за предельное состояние – предаварийное состояние. При эксплуатации оборудования прогнозирование остаточного ресурса осуществляется для каждой машины и каждой ее составной части. Индивидуальное прогнозирование ресурса позволяет предупреждать отказы и непредвиденные достижения предельных состояний, более правильно планировать режимы эксплуатации и профилактические мероприятия.

Прогнозирование остаточного ресурса по диагностическим признакам ТС оборудования возможно лишь при одновременном выполнении следующих условий:

- имеется информация о математических моделях изменений структурных параметров ТС и (или) их диагностических признаков во времени;
- известны физические процессы, приводящие к ресурсным отказам;
- для каждого структурного параметра ТС установлены предельные значения, достижения которых определяет величину ресурса по данному параметру;
- имеется информация о связи между структурными параметрами и диагностическими признаками ТС;
- зависимость между математическими ожиданиями структурных и диагностических признаков ТС является монотонной и непрерывной.

Важнейшим вопросом при прогнозировании ресурса является обоснованный выбор диагностических параметров. Это может быть общий уровень вибросигнала в информативной полосе частот,  $n$ -мерный спектр гармонических составляющих, величина ударных импульсов, эксцесс и другие параметры. Причем выбор диагностических параметров определяется решаемыми задачами:

## Электронный архив УГЛТУ

обнаружение зависимости между моментом зарождения и градиентом развития дефекта на ранней стадии его проявления и моментом отказа механизма, вызванного последствиями развития этого дефекта;

выявление предаварийных состояний, когда дальнейшая эксплуатация объекта может привести к отказам с катастрофическими последствиями.

Для решения первой задачи, когда изменение прогнозируемых параметров состояния и соответствующих параметров ВС незначительны, необходимо применять тонкие методы анализа сигнала. Во втором случае обычно ограничиваются анализом энергетических характеристик сигнала, например, значениями уровней спектральных составляющих, характеризующих предельное значение параметров ТС.

В настоящей работе рассмотрен один из методов решения задач второй группы – метод экстраполяции мощности спектральных составляющих вибрации при предположении, что вероятные изменения параметров спектральных составляющих вибрации исследуемой машины на прогнозируемый период связаны с их значениями в прошлом; закономерность изменения каждой из спектральных составляющих ВС с увеличением наработки машины имеет монотонный характер.

Следует отметить, что при прогнозировании ресурса проявляются общие черты, присущие всем методам прогнозирования развития объектов, процессов, явлений:

- наличие причинно-следственных зависимостей. За основу прогнозирования принимается предположение, что те же причинно-следственные зависимости, которые существовали в прошлом, сохраняются в будущем;

- прогнозы носят вероятностный характер;

- точность прогноза уменьшается с увеличением периода времени, который охватывается данным прогнозом.

При прогнозировании ресурса важнейшее значение имеют основные закономерности развития параметров ТС и параметров, характеризующих предельные состояния. Предельные состояния подразделяются на две группы. Первую группу образуют предельные состояния, наступившие в результате постепенного накопления в материале рассеянных повреждений, приводящих к зарождению и развитию макроскопических трещин до опасных или нежелательных размеров. Вторая группа состоит из предельных состояний, связанных с чрезмерным износом трущихся поверхностей деталей. Физический процесс разрушения состоит из двух стадий. Первая стадия – накопление рассеянных повреждений (0,8...0,9 всего ресурса). Вторая стадия начинается с появления трещины в результате накопления рассеянных повреждений и ее развитие. Накопление рассеянных повреж-

дений почти линейно зависит от наработки. Скорость развития трещины зависит от ее величины  $dl/dt = Kl^n$ , где  $l$  – размеры трещины;  $K$  и  $n$  – постоянные параметры.

Вторая группа состояний определяется давлением в элементах кинематических пар и относительной скоростью скольжения и почти линейно зависит от наработки. Следовательно, для каждой группы и стадии развития дефекта должна быть своя модель прогнозирования.

Для прогнозирования ресурса при диагностировании используется метод экстраполяции. Процедура экстраполяции следующая:

- составляется временной ряд результатов измерения параметров ТС или их диагностических признаков (параметров вибрации);
- производится сглаживание числовых параметров временного ряда по одному из известных методов для исключения случайных составляющих.

Метод экстраполяции применим при устойчивой тенденции, которая выявляется по выборочному коэффициенту корреляции

$$r_{y,t} = \frac{\sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}}, \quad (2.1)$$

где  $y_i$  – параметр состояния, соответствующий времени  $t_i$ ;

$\bar{t}$  и  $\bar{y}$  – средние выборочные значения времени и параметра состояния.

ния.

Если  $|r_{y,t}| \geq 0,7$  тренд устойчив, в противном случае тенденция неустойчива.

Зависимости функции параметров ТС или диагностических признаков машины от времени после предварительного сглаживания аппроксимируется степенным полиномом

$$y(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + \dots + a_m t^m \quad (2.2)$$

и функциями, являющимися частными случаями полиномов:

- линейными  $y(t) = a_0 + a_1 t$ ;

- параболическими  $y(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2$ ;

- в виде кубической параболы  $y(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3$ ;

а также функциями, вытекающими из нелинейных дифференциальных уравнений типа  $dl/dt = f(y)$ .

При аппроксимации степенным полиномом (2.2) задача формулируется следующим образом: для функции  $f(t)$  найти полином  $y(t)$  возможно низшей степени  $m$ , принимающей в заданных точках  $t_i$  ( $i=1, 2 \dots n$ ) те же





где  $\tau$  – время работы составной части до отказа;

$\dot{y} = a_1$  – скорость изменения диагностического параметра,

$$\dot{y} = (y_2 - y_1) / (t_2 - t_1). \quad (2.7)$$

При прогнозировании ТС оборудования определяются показатели точности и достоверности диагностирования. Показатели точности – среднеквадратические отклонения прогнозируемого параметра и остаточного ресурса. Показатели достоверности – вероятность безотказной работы, показатели изменения диагностируемого параметра и доверительная вероятность.

Исходными данными для определения остаточного ресурса, кроме ранее перечисленных, являются предельные значения диагностируемого параметра.

## 2.2. Методы предотвращения и уменьшения резонансной вибрации

При динамических воздействиях наиболее опасна резонансная вибрация, а при сейсмических воздействиях – вибрация на собственных частотах конструкций. Для предотвращения и уменьшения вышеназванной вибрации применяются конструктивные элементы, обеспечивающие вывод конструкций из резонанса, демпфирование вибрации, применение нелинейных опорных конструктивных элементов, а также динамическое виброгашение конструкций.

Отстройку от резонанса, изменение собственных частот колебаний конструкции можно производить применением опорных конструкций, связей с регулируемой жесткостью. Простое регулирование жесткости – подключение или отключение дополнительных элементов с определенным значением коэффициента жесткости. Динамическая модель одномассовой конструкции с регулируемой жесткостью представлена на рис.2.1, а, где обозначено:  $m$  – масса конструкции,  $C$  и  $b$  – коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений конструкций,  $C_d$  – коэффициент жесткости дополнительного упругого элемента. Собственная частота колебаний массы без дополнительного упругого элемента равна  $\omega_0 = \sqrt{C/m}$ , а с дополнительным упругим элементом –  $\omega_0 = \sqrt{(C + C_d)/m}$ .

Амплитудно-частотные характеристики конструкции, без дополнительного конструктивного элемента и с ним, показаны на рис. 2.1, б. Соответствующие резонансные скорости машины  $\omega_0$  и  $\omega_{0д}$ . Виброзащита заключается в том, что при скорости машины  $\omega < \omega_0$  дополнительный упругий элемент включается, при  $\omega > \omega_0$  выключается. Параметры колебаний конструкции будут соответствовать жирной линии на рис. 2.1, б.

# Электронный архив УГЛТУ

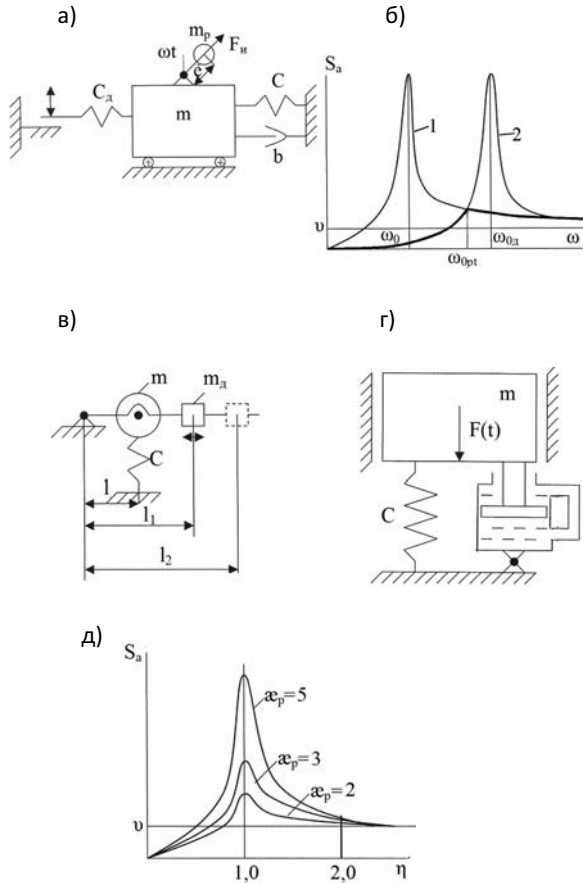


Рис. 2.1. Способы вывода конструкции из резонанса и вибродемпфирование: а) схема одномассовой конструкции с дополнительной жесткостью; б) амплитудные частотные характеристики одномассовой конструкции без дополнительной жесткости (1) и с дополнительной жесткостью (2); в) схема одномассовой конструкции с дополнительной подвижной массой  $m_d$ ; г) схема одномассовой конструкции с гидравлическим демпфером; д) амплитудно-частотные характеристики одномассовой конструкции с гидравлическим демпфером при различных коэффициентах динамического усиления колебаний при резонансе  $\alpha_p$

Резонансные колебания не проявляются. Оптимальное значение угловой скорости динамического воздействия, при котором следует отключать дополнительные упругие элементы, определяется по формуле

$$\omega_{opt} = \sqrt{(\omega_0^2 + \omega_{0d}^2)/2}.$$

## Электронный архив УГЛТУ

Принципиально возможно применение для регулирования собственной частоты колебаний конструкции дополнительных подвижных масс. Пусть конструкция представляет собой массу  $m$  на рычаге, опирающуюся на пружину с коэффициентом жесткости  $C$  (рис. 2.1, в). Дополнительная масса  $m_d$  перемещается по рычагу. В положениях (1) и (2) этой массы собственные частоты колебаний конструкции равны  $\omega_{01,2}^2 = C / m + m_d \left( \frac{l_{1,2}}{l} \right)^2$ .

При сейсмических воздействиях вводятся в конструкцию связи, разрушающиеся при этих воздействиях и изменяющие собственные частоты колебаний конструкции.

Дополнительные упругие связи, подключенные к колеблющимся конструкциям при помощи фрикционных пневматических зажимов, использованы авторами для виброзащиты валов бумагоделательных машин, покрытий и перекрытий промышленных зданий [3].

Вибродемпфирование заключается во введении в конструкцию материалов, конструктивных элементов и специальных устройств – демпферов, рассеивающих энергию колебаний и существенно уменьшающих интенсивность резонансной вибрации. Вне области резонанса применение вибродемпфирования не приводит к заметному снижению параметров вибрации. Амплитудно-частотные характеристики конструкции с различным демпфированием показаны на рис. 2.1, г.

Рассеивание энергии в демпферах осуществляется вследствие ударов твердых тел, внешнего трения при относительном скольжении конструктивных элементов, например между пластинами рессоры, внутреннего трения при движении звеньев в упругодемпфирующей или вязкой среде, при протекании жидкости через узкие каналы из одной полости в другую.

Гидравлические демпферы могут быть одностороннего и двухстороннего действия, с линейным и нелинейным демпфированием. Принцип работы линейных демпферов двухстороннего действия и динамика механических систем с этими демпферами общеизвестны [3]. Вибрация, например, одномассовой конструкции с гидравлическим линейным демпфером двухстороннего действия (рис. 2.1, г) описывается линейным дифференциальным уравнением

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + cz = F(t), \quad (2.8)$$

где  $m$  – масса колеблющегося объекта;

$b$  – коэффициент неупругих сопротивлений;

$c$  – коэффициент жесткости;

$z$  – направление колебаний;

$F(t)$  – возбуждающая колебания сила.

Амплитуды виброперемещений при гармоническом силовом возбуждении  $F$  определяется по формуле:

$$S_a = \frac{F_a}{C} \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + \frac{\eta^2}{\alpha_p^2}}}, \quad (2.9)$$

где  $C$  – коэффициент жесткости опорной конструкции;

$\eta$  – частотное отношение ( $\eta = \omega / \omega_0$ );

$\omega_0$  – собственная частота колебаний массы;

$\omega$  – частота возбуждающих колебаний сил;

$\alpha_p$  – коэффициент динамического увеличения колебаний при резонансе;

$F_a$  – амплитуда возбуждающих колебания сил.

Если представить, что  $\frac{F_a}{C} = S_{ac}$ , где  $S_{ac}$  – перемещение массы под действием силы с амплитудой  $F_a$ , если бы эта сила действовала статически, то при резонансе, когда  $\eta=1,0$  ( $\omega=\omega_0$ ), амплитуда резонансной вибрации определялась по формуле  $S_{ap} = S_{ac} \alpha_p$ .

Заметим, что в случае возбуждения вибрации центробежными силами инерции неуравновешенных масс ротора амплитуда резонансной вибрации может быть определена по зависимости  $S_{ap} = m_p e \alpha_p / m$ , где  $m_p$  – масса ротора;  $e$  – удельный дисбаланс ротора.

При кинематическом возбуждении вибрации  $S_{ap} = S_{a0} \alpha_p$ , где  $S_{a0}$  – амплитуда виброперемещений основания.

Коэффициент динамического увеличения колебаний при резонансе связан с коэффициентом неупругих сопротивлений  $b$  зависимостью

$$\alpha_p = \frac{m\omega_0}{b} = \frac{\sqrt{mc}}{b}. \quad (2.10)$$

Вибродемпфирование понижает коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе и вблизи резонанса. Вне области резонанса вибродемпфирование не приводит к заметному снижению вибрации. Амплитудно-частотные характеристики с различным демпфированием, характеризваемым коэффициентом динамического усиления колебаний при резонансе, показаны на рис. 2.1, д.

Следует отметить, что при одном и том же коэффициенте неупругих сопротивлений  $b$ , в соответствии с формулой (2.10) с увеличением массы колеблющейся конструкции и коэффициента жесткости их опор, эффективность демпфера колебаний понижается. Следовательно, для обеспечения виброзащиты конструкции при увеличении ее массы, собственной частоты колебаний и коэффициента жесткости требуется увеличение коэффициента неупругих сопротивлений демпфера.

## Электронный архив УГЛТУ

В демпферах одностороннего действия гидравлическое сопротивление создается только при движении соединенных демпфером конструкции только в одном направлении: при относительном удалении или сближении связанных демпфером конструкций. В другом направлении поршень демпфера перемещается свободно.

Гидравлические демпферы одностороннего действия широко используются в подвесках транспортной техники. Такие демпферы обеспечивают демпфирование вибрации и играют роль амортизаторов, воспринимающих ударные воздействия, возникающие при движении транспортного средства по неровному пути.

Линейные гидравлические демпферы хорошо работают при относительно больших виброскоростях колеблющейся конструкции. При малых относительных виброперемещениях в несколько десятков или даже сотен микрометров, эти демпферы малоэффективны. В таких случаях следует ожидать большей эффективности от нелинейных гидравлических демпферов, в которых неупругие сопротивления зависят от кинематических параметров вибрации, например, от виброперемещений. Причем коэффициент неупругих сопротивлений с увеличением амплитуд виброперемещений должен возрастать.

Дифференциальное уравнение, описывающее вибрацию одномассной системы с нелинейным гидравлическим сопротивлением, имеет вид:

$$m\ddot{z} + b(z)\dot{z} + cz = F(t). \quad (2.11)$$

Одним из эффективных методов виброзащиты в области резонансных колебаний является применение нелинейных конструктивных элементов в машинах, оборудовании и сооружениях. Реальные конструкции машин, оборудования и сооружений имеют в той или иной степени, выраженные нелинейные свойства. Например, в зонах контакта элементов кинематических пар (в подшипниках качения, в зубчатых передачах и т.п.), а также в неподвижных соединениях деталей, например, в болтовых стыках, имеет место существенная нелинейность упругих характеристик. При сближении деталей при колебаниях увеличивается фактическая площадь контакта деталей – коэффициент жесткости возрастает, при удалении площадка контакта и коэффициент жесткости – уменьшаются.

При решении задач виброзащиты конструктивные элементы с нелинейной жесткостью вводятся специально.

Зависимость упругой силы от величины деформации упругого элемента  $x$  в линейных системах показана на рис. 2.2, а (линия 1). В нелинейных конструкциях эта зависимость отклоняется от линии 1 в ту или другую сторону. В одних случаях, редко встречаемых в технике, деформация нарастает быстрее, чем в линейных системах, коэффициент жесткости с увеличением деформации уменьшается (кривая 2 на рис.2.2, а), в других

## Электронный архив УГЛТУ

случаях – деформация нарастает медленнее, коэффициент жесткости увеличивается (кривая 3 на рис.2.2, а). В первых случаях нелинейная характеристика называется «мягкой», во-вторых – «жесткой».

Нелинейность может быть кусочно-линейной (рис. 2.2, б), когда коэффициент жесткости системы изменяется скачкообразно. К нелинейным относятся также системы с сухим трением, иначе системы с проскальзыванием (рис. 2.2, в). В таких системах при действии силы  $F$  меньшей силы  $F_{\text{тр}}$  ( $F < F_{\text{тр}}$ ) заметная деформация упругой системы отсутствует. При  $F > F_{\text{тр}}$  деформируется упругий элемент.

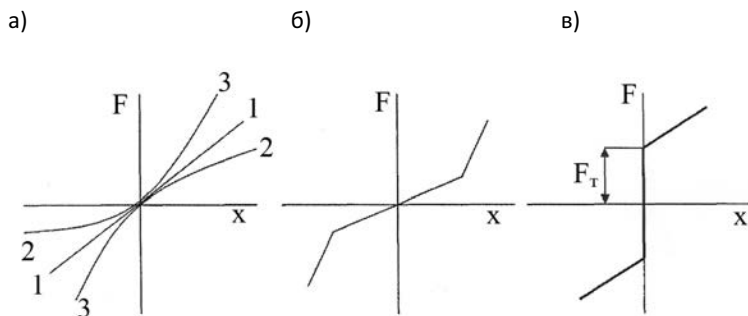


Рис. 2.2. Характеристики одномассовой системы: а) линейная (1), «мягкая» нелинейная (2), «жесткая» нелинейная (3); б) ступенчато-линейная; в) линейная с проскальзыванием (с трением)

Использование нелинейных упругих элементов позволяет уменьшать динамические нагрузки на конструкции и снижать параметры их вибрации. При приближении частоты внешнего воздействия к собственной частоте колебаний конструкции не происходит резкого увеличения амплитуды колебаний конструкции, характерного для резонансов, так как с увеличением амплитуды виброперемещения меняется жесткость системы и, как следствие, собственная частота колебаний, конструкция выводится из резонанса. Нелинейные конструктивные элементы позволяют автоматически избегать резонансных явлений.

Амплитудно-частотные характеристики нелинейной одномассовой системы при «мягкой» и «жесткой» нелинейности приведены соответственно на рис. 2.3, а и 2.3, б. При увеличении частотного отношения до значения  $\eta$  наблюдается устойчивое увеличение амплитуды виброперемещения  $S_a$ . При дальнейшем увеличении частотного отношения от  $\eta$  до  $\eta_2$  возникает неустойчивое состояние, когда при одном и том частотном отношении, например при  $\eta_3$  появляется возможность трех состояний колеблющейся массы с амплитудами  $S_{a1}$ ;  $S_{a2}$  и  $S_{a3}$ . Вследствие динамической

## Электронный архив УГЛТУ

оптимизации, при которой минимизируются потери энергии, колеблющаяся масса скачкообразно изменяет амплитуду виброперемещения при  $\eta=\eta_2$  в случае «мягкой» нелинейности и при  $\eta=\eta_1$  – при «жесткой» нелинейности (на рис. 2.3 показано пунктиром). Таким образом, резонансные колебания предотвращаются.

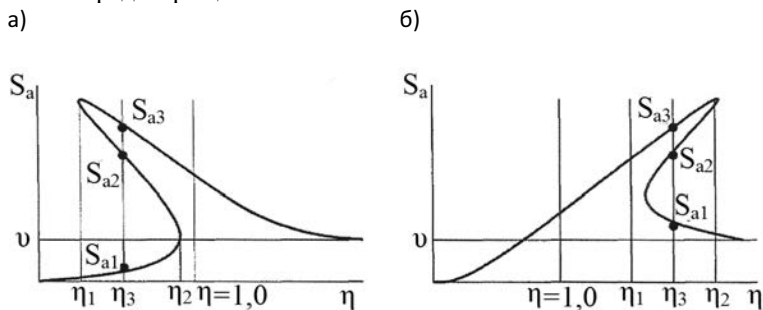


Рис. 2.3. Амплитудно-частотные характеристики при «мягкой» (а) и «жесткой» (б) нелинейности

Динамические виброгасители широко используются для виброзащиты машин и сооружений, в различных отраслях промышленности, в том числе и целлюлозно-бумажной. Динамический виброгаситель изготавливают обычно в виде массы, упруго связанной с вибрирующей машиной или сооружением. Причем масса виброгасителя принимается в 5-10 раз меньше массы вибрирующего объекта, а собственная частота колебаний массы виброгасителя – равной или близкой частоте вибрации объекта.

Динамический виброгаситель без демпфирования (масса на пружинах) требует весьма острой его настройки на частоту вибрации машины или сооружения, иначе максимального приближения собственной частоты колебаний гасителя к частоте вибрации машины или сооружения. Для расширения частотного диапазона виброгасителя применяют демпфирование массы виброгасителя. Для этой цели между массой виброгасителя и конструкцией параллельно с пружинами устанавливают демпферы различного типа.

При решении задач динамического виброгашения выявляют влияние на коэффициент эффективности виброгасителя следующих факторов:

- отношение массы виброгасителя к массе машины;
- несовпадение собственных частот колебаний виброгасителя и вибрации машин;
- коэффициент демпфирования виброгасителя.

Динамическая модель виброгашения представляется в виде двухмассовой линейной системы (рис.2.4), где обозначено:

# Электронный архив УГЛТУ

$m$  – масса машины или сооружения, кг;

$m_r$  – масса виброгасителя, кг;

$\omega$  – частота вращения неуравновешенной массы, рад/с;

$t$  – время, с;

$D$  – дисбаланс неуравновешенных масс машины, кгм;

$C$  – жесткость опорных конструкций машины, Н/м;

$C_r$  – жесткость пружины виброгасителя, Н/М;

$b$  – коэффициент неупругих сопротивлений демпфера конструкции машины, Н·с/м;

$b_r$  – коэффициент неупругих сопротивлений демпфера виброгасителя, Н·с/м.

Вибрация системы описывается следующими линейными дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned} m\ddot{z} + b\dot{z} + Cz + C_r(z - z_r) + b_r(\dot{z} - \dot{z}_r) &= D\omega^2 \cos \omega t; \\ m_r\ddot{z}_r + b_r(\dot{z} - \dot{z}_r) + C_r(z - z_r) &= 0, \end{aligned} \quad (2.12)$$

где  $z$ ,  $\dot{z}$ ,  $\ddot{z}$  – виброперемещение, виброскорость, виброускорение массы  $m$  машины;

$z_r$ ,  $\dot{z}_r$ ,  $\ddot{z}_r$  – то же для виброгасителя.

$$\text{Обозначим} \quad \gamma_r = \frac{m_r}{m}; \quad \omega_{0r}^2 = \frac{C_r}{m_r}; \quad \omega_0^2 = \frac{C}{m}; \quad \frac{b}{m} = \frac{\omega_0}{\alpha_p}; \quad \frac{b_r}{m_r} = \frac{\omega_{0r}}{\alpha_{pr}};$$

$\frac{D}{m} = \nu$ ;  $\eta = \frac{\omega}{\omega_0}$ ;  $\eta_r = \frac{\omega_r}{\omega_{0r}}$ , где  $\gamma_r$  – относительная масса гасителя;  $\omega_0$  и  $\omega_{0r}$  – собственные частоты колебаний машины и гасителя;  $\alpha_p$  и  $\alpha_{pr}$  – коэффициенты динамического усиления колебаний соответственно машины и динамического гасителя;  $\nu$  – мера уровня возбуждающих колебания сил машин, м;  $\eta$  и  $\eta_r$  – частотные отношения.

Система уравнений (2.12) приобретает вид

$$\begin{aligned} \ddot{z} + \frac{\omega_0}{\alpha_p} \dot{z} + \omega_0^2 z + \frac{\omega_{0r} \gamma_r}{\alpha_{pr}} (\dot{z} - \dot{z}_r) + \omega_{0r}^2 \gamma_r (z - z_r) &= \nu \omega^2 \cos \omega t; \\ \ddot{z}_r + \frac{\omega_{0r}}{\alpha_{pr}} (\dot{z} - \dot{z}_r) + \omega_{0r}^2 (z - z_r) &= 0. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Решение уравнений (2.13) имеет вид

$$\begin{aligned} z &= S_1 \cos \omega t + S_2 \sin \omega t; \\ z_r &= S_{1r} \cos \omega t + S_{2r} \sin \omega t. \end{aligned} \quad (2.14)$$



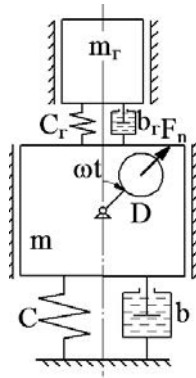


Рис.2.4. Динамическая модель машины с динамическим гасителем

Подставив уравнения (2.14) в уравнения (2.13) получим систему алгебраических уравнений

$$\begin{pmatrix}
 (\eta^2 + \eta_r^2 \gamma_r - 1) & \left( \frac{\eta}{\alpha_p} + \frac{\eta_r}{\alpha_{pr}} \gamma_r \right) & -\eta_r \gamma_r & -\frac{\eta_r}{\alpha_{pr}} \gamma_r \\
 -\left( \frac{\eta}{\alpha_p} + \frac{\eta_r}{\alpha_{pr}} \gamma_r \right) & (\eta^2 + \eta_r^2 \gamma_r - 1) & \frac{\eta_r}{\alpha_{pr}} \gamma_r & -\eta_r^2 \gamma_r \\
 -\eta_r^2 & \frac{\eta_r}{\alpha_{pr}} & (\eta_r^2 - 1) & \frac{\eta_r}{\alpha_{pr}} \\
 \frac{\eta_r}{\alpha_{pr}} & -\eta_r^2 & -\frac{\eta_r}{\alpha_{pr}} & (\eta_r^2 - 1)
 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_{1r} \\ S_{2r} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (2.15)$$

Из системы уравнений (2.15) находятся амплитуды виброперемещений машины  $S_a$  и виброгасителя  $S_{ar}$

$$S_a = \sqrt{S_1^2 + S_2^2}; \quad S_{ar} = \sqrt{S_{1r}^2 + S_{2r}^2}. \quad (2.16)$$

### 2.3. Автофрикционные и самовозбуждающиеся колебания

По автофрикционным колебаниям имеется обширная литература. Вопросам автофрикционных колебаний уделяют серьезное внимание специалисты по трибологии и триботехнике [4-7 и др].

Общие сведения по автофрикционным колебаниям приведены в учебном пособии [8], где отмечено, что между трением и вибрацией существует тесная связь: трение способно возбуждать вибрацию, а вибрация

# Электронный архив УГЛТУ

влияет на трение. При наличии вибрации ослабевают затяжки резьбовых соединений, утрачивается самоторможение червячных передач, смещаются грузы по слегка наклонной поверхности, облегчается погружение в грунт свай, уменьшается угол естественного откоса насыпных грузов, снижается сопротивление скольжению в кинематических парах.

При скольжении звеньев в кинематических парах при определенных условиях наблюдается скачкообразное движение или так называемые автофрикционные (релаксационные) колебания.

Подобные колебания возникают при падающей скоростной характеристике силы трения  $F(\dot{\mathbf{x}})$ , где  $\dot{\mathbf{x}}$  – относительная скорость тел, образующих пару трения. При относительной скорости автофрикционные колебания возбуждаются из-за скачка силы трения при переходе от трения покоя к трению скольжения.

При жидкостном трении под действием гидродинамической силы происходит «всплывание» цапфы, толщина слоя смазки увеличивается, сила трения уменьшается. Характеристика трения падающая, что также возбуждает автофрикционные колебания.

В машинах довольно часто встречаются автофрикционные колебания типа автоколебаний маятника Фроуда [9]. Сущность этих колебаний заключается в следующем. На равномерно вращающийся с угловой скоростью  $\omega$  вал посажена втулка с закрепленной на ней неуравновешенной массой  $m$  в виде маятника (рис.2.5, а). При малой частоте вращения втулка под действием момента сил трения покоя поворачивается совместно с валом на угол  $\varphi$ , при котором момент силы тяжести маятника достигнет момента трения покоя. Маятник останавливается. Под действием разности моментов сил веса и трения движения маятник повернется в направлении, обратном направлению вращения вала, до угла, при котором момент сил трения движения превысит момент сил веса, маятник останавливается и процесс повторяется.

При большой частоте вращения вала уравнение движения маятника при малых значениях угла поворота  $\varphi$  без учета затухания имеет вид:

$$\Theta \ddot{\varphi} + mgl\varphi = M(\omega - \dot{\varphi}),$$

где  $\Theta$  – момент инерции маятника относительно оси вращения;

$l$  – расстояние от центра масс маятника до оси вращения;

$M(\omega - \dot{\varphi})$  – момент сил трения, зависящий от разности угловых скоростей вращения вала и угловой скорости колебаний маятника.

Собственная частота автоколебаний маятника определяется по формуле

$$\omega_{\text{ом}} = \sqrt{\frac{mgl}{\Theta}}, \text{ рад/с.} \quad (2.17)$$

Маятниковые автофрикционные колебания совершает груз, находящийся внутри вращающегося барабана (рис. 2.5, б), где  $l$  – расстояние от центра масс груза до оси вращения барабана. Аналогичные колебания имеют, в частности, сегмент окашиваемого баланса в корообдирочном барабане, размалываемый материал во вращающихся мельницах, конденсат во вращающихся сушильных цилиндрах.

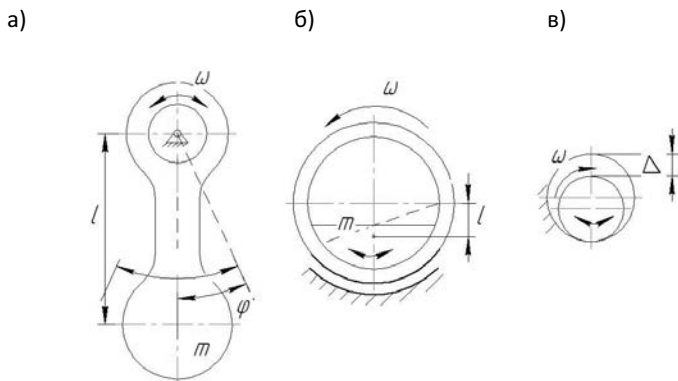


Рис. 2.5. Схема маятниковых автофрикционных колебаний: маятник Фроуда (а); груз внутри вращающегося цилиндра (б); цапфы в подшипниках с радиальным зазором (в)

Маятниковые автофрикционные колебания имеют валы, вращающиеся в подшипниках скольжения (а также в подшипниках качения) с гарантированным радиальным зазором  $\Delta$  (рис. 2.5, в). Собственная частота маятниковых колебаний вала в подшипниках определяется по формуле (2.17), где длина маятника принимается равной половине радиального зазора  $l = \Delta/2$ .

Следующая причина автофрикционных колебаний связана с наличием в механической системе избыточных фрикционных связей.

Рассмотрим сущность автофрикционных колебаний систем с избыточной фрикционными связями, например перемещение груза, бревна или доски в механизме подачи лесопильно-деревообрабатывающего оборудования (рис. 2.6). Подача изделия осуществляется катками 2 и 3 с несколько отличающимися диаметрами. Катки связаны между собой зубчатой передачей с передаточным отношением, равным единице.

Степень подвижности механизма определяется по формуле П.Л. Чебышева, как для плоского механизма [10]

$$W = 3n - 2p_3 - p_4, \quad (2.18)$$

# Электронный архив УГЛТУ

где  $p=4$  – число подвижных звеньев механизма;

$p_5=4$  – число кинематических пар пятого класса (в т. А, Б, В, Г);

$p_4=4$  – число кинематических пар четвертого класса (в т. Д, Е, Ж, З),

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 1 \cdot 4 = 0.$$

Избыточные связи превращают механизмы в статически неопределимые системы. Отклонение в размерах избыточных связей приводит к упругой деформации звеньев механизма, дополнительной нагруженности элементов кинематических пар, что требует дополнительных затрат энергии и приводит к повышенному износу подшипников и звеньев. Положение усугубляется, когда дополнительными являются фрикционные связи.

В рассматриваемом примере избыточную фрикционную связь образует один из катков и перемещаемое изделие.

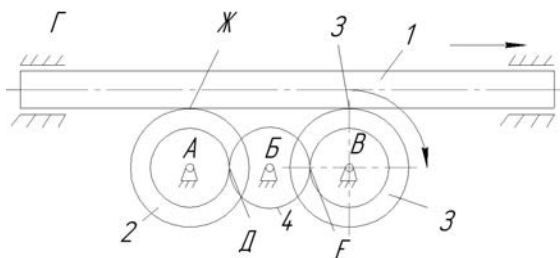


Рис.2.6. Схема механизма с избыточной фрикционной связью

В зоне контакта катка и изделия возникает сила трения, максимальное значение которой определяется коэффициентом трения покоя. При достижении окружного усилия на катке, зависящего от приводного момента и приведенного момента упругих сил, превышающего силу трения покоя, происходит разрыв фрикционной связи «каток-изделие» с последующим проскальзыванием катка. Такой срыв происходит регулярно, в механизме и приводе возбуждаются автофрикционные колебания.

В системах с избыточными фрикционными связями с периодическим проскальзыванием изменяется структура механизма. Для описания колебаний с переменной структурой, зависящей от контакта катков с изделием, должны использоваться дифференциальные уравнения с изменяющейся структурой.

В технологическом оборудовании нередко возникают проблемы, обусловленные автоколебаниями плохо обтекаемых конструкций в потоке жидкости, например, дырчатых валиков напорных ящиков в турбулентном потоке. Автоколебания проявляются при частоте схода вихрей вблизи собственной частоты колебаний валика, т.е. осуществляется захват частоты

ты, иначе синхронизация схода вихрей с колебаниями валика, что приводит к увеличению амплитуды виброперемещений.

Известны случаи автоколебаний конструкции передней губы напорного ящика под воздействием потока жидкости в напускной щели.

Особый класс автоколебаний образуют так называемые самовозбуждающиеся колебания. Они возникают из-за наличия гистерезиса, периодически повторяющихся остаточных деформаций, асимметричной жесткости контакта, при движении или резании «по следу» и других причин. Особенностью самовозбуждающихся колебаний является быстрое нарастание во времени интенсивности вибрации без изменения ее частоты.

Самовозбуждающиеся колебания довольно часто проявляются в агрегатах бумагоделательных, картоноделательных и отделочных машин. Волны «набиваются» на обрешиненной поверхности валов, на сукнах прессовых частей, на поверхностях валов каландров и суперкаландров, на рулонах бумаги накатов бумагоделательных и отделочных машин. Волны возникают на обрабатываемой поверхности деталей на токарных станках.

В заключение отметим, что автофрикционные колебания могут возникать в машинах везде, где имеется трение скольжения: в подшипниках скольжения с зазором и в подшипниках жидкостного трения; в муфтах сцепления и в тормозах; в направляющих суппортов металлорежущих станков и прижимных балок станков для продольной резки бумаги; во фрикционных передачах и в контакте валов батарейных агрегатов: прессов бумагоделательных машин, каландров и суперкаландров, в отделочных машинах. Автофрикционный характер имеют колебания окариваемого баланса в корообдирочных барабанах; в зубчатых муфтах при относительном перемещении зубьев полумуфт, вызванных перекосом сопрягаемых валов; резцов при резании металла на токарных станках и др.

Решение проблемы идентификации автофрикционных и самовозбуждающихся колебаний, разработки методов и средств предотвращения этих колебаний при проектировании и модернизации машин и их снижении – при эксплуатации, актуально. Для решения этой проблемы необходимо экспериментальное изучение феномена автофрикционных и самовозбуждающихся колебаний.

Рассмотрим несколько примеров автофрикционных и самовозбуждающихся колебаний составных частей оборудования.

Первыми обезвоживающими элементами формующих частей бумагоделательных машин являются мокрые отсасывающие ящики, состоящие из пакета гидропланок, установленных на ящиках, в которых обеспечивается вакуум. Сетка при скольжении по гидропланкам возбуждает вибрацию гидропланок и ящиков на собственных частотах их колебаний, подобных колебаниям струны, возбуждаемым смычком на скрипке.

## Электронный архив УГЛТУ

Интенсивность вибрации зависит от величины коэффициента трения между сеткой и гидропланками и от коэффициента демпфирования конструкций ящика и гидропланок. С увеличением коэффициента трения и уменьшением коэффициента демпфирования интенсивность вибрации возрастает. Сила трения между сеткой и ящиком зависит от материала сетки и гидропланок, а также от наличия между сеткой и гидропланками слоя воды, повисшего под сеткой. По этой причине вибрация первого по ходу полотна ящика обычно меньше, чем последующих из-за значительного слоя воды.

Конструкция ящика может иметь два вида колебаний: вертикальные и горизонтально-вращательные. Причем горизонтально-вращательные колебания имеют две формы (рис. 2.7). Каждой форме соответствует своя собственная частота колебаний: низшая – рис.2.7, б и высшая – рис. 2.7, в. Автофрикционные колебания возбуждаются по обеим формам. Причем преобладают колебания по форме, где рассеивание колебаний меньше.

Автофрикционные колебания мокрых отсасывающих ящиков являются источником колебаний массы квадратного метра бумаги в продольном направлении. Причем факты рассматриваемого процесса не редки. Приведем два примера колебаний массы  $1 \text{ м}^2$  бумаги для оргтехники. На бумагоделательной машине с обрезной шириной бумаги 4200 мм и рабочей скоростью 360 м/мин размах колебаний массы на частоте 63 Гц составил  $1,6 \text{ г/м}^2$ .

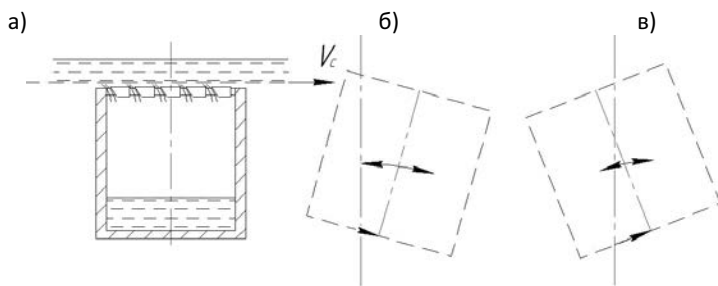


Рис. 2.7.Схема мокрого отсасывающего ящика (а) и две формы его колебаний (б и в)

Интенсивные колебания массы  $1 \text{ м}^2$  бумаги («тигровые полосы») обнаружены на бумагоделательной машине с обрезной шириной 8400 мм и скоростью  $\approx 1000 \text{ м/мин}$ . Во втором случае выявлено, что СКЗ вибростороности ящика не зависит от скорости машины (изменяется в пределах от 0 до 13 мм/с), но вибрация стабильна по частоте (39,56...40,5 Гц), что характерно для автоколебаний. Заметим, что собственные частоты верти-

кальных колебаний ящика, равные 18 и 31 Гц не совпадают с частотой автофрикционных горизонтально-вращательных колебаний.

В заключение отметим, что при идентификации колебаний массы  $1 \text{ м}^2$  бумаги появление «тигровых полос» имеет множество причин, в том числе встречающиеся самовозбуждающиеся колебания в конструкциях, рассмотренные ниже. Необходимо учитывать возможность возбуждения автофрикционных колебаний мокрых отсасывающих ящиков. Уменьшение автофрикционных колебаний возможно путем увеличения жесткости и демпфирования конструкции. Нелишне исследовать возможность уменьшения трения между сеткой и гидропланками первых пакетов гарантированным обеспечением тонкого слоя воды между сеткой и планками, например, «затуплением» передней грани последних.

Встречаются автофрикционные колебания гидропланок в тех случаях, когда одна или несколько гидропланок «выступает» из плоскости, проходящей через горизонтальные участки гидропланок. Нередко возбуждаются автофрикционные колебания шаберов и шаберных коробок.

Способ устранения или уменьшения автофрикционных колебаний гистерезисного происхождения – уменьшение сил трения в зоне контакта деталей и (или) увеличение жесткости и демпфирование колебаний.

При неудовлетворительной работе пароконденсатной системы в сушильных цилиндрах накапливается конденсат. По мере увеличения скорости вращения цилиндра скопившийся внизу конденсат смещается в сторону вращения, поднимается почти до верха цилиндра и падает вниз, совершая каскадное движение, подобное движению баланса в корообдирочном барабане. Последующее увеличение скорости вращения приводит к образованию на внутренней поверхности цилиндра конденсатного кольца. При дальнейшем накоплении конденсата в цилиндре толщина кольца непрерывно увеличивается вплоть до наступления критической толщины, при которой кольцо разрывается. По мере увеличения скорости вращения цилиндра возрастает как первоначальная, так и критическая толщина кольца конденсата. На рисунке 2.8, заимствованном из книги И.Я.Эйдлина [11], представлена зависимость толщины  $\delta$  образующихся и критических кольцевых слоев конденсата от скорости машины при диаметре сушильного цилиндра 1500 мм. Увеличение диаметра цилиндра при постоянной линейной скорости приводит к некоторому уменьшению толщины как образующегося, так и критического слоя конденсата вследствие уменьшения угловой скорости цилиндра.

Толщина конденсатного кольца в верхней части цилиндра больше, чем в нижней, а угловая скорость этого кольца несколько меньше угловой скорости цилиндра.

# Электронный архив УГЛТУ

После разрушения конденсатного кольца конденсат скапливается в нижней части цилиндра и под воздействием сил трения о стенки цилиндра совершает маятниковые колебания по форме, представленной на рисунке 2.5, б, с частотой, определяемой по формуле (2.17).

Мощность привода цилиндра  $P$  пропорциональна моменту сил трения  $M_{тр}$  и угловой частоте вращения сушильного цилиндра  $\omega$ , зависящей от скорости машины,  $V_m = 30d_{ц}\omega$ , где  $d_{ц}$  – диаметр цилиндра,  $P = M_{тр} V_m / (30d_{ц})$ .

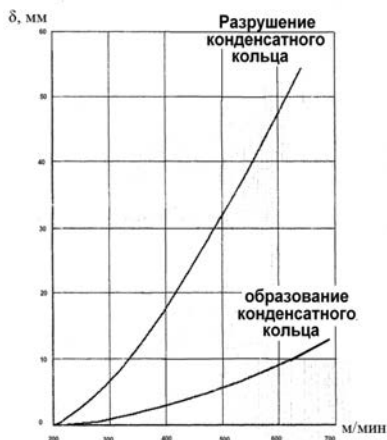


Рис. 2.8. Зависимость величины образующихся кольцевых и критических слоев конденсата от скорости вращения цилиндра

Момент трения имеет две составляющих: постоянную, не зависящую от массы конденсата, и переменную, зависящую от массы и состояния (в виде кольца или ванны) конденсата. Постоянная составляющая  $M_{то}$  включает момент для преодоления трения шабера о цилиндр, трение в уплотнениях паровой головки, а также трение в подшипниках цилиндра, момент которого пропорционален равнодействующей от сил веса цилиндра и натяжения сушильной сетки. Переменная составляющая момента трения включает в себя составляющую момента трения в подшипниках от сил веса конденсата  $M_{тк}$  и момента жидкостного трения конденсата о стенки цилиндра  $M_{тж} = m_k g f_{ж}$ , где  $m_k$  – масса конденсата в цилиндре;  $f_{ж}$  – коэффициент жидкостного трения.

При наличии конденсатного кольца  $M_{тж} \rightarrow 0$ , при разрушении конденсатного кольца момент жидкостного трения пропорционален массе конденсата.



При образовании и разрушении конденсатного кольца момент жидкостного трения изменяется скачкообразно. Кроме того, конденсат в виде ванны совершает маятниковые колебания. На цилиндр действует момент силы веса конденсата, определяемый по формуле  $M_b = M_a \cos \omega_0 t$ , где  $M_a$  – амплитуда момента сил веса конденсата;  $\omega_0$  – собственная частота маятниковых колебаний конденсата, рад/с.

Таким образом, мощность привода сушильного цилиндра при наличии в нем конденсата в виде ванны определяется по формуле

$$P = [M_{т0} + (k_1 + k_2)m_k + M_a \cos \omega_0 t]V_m, \quad (2.19)$$

где  $k_1$ ;  $k_2$  – коэффициенты пропорциональности соответственно составляющих моментов трения в подшипниках и жидкостного трения конденсата о стенки цилиндра.

Мощность привода цилиндра при наличии конденсата в виде кольца определяется также по формуле (2.19), но при  $k_2=0$  и  $M_a=0$ .

Качественно зависимость мощности привода от объема конденсата в сушильном цилиндре при установившейся скорости бумагоделательной машины выражается графиком, представленным на рис. 2.9. На участке АВ мощность привода растет только из-за увеличения массы конденсатного кольца. В точке В происходит обрушение конденсатного кольца, мощность привода возрастает скачкообразно. При увеличении объема конденсата мощность привода возрастает из-за увеличения массы и жидкостного трения конденсата о стенки цилиндра. Колебания мощности привода происходят из-за автоколебаний конденсата.

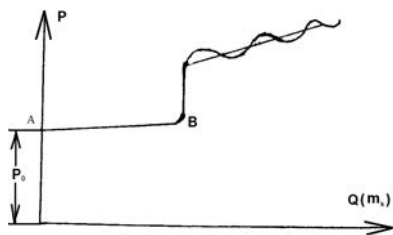


Рис.2.9. Зависимость мощности привода сушильного цилиндра от объема (массы) конденсата

Для проверки высказанной гипотезы приведена запись мощности привода в процентах от номинальной мощности при скорости машины, равной 398 м/мин (рис. 2.10). В моменты времени АВС с интервалом 10...20 мин произошло обрушение конденсатного кольца поочередно в трех цилиндрах группы. В момент времени Д произошел обрыв бумажного полотна и кратковременное снижение скорости машины.

# Электронный архив УГЛТУ

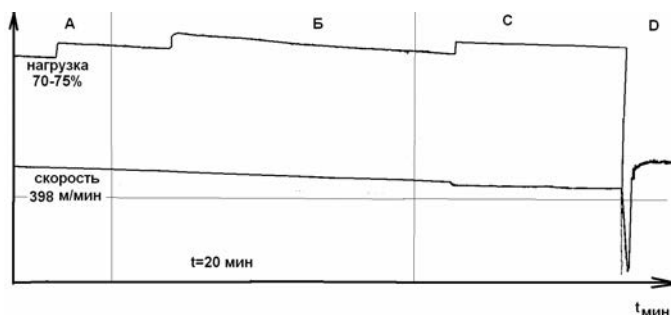


Рис. 2.10. Нагрузка привода и скорость сушильной группы

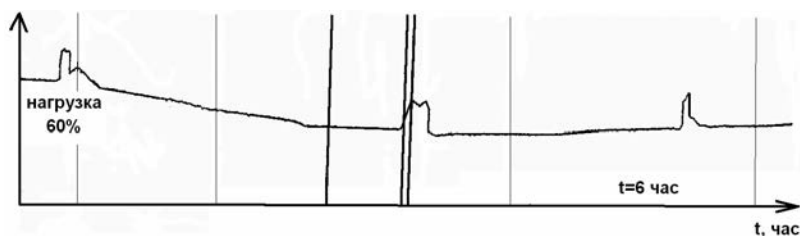


Рис. 2.11. Изменение нагрузки на привод сушильной группы

На рис. 2.11 показано изменение относительной мощности привода (нагрузки на привод) в другом масштабе времени. Всплески на линии связаны с поведением конденсата в сушильных цилиндрах группы.

На рис. 2.12 приведены частота вращения двигателя привода и сила тока питаемой сети в процентах от номинального значения, вызываемые автоколебаниями конденсата в цилиндрах.

Приведенные экспериментальные данные подтверждают наличие автоколебаний конденсата в сушильных цилиндрах и показывают, что выявление наличия конденсата в сушильных цилиндрах может производиться не только по уменьшению температуры поверхности сушильных цилиндров, но и по внезапному увеличению мощности привода и по колебаниям силы тока питающей сети.

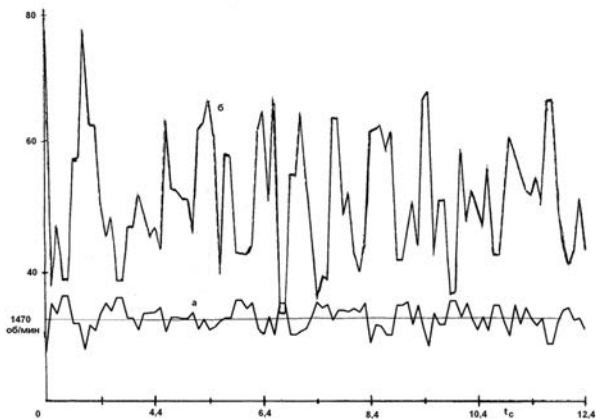


Рис. 2.12. Частота вращения двигателя привода сушильной сетки (а) и колебания силы тока питающей сети (б)

При перекрещивании осей валов в батареях (при так называемых «ножницах») прессов, каландров, суперкаландров образуется система с избыточной фрикционной связью. Рассмотрим два вала с перекрещивающимися осями (рис.2.13), представляющими собой пространственный механизм. Степень подвижности механизма определяется по формуле Сомова – Малышева [10]. Число подвижных валов  $n=2$ ; число кинематических пар 5-го класса (вращательные пары валов со стойкой)  $p_5=2$ ; число кинематических пар 2-го класса (контакт цилиндрических поверхностей валов)  $p_2=1$ . Других кинематических пар нет. Формула Сомова – Малышева для этого механизма выглядит следующим образом .

В механизме имеется одна избыточная фрикционная связь. Валы с перекосом в точке контакта имеют окружные скорости  $V_1$  и  $V_2$ , не совпадающие по направлению. Абсолютные окружные скорости валов совпадают  $V_1=V_2$ . Проекция относительных скоростей на оси свидетельствуют о перемещении валов вдоль своих осей. Выбирается осевая игра подшипников, упруго деформируются опоры. При превышении сил упругости над силами трения в контакте валов происходит «срыв» валов ударного характера. Далее процесс раздвигания валов повторяется.

На любом предприятии ЦБП и других отраслей эксплуатируются десятки, а то и сотни приводов агрегатов с клиноременными передачами. Многие клиноременные передачи имеют два и более клиновых ремня. Структурная схема клиноременной передачи с двумя ремнями показана на рис. 2.14.

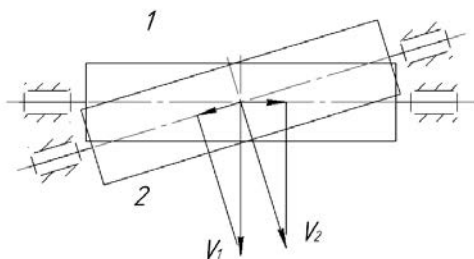


Рис. 2.13. Валы с перекрещивающимися осями

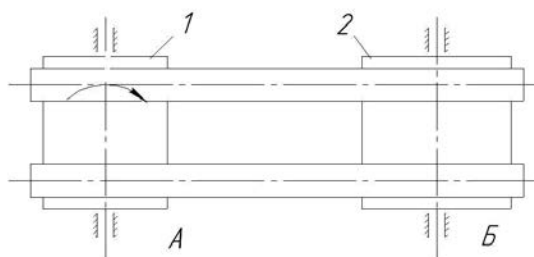


Рис.2.14. Структура клиноременной передачи с двумя ремнями

Полагая, что каждый ремень представляет собой кинематическую пару четвертого класса, получим по формуле П.Л. Чебышева следующую степень подвижности механизма  $W = 3n - 2p_5 - 1p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 \cdot 2 = 0$ , где  $n = 2$  – число подвижных звеньев механизма (шкивы 1 и 2);  $p_5 = 2$  – число кинематических пар пятого класса (вращательные пары А и Б);  $p_4 = 2$  – число кинематических пар четвертого класса (число ремней).

Ременная передача с двумя ремнями имеет одну избыточную фрикционную связь. При  $N$  ремней –  $(N-1)$  избыточных фрикционных связей.

В многоручьевых клиноременных передачах из-за наличия избыточных фрикционных связей при неравенстве длин ремней и разноразмерности кольцевых канавок на шкивах под ремни возникает неравномерная нагрузка на ремни, а, следовательно, неравномерное скольжение, что при определенных условиях приводит к различному передаточному отношению, которое бы имела передача при работе различных ремней. Более короткие и нагруженные ремни нагружаются ещё больше, разгружая более длинные ремни. Последние могут иметь отрицательное натяжение, когда ведущая ветвь становится ведомой и наоборот: ведомая – ведущей. Передаваемый момент наиболее нагруженных ветвей достигает предельного значения, возникает срыв (импульсное проскальзывание) ремня, приво-

дящее к возбуждению вибрации шкивов, ведущего и ведомого валов, крутильных колебаний ведущей и ведомой частей агрегата на собственных частотах поперечных и крутильных колебаний. Иначе, возбуждаются автофрикционные колебания. Срок службы ремней, валов, подшипников уменьшается.

Привод сушильных цилиндров бумагоделательных и картоноделательных машин (далее БМ) осуществляется преимущественно посредством зубчатых передач паразитного, шахматного или иного исполнения. Сушильные цилиндры кроме жесткой кинематической связи в виде зубчатых передач связаны между собой гибким элементом в виде сукна или сетки, имеющим технологическое назначение.

Фрагмент привода сушильных цилиндров показан на рис.2.15. Сушильные цилиндры 1ц и 2ц связаны между собой паразитной зубчатой передачей, состоящей из цилиндрических зубчатых колес 1к и 2к и паразитного колеса 3. Кроме того, цилиндры связаны сеткой 7, охватывающей оба цилиндра и сетководущие валы 4, 5, 6 и имеющей предварительное натяжение.

Степень подвижности механизма определяется по формуле  $W = 3n - 2p_5 - 1p_4 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 6 - 1 \cdot 6 = 0$ , где  $n=6$  (два цилиндра с цилиндрическими зубчатыми колесами, паразитное колесо и три сетководущих вала);  $p_5=6$  – число вращательных кинематических пар пятого колеса;  $p_4=6$  – число кинематических пар четвертого колеса (два зубчатых зацепления и четыре гибких связи).  $W=0$  означает, что механизм имеет избыточную фрикционную связь.

В идеальной бездефектной сушильной части передача момента осуществляется преимущественно зубчатыми колесами. На практике встречаются случаи, когда диаметры сушильных цилиндров оказывается неравными. Это приводит к перераспределению передаваемой мощности между зубчатыми передачами и гибкими связями, а при большей разнице диаметров – к фрикционным срывам гибкой связи относительно того или иного цилиндра. Подобные срывы неоднократно наблюдались на практике. Они имеют импульсный характер и возбуждают интенсивные крутильно-вращательные колебания привода и вибрацию станин и фундаментов сушильных частей БМ преимущественно на собственных частотах.

В идеальной передаче распределение мощности (или передаваемого момента) между зубчатой и гибкой передачами происходит пропорционально их коэффициентам жесткости. Для рассматриваемых случаев, когда передаточные отношения зубчатого зацепления  $u_3$  и передачи с гибкой связью  $u_c = d_2 / d_1$  не равны, происходит периодическое распределение мощности между зубчатой и гибкой передачами, приводящее к срыву сетки относительно шкивов.

## Электронный архив УГЛТУ

Пусть  $\Delta u = u_3 - u_c > 0$ . В этом случае при совместной работе зубчатой и гибкой передач, вначале зубчатая передача постепенно разгружается вплоть до полного разгружения, затем выбирается её суммарный боковой зазор. При выборке зазора передача момента будет осуществляться только гибкой передачей. После выборки зазора зубчатая передача будет загружаться моментом, направленным в сторону, противоположную передаваемому моменту. Гибкая передача перегружается, происходит проскальзывание (срыв) сетки относительно сушильного цилиндра.

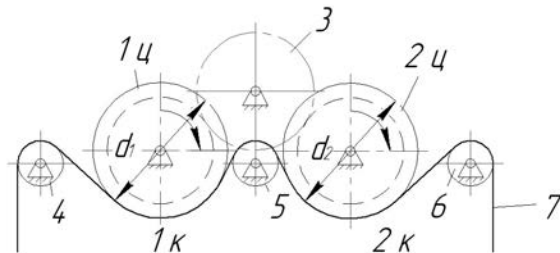


Рис.2.15. Фрагмент привода сушильных цилиндров

При срыве на ведомый цилиндр будут действовать момент сил упругости зубчатой передачи  $S_3 \varphi_2$  момент сил трения движения сетки о шкив  $M_f$ , момент сил сопротивления  $M_c$  и момент сил инерции шкива при его замедлении.

При втором случае, когда  $\Delta u = u_3 - u_c < 0$ , при совместной работе зубчатой и гибкой передач, зубчатая передача будет загружаться моментом, направленным в сторону, совпадающую с передаваемым моментом. Передаваемая мощность будет перераспределена между гибкой и зубчатой передачами. Момент, передаваемый гибкой передачей, до значения, превышающего момент трения сетки о цилиндр, приводит к проскальзыванию сетки относительно одного из цилиндров в виде срыва импульсного характера.

Таким образом, появление импульсной вибрации сушильной части с интервалом времени, имеющим случайный характер, является диагностическим признаком того, что один или несколько сушильных цилиндров имеют диаметр, отличающийся от диаметра смежных цилиндров сушильной группы по приводу.

В БМ и станках для отделки бумаги применяются батарейные конструкции, представляющие собой систему цилиндрических валов, контактирующих по образующим цилиндров. В зоне контакта валов образуется кинематическая пара с трением качения. К батарейным конструкциям от-

носятся прессы, каландры, накаты, несущие валы с рулоном станков для продольной резки и др.

В зоне контакта валов находится обрабатываемое бумажное полотно, а в прессовых частях – сукно, поддерживающее бумагу. В батареях металлические валы обычно чередуются с обрешиненными валами или набивными валами из бумаги. В системах намотки рулонов бумаги последние контактируют с металлическими валами. Бумага, сукно в захватах валов, обрешиновка, рулоны бумаги имеют ярко выраженные пластические свойства. Скорость распространения волны деформации по бумаге, сукну, рулону, обрешиновке соизмерима со скоростью машины, достигающей 30 м/с и более.

При определенных режимах работы машины на сукне, облицовке, поверхности рулона «набиваются» волны деформации, быстро прогрессирующие во времени и приводящие к самовозбуждению вибрации валов в батарее. Самовозбуждающаяся вибрация валов быстро увеличивается, снижается качество бумаги и ресурс сукна и машины.

Для спектра самовозбуждающейся вибрации (рис. 2.16) характерно преобладание вибрации на собственной частоте одного из валов, модулированной обратными частотами валов батареи.

Рассмотрим причины появления самовозбуждающейся вибрации валов в батареях, основные закономерности этой вибрации и пути ее предотвращения или уменьшения.

Наблюдения за работой продольно-резательных станков показали, что при намотке рулонов бумаги нередко проявляется нестабильность вибрации по мере изменения диаметра рулона при неизменной скорости самого станка. При достижении определенных диаметров рулона вибрация неожиданно возникает и также неожиданно исчезает. При дальнейшем увеличении диаметра рулона вибрация может возникнуть вновь.

Неоднородность упругих свойств рулона или нецилиндричность его поверхности, воздействие профильной поверхности несущих валов приводит к возникновению колебаний несущих валов на собственных частотах. Эти колебания вследствие пластической деформации бумаги в рулоне оставляют на поверхности рулона маркировку, которая проявляется в виде волны с периодичностью, зависящей от скорости станка  $V$  и от собственной частоты колебаний несущего вала  $f$ . Длина волны определяется по формуле  $L = V/(60f)$ .

В тех случаях, когда длина окружности рулона окажется кратной длине волны, последняя совпадает по фазе с вибрацией несущего вала, что приводит к усилению его вибрации. Волнистость поверхности рулона начинает возрастать, параметры вибрации вала также увеличиваются. Возникает самовозбуждающаяся вибрация высокой интенсивности.

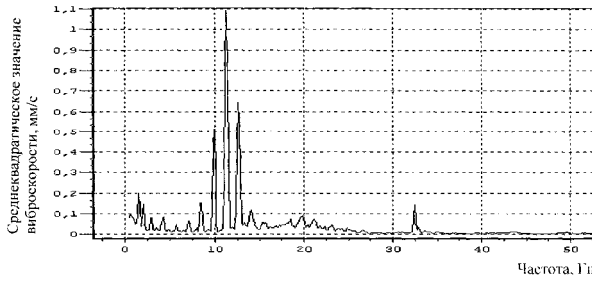


Рис.2.16. Характерный спектр самовозбуждающейся вибрации

Например, возникновение самовозбуждающейся вибрации на продольно-резательном станке при его скорости  $V=1200$  м/мин; собственной частоте колебаний несущих валов  $f=38$  Гц и длине волны на поверхности рулона  $L=1200/(60 \cdot 38)=0,53$  м возможно при диаметрах рулона  $d$ , близких к значениям: 0,34; 0,5; 0,67; 0,84; 1,0; 1,17; 1,34; 1,5 м.

Самовозбуждающаяся вибрация может возникнуть также и в том случае, когда оба несущих вала абсолютно идентичны и расстояние по дуге окружности между точками контакта рулона и несущих валов кратны длине волны. Наиболее опасные колебания следует ожидать, когда периметр рулона одновременно кратен длине волны и расстоянию по дуге окружности между точками контакта рулона и несущих валов.

На рис. 2.17 представлена упрощенная модель самовозбуждающейся вибрации несущих валов и рулона продольно-резательного станка. Математическая модель самовозбуждающейся вибрации, полученная из условия равновесия перемещающихся вдоль оси  $z$  рулона и несущего вала, имеет вид:

$$\begin{aligned} m_p \ddot{z}_p + b_{pv} (\dot{z}_p - \dot{z}_v + S_a k \omega_p \sin(k \omega_p t)) + C_{vp} (z_p - z_v - S_a \cos(k \omega_p t)) &= 0; \\ m_b \ddot{z}_b + b_{bv} \dot{z}_b + C_{bv} z_b + b_{pv} (\dot{z}_b - \dot{z}_p + S_a k \omega_p \sin(k \omega_p t)) + C_{pb} (z_p - z_b - S_a \cos(k \omega_p t)) &= 0, \end{aligned} \quad (2.20)$$

где  $k$  – коэффициент кратности;

$\omega_p$  – угловая частота вращения рулона.

$$\text{Обозначив } \lambda_p^2 = \frac{C_{pv}}{m_p}; \quad \lambda_b^2 = \frac{C_{bv}}{m_b}; \quad \mu_p = \frac{m_p}{m_b}; \quad \frac{b_{bv}}{m_b} = \frac{\lambda_b}{a_p}; \quad \frac{b_{pv}}{m_p} = \frac{\lambda_b}{a_b},$$

и, приняв, исходя из условия самовозбуждения вибрации  $\lambda_b = k \omega_p$ , преобразуем уравнения (2.20) следующим образом:



# Электронный архив УГЛТУ

$$\ddot{z}_p + \frac{\lambda_p}{\alpha_{pв}}(\dot{z}_p - \dot{z}_в) + \lambda_p^2(z_p - z_в) = \lambda_p^2 S_a \cos(\lambda_в t) - \frac{\lambda_p}{\alpha_{pв}} S_a \lambda_в \sin(\lambda_в t);$$

$$\ddot{z}_в + \frac{\lambda_в}{\alpha_в} \dot{z}_в + \lambda_в^2 z_в + \frac{\lambda_p}{\alpha_{pв}} \lambda_в \mu_p (\dot{z}_п - \dot{z}_в) - \lambda_p^2 \mu_p (z_p - z_в) =$$

$$= \lambda_p^2 \mu_p S_a \cos(\lambda_в t) - \frac{\lambda_p}{\alpha_{pв}} S_a \lambda_в \mu_p \sin(\lambda_в t).$$
(2.21)

Система уравнений (2.21) описывает колебания рулона и несущего вала при совпадении собственной частоты колебаний несущего вала  $\lambda_в$  с произведением частоты вращения рулона  $\omega_p$  на целое число волн  $k$  по периметру поверхности рулона, т.е.  $\omega_p k = \lambda_в$ . При этом предполагается, что диаметр рулона при намотке малого числа витков остается неизменным, а скорость увеличения амплитуды волны пропорциональна самой амплитуде волны  $dS_a/dt = \alpha S_a$ , где  $\alpha$  – коэффициент пропорциональности.

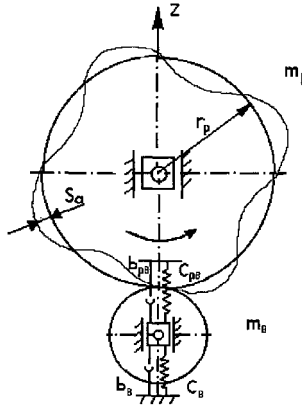


Рис. 2.17. Динамическая модель самовозбуждающейся вибрации несущего вала и рулона продольно-резательного станка:  $m_p$  – масса рулона бумаги радиусом  $r_p$ ;  $m_в$  – масса несущего вала;  $S_a$  – амплитуда волны на поверхности рулона;  $b_в$ ;  $C_в$ ;  $b_{pв}$ ;  $C_{pв}$  – коэффициенты неупругих и упругих сопротивлений соответственно вала и в контакте вала и рулона

Приняв при  $t=0$  единичное значение амплитуды волны  $S_{a,t=0} = 1,0$ , можно определить амплитуду волны при намотке  $i$ -го слоя бумаги, считая от исходного значения при  $t=0$ . Время, соответствующее намотке  $i$ -го слоя, равно

$$t_i = \frac{iV}{60\pi d}. \quad (2.22)$$

## Электронный архив УГЛТУ

Амплитуды виброперемещений несущего вала и рулона определяют решением (2.21) методом гармонического баланса.

Самовозбуждающаяся вибрация в прессовых частях бумагоделательных машин возникает при кратности частот вращения валов и пробегов сукна, а также кратности частот свободных колебаний прижимных валов с частотами пробегов сукна или вращения валов с обрезинивкой.

В первом случае самовозбуждающаяся вибрация не зависит от скорости машины, а зависит только от кратности отношений длин сукна и окружностей валов, в контакте которых находится сукно.

Так, в двухвальном прессе (рис. 2.18), состоящем из прижимного гранитного вала  $\varnothing 1125$  мм и приводного вала с регулируемым прогибом «Кюстерс»  $\varnothing 460$  мм, с прессовым сукном размером  $16000 \times 3650$  мм одной из бумагоделательных машин, самовозбуждение колебаний возможно при длине сукна 15,9 и 17,33 м (кратности 11 и 12 относительно вала «Кюстерс»), а также 17,66 м (кратность 5 относительно гранитного вала).

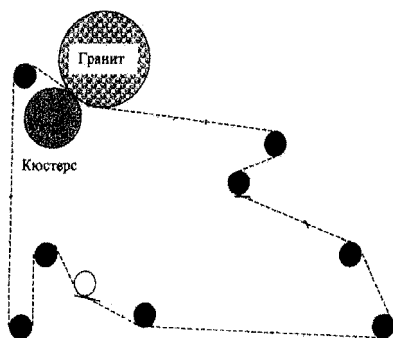


Рис.2.18. Схема двухвального пресса

Во втором случае самовозбуждающаяся вибрация возникает при определенном соотношении собственной частоты колебаний прижимного вала  $f_0$ , длины сукна  $L_c$  или диаметра обрезиненного вала  $d$  и скорости машины  $V_m$ .

Длина сукна будет кратна длине волны на сукне при скорости  $V_m = 60f_0L_c/k$ . Длина окружности обрезиненного вала будет кратна длине волны на обрезинивке при скорости  $V_m = 60f_0\pi d_v/k$ , где  $k$  – целое число.

Следует отметить, что самовозбуждение вибрации происходит только при точном значении кратности. Проектирование несущих валов продольно-резательных станков с различными собственными частотами ко-

лебаний и регулируемым расстоянием между ними, а также обеспечение возможности даже незначительного изменения скорости пресса или натяжения сетки, обеспечит вывод батареи валов из режима самовозбуждающихся колебаний.

Пусть, например,  $f_0=7,6$  Гц;  $L_c=19$  м;  $d=0,75$  м, скорости прессовой части, при которых возможны самовозбуждающиеся колебания, равны: по сукну: 309, 321, 333, 347, 361, 377, 394, 413, 433, 456, 481, 510, 542 м/мин; по обрезаювке вала: 268, 353, 537 м/мин.

Нередко самовозбуждающиеся колебания «по следу» возникают в накатах БМ на собственных частотах колебаний цилиндра наката, когда длина волны укладывается целое число раз по окружности поверхности рулона. Диагностическим признаком этих колебаний является многократное увеличение, а затем спад колебаний в период времени намотки рулона.

### *Выводы по разделу*

1) Техническое состояние оборудование характеризуется структурными параметрами технического состояния (износ, дефекты, повреждения). Диагностическими признаками структурных параметров ТС являются параметры вибрации.

2) Приведены общие сведения по диагностированию и прогнозированию ТС оборудования на основе его диагностирования.

3) При динамических воздействиях наиболее опасна резонансная вибрация, а при сейсмических – вибрация на собственных частотах. Рассмотрены методы предотвращения и уменьшения резонансной вибрации и вибрации на собственных частотах.

4) Рассмотрены классификация и примеры автофрикционных и самовозбуждающихся колебаний оборудования и методы их идентификации.

## 3. ВИБРОЗАЩИТА ВАЛОВ И ЦИЛИНДРОВ

БМ по своей структуре представляют собой многороторные агрегаты, состоящие из нескольких сотен различных по назначению и конструкции валов и цилиндров. Каждая секция машины имеет индивидуальный привод, состоящий из электродвигателя, редуктора и промежуточного вала, соединяющего редуктор с приводным валом секции. Применяемые электродвигатели постоянного тока с тиристорным управлением и асинхронные с частотным регулированием частоты вращения.

Валы по назначению подразделяются на сеточные, прессовые, сетко-, сукно-, бумаговедущие, каландровые, тамбурные. К валам можно отнести цилиндры сушильные, холодильные, наката. По конструкции различают трубчатые валы, сплошные каландровые, цилиндры, специфические валы, встречающиеся только в БМ: гранитные, отсасывающие, с регулируемым прогибом на гидropоддержке, специфические устройства типа прессовых валов с удлинённой зоной прессования, термовалы и «мягкие» валы каландров и др.

Валы в БМ связаны между собой упругодемпфирующими нестационарными связями в виде сеток, сукон, бумаги, а также трения качения в контакте валов.

Особенность систем валов в БМ - многодвигательный привод. Например, валы плоскосеточного стола образуют систему валов, связанных сеткой, в которой приводными являются гауч-вал, сеткоповоротный вал и один из сетководящих валов.

В зависимости от отношения частоты вращения вала  $\omega$  к низшей собственной частоте его колебаний  $\omega_0$  различают:

- жесткие недеформируемые валы (частотное отношение  $\eta = \omega/\omega_0 < 0,4$ );
- жесткие деформируемые ( $0,4 \leq \eta < 1,0$ );
- гибкие валы ( $\eta > 1,0$ ).

Кроме того, следует выделить валы, совершающие резонансную или около резонансную вибрацию ( $0,7 \leq \eta < 1,3$ ).

Базовые валы бумагоделательных машин: гауч-валы, прессовые валы, валы каландров и суперкаландров, сушильные цилиндры, цилиндры накатов имеют большие диаметры, высокую жесткость и сравнительно малую частоту вращения. Они при любых скоростях машин относятся к жестким недеформируемым валам. Большинство этих валов работают в батареях.

На тихоходных машинах ( $V_m \leq 250$  м/мин) практически все валы жесткие недеформируемые. На машинах средней скорости  $V_m = 250-800$  м/мин большинство валов жесткие деформируемые. На скоростных машинах  $V_m > 800$  м/мин трубчатые валы могут работать в гибком режиме. При про-

ектировании сверхскоростных машин ( $V_m=1500-3000$  м/мин) жесткие валы становятся неэкономичными. Их целесообразно выполнять гибкими.

### 3.1. Моделирование и исследование вибрации трубчатых валов

В подразделе производится математическое моделирование колебаний трубчатых валов, исследуется их нагруженность, обосновываются методы диагностирования. Трубчатый вал представляет собой межопорную конструкцию в виде стальной трубы с запрессованными в нее по торцам чугунными патронами, в которые запрессованы стальные цапфы. Цапфы опираются на самоустанавливающиеся двухрядные роликоподшипники. Корпуса подшипников устанавливаются либо на станине машины, либо на рычагах, поддерживаемых винтовыми, гидравлическими или пневматическими механизмами. Вал по образующей охватывается гибкой предварительно натянутой связью в виде сетки, сукна, бумаги. Некоторые валы приводные от электродвигателей через редуктор и промежуточный вал. Другие валы приводятся гибкой связью.

Динамическая и математическая модели трубчатого вала рассмотрены в монографии [3], где показано, что при динамическом расчете трубчатых валов БМ влиянием сдвиговых деформаций, инерцией поворота сечений и гироскопическим моментом можно пренебречь. Влияние изменения формы сечения рубашки вала при ее деформации как оболочки вращения с жесткими диафрагмами по концам на динамические характеристики также весьма мало. Вал в динамической модели рассматривается как вращающаяся балка.

Существенное влияние на динамические характеристики трубчатых валов оказывают упругая податливость опорных конструкций и распределенная жесткость сетки, сукна, бумаги. Плоскости расположения главных осей жесткости сосредоточенных опор и распределенных опор не совпадают, вал совершает взаимосвязанные колебания в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, проходящих через главные оси жесткости сосредоточенных опор.

В настоящей работе решение сводится к плоской модели, в которой колебания вала рассматриваются независимо в двух взаимно перпендикулярных плоскостях наименьшей и наибольшей жесткости сосредоточенных опор. При этом распределенная жесткость приводится к плоскостям, в которых находятся главные оси жесткости сосредоточенных опор.

Таким образом, динамическая модель вала с распределенными параметрами представляется в виде однородной изотропной вращающейся балки на распределенном упругодемпфирующем основании, опирающейся через шарнирные упругодемпфирующие опоры на сосредоточенные массы, связанные со стойкой также через сосредото-

# Электронный архив УГЛТУ

ченные упругодемпфирующие опоры. В модели учитываются только изгибные деформации балки, гироскопические моменты, инерция поворота сечения и деформации сдвига не учитываются.

Динамические воздействия, вызывающие вибрацию трубчатых валов: центробежные силы инерции неуравновешенных масс вала; кинематические воздействия вибрации опор, возбуждаемой внешними источниками; кинематические и параметрические воздействия подшипников качения; силовые воздействия, возникающие при изменении натяжения сетки, сукна, бумаги; параметрические воздействия из-за неоднородности упругих свойств сетки, сукна, бумаги в продольном направлении.

В динамической модели, представленной на рис. 3.1 обозначено:

$E, \rho$  – модуль упругости и плотность материала вала;

$S, I$  – площадь и момент инерции сечения вала;

$C_{k,z}; b_{k,z}$  – коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений соответственно подшипника качения и опорных элементов корпуса подшипника;

$C_o; b_o$  – линейные коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений распределенной опоры;

$l$  – расстояние между опорами;

$e(y)$  – распределенный по длине вала удельный дисбаланс;

$m_k$  – масса, приведенная к корпусам подшипников.

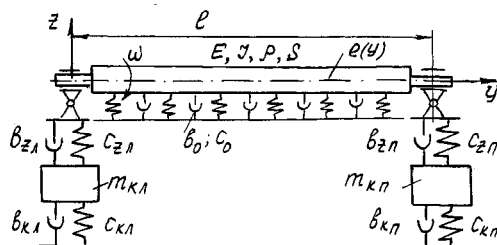


Рис.3.1. Динамическая модель вала

Масса  $m_k$  представляет собой массу корпусов подшипников и приведенных к ним масс опорных конструкций: кронштейнов, рычагов, элементов станин. Индексами «л» и «п» обозначены параметры вала, соответственно с лицевой и приводной сторон.

Трубчатые валы обладают изотропными свойствами. Конструкция их симметрична. На большей длине пролета вала масса равномерно распределенная, параметры сечений постоянны и лишь у опор вала изменяются ступенчато. Без ущерба для точности расчета линейная плотность и пара-

# Электронный архив УГЛТУ

метры сечения принимаются равномерно распределенными по всей длине пролета вала. Линейная плотность принимается равной массе всего вала, отнесенной к длине пролета, параметры сечений – соответствующими основной части вала. Упругая податливость цапф, определенная по методике, изложенной в работе [3], приводится к опорам.

Для симметричных валов индексы «л» и «п» опускаются. Математическая модель, описывающая вынужденные колебания вала, возбуждаемые его неуравновешенностью, представляется следующим дифференциальным уравнением:

$$EI \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} + \rho \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + b_0 \frac{\partial z}{\partial t} + C_0 z = \rho e(y) \omega^2 \cos \omega t. \quad (3.1)$$

Граничные условия уравнения (3.1) определяются из равенства нулю моментов на опорах и по величине реакций опоры на вал. При  $y=0$  и  $y=1$  имеем

$$\frac{\partial^2 z(0,t)}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 z(1,t)}{\partial y^2} = 0;$$

$$EI \frac{\partial^3 z(0,t)}{\partial y^3} + \left\{ C_{z1} [z(0,t) - z_{k1}] + b_{z1} \left[ \frac{dz(0,t)}{dt} - \frac{dz_{k1}}{dt} \right] \right\} = 0; \quad (3.2)$$

$$EI \frac{\partial^3 z(1,t)}{\partial y^3} + \left\{ C_{z1} [z(1,t) - z_{k1}] + b_{z1} \left[ \frac{dz(1,t)}{dt} - \frac{dz_{k1}}{dt} \right] \right\} = 0.$$

Виброперемещения корпусов опор  $z_{kл,п}$  найдутся из решения дифференциальных уравнений, описывающих их колебания и составленных из условия равновесия всех сил, действующих на корпуса. Для левой и правой опор эти уравнения имеют вид:

$$m_{kл} \frac{d^2 z_{kл}}{dt^2} + b_{z1} \left( \frac{dz_{kл}}{dt} - \frac{dz(0,t)}{dt} \right) + b_{kz1} \frac{dz_{kл}}{dt} + C_{z1} [z_{kл} - z(0,t)] + C_{kz1} z_{kл} = 0;$$

$$m_{kп} \frac{d^2 z_{kп}}{dt^2} + b_{z1} \left( \frac{dz_{kп}}{dt} - \frac{dz(1,t)}{dt} \right) + b_{kz1} \frac{dz_{kп}}{dt} + C_{z1} [z_{kп} - z(1,t)] + C_{kz1} z_{kп} = 0, \quad (3.3)$$

где  $z(0,t)$  и  $z(1,t)$  – виброперемещения цапф вала.

Для цапф вала при  $y = 0$  и  $y = 1$  решение имеет вид:

$$z(0,t) = z_1(0) \cos \omega t + z_2(0) \sin \omega t;$$

$$z(1,t) = z_1(1) \cos \omega t + z_2(1) \sin \omega t. \quad (3.4)$$

# Электронный архив УГЛТУ

Подстановка решений (3.4) в уравнения (3.3) дает следующие линейные неоднородные дифференциальные уравнения второго порядка, описывающие колебания корпусов подшипников:

$$\begin{aligned} m_{кп} \frac{d^2 z_{кп}}{dt^2} + b_{zп} \frac{dz_{кп}}{dt} + b_{кzп} \frac{dz_{кп}}{dt} + C_{zп} z_{кп} + C_{кzп} z_{кп} = \\ = b_{zп} (z_2(0) \omega \cos \omega t - z_1(0) \omega \sin \omega t) + C_{zп} (z_1(0) \cos \omega t - z_2(0) \sin \omega t); \quad (3.5) \\ m_{кп} \frac{d^2 z_{кп}}{dt^2} + b_{zп} \frac{dz_{кп}}{dt} + b_{кzп} \frac{dz_{кп}}{dt} + C_{zп} z_{кп} + C_{кzп} z_{кп} = \\ = b_{zп} (z_2(1) \omega \cos \omega t - z_1(1) \omega \sin \omega t) + C_{zп} (z_1(1) \cos \omega t - z_2(1) \sin \omega t). \end{aligned}$$

Введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} \omega_{окл,п}^2 = (C_{кzп,п} + C_{zп,п}) / m_{кп,п}; \quad 2\varepsilon_{кп,п} = (b_{кzп,п} + b_{zп,п}) / m_{кп,п}; \\ \alpha_{czп,п} = C_{zп,п} / (C_{кzп,п} + C_{zп,п}); \quad \alpha_{bzп,п} = b_{zп,п} / (b_{кzп,п} + b_{zп,п}); \quad (3.6) \\ \eta_{кп,п} = \omega / \omega_{окл}; \quad \varkappa_{кп,п} = \omega_{окл} / (2\varepsilon_{кп,п}), \end{aligned}$$

где  $\omega_{окл}$ ;  $\varepsilon_k$  – парциальные частоты свободных колебаний и коэффициенты демпфирования корпусов подшипников;

$\alpha_{cz}$ ;  $\alpha_{bz}$  – отношения коэффициентов жесткостей и демпфирования;

$\eta_k$  – частотное отношение;

$\varkappa_{кп,п}$  – коэффициент динамического усиления колебаний корпусов подшипников при резонансе.

Подстановка в уравнение (3.1) значений коэффициента жесткости  $C_0$  позволит исследовать параметрические колебания вала, возбуждаемые периодическим изменением жесткости распределенного опорного элемента. Подстановка периодически изменяющегося значения коэффициента жесткости подшипника качения  $C_z$  в граничные условия (3.3) позволит исследовать параметрические колебания вала, возбуждаемые переменной жесткостью подшипников качения.

При кинематическом возбуждении колебаний валов со стороны распределенного опорного элемента в правую часть дифференциального уравнения (3.1) следует подставить выражение  $C_0 z_0 + b_0 \partial z_0 / \partial t$ , где  $z_0(t)$  – перемещение распределенной опоры.

При кинематическом возбуждении со стороны подшипников качения в граничные условия (3.3) вместо  $z_{кп} - z(0,t)$  и  $z_{кп} - z(1,t)$  следует подставить перемещение опор.

Свободные колебания вала удовлетворяют уравнениям (3.1) и (3.5) без правых частей и без учета рассеивания энергии ( $b_{zп,п} = b_{кzп,п} = 0$ ).



# Электронный архив УГЛТУ

Решение уравнения (3.1) находится в виде

$$z(y, t) = z(y) \cos \omega_{oz} t, \quad (3.7)$$

где  $z(y)$  – амплитудные перемещения вала, являющиеся функцией координаты  $y$ ;

$\omega_{oz}$  – собственная частота колебаний вала, отсюда

$$d^4 z / dy^4 - \alpha^4 z = 0, \quad (3.8)$$

$$\alpha^4 = \frac{(\rho_1 \omega_{oz}^2 - C_0) l^3}{EI}. \quad (3.9)$$

Подставив в уравнения (3.5) решение (3.7), получим

$$\frac{d^2 z_{кл,п}}{dt^2} + \frac{C_{зл,п} + C_{кл,п}}{m_{кл,п}} z_{кл,п} = \frac{C_{зл,п}}{m_{кл,п}} z(0,1) \cos \omega_{oz} t. \quad (3.10)$$

Частное решение уравнений (3.10)

$$z_{кл,п} = \frac{C_{зл,п} z(0,1) \cos \omega_{oz} t}{C_{зл,п} + C_{кзл,п} - \omega_{oz}^2 m_{кл,п}}. \quad (3.11)$$

Граничные условия:

$$\frac{\partial^3 z(0, t)}{\partial y^3} = \frac{-C_{прл}}{EI} z(0, t); \quad \frac{\partial^3 z(1, t)}{\partial y^3} = \frac{-C_{прп}}{EI} z(1, t), \quad (3.12)$$

где  $C_{пр}$  – приведенные жесткости опор,

$$C_{прл,п} = \frac{C_{зл,п} (C_{кзл,п} - \omega_{oz}^2 m_{кл,п})}{C_{зл,п} + C_{кзл,п} - \omega_{oz}^2 m_{кл,п}}. \quad (3.13)$$

Расчетная схема вала сводится к вращающейся балке на упругом основании с сосредоточенными упругими опорами, имеющими приведенные жесткости (3.13). Общее решение уравнения (3.8) ищем в виде [12]

$$z(y) = A_1 S(\alpha y) + A_2 T(\alpha y) + A_3 U(\alpha y) + A_4 V(\alpha y), \quad (3.14)$$

где  $A_{1,2,3,4}$  – постоянные, определяемые из граничных условий;

$S, T, U, V$  – функции А.Н. Крылова.

Подставляя  $z(y)$  в граничные условия, получим систему линейных алгебраических уравнений относительно постоянных  $A_1, A_2, A_3, A_4$ . Прирав-

# Электронный архив УГЛТУ

няв нулю главный определитель этой системы уравнений, раскрыв функции А.Н. Крылова и обозначив:

$$\eta_0 = \frac{C_0 l^4}{EI}; \quad \eta_{л,п} = \frac{C_{прл,п} l^3}{EI}, \quad (3.15)$$

получим следующее уравнение для определения собственных частот колебаний вала:

$$2 \operatorname{sh} \lambda \sin \lambda + \left( \frac{\lambda^3}{\eta_л} + \frac{\lambda^3}{\eta_п} \right) (\operatorname{sh} \lambda \cos \lambda - \sin \lambda \operatorname{ch} \lambda) + \frac{\lambda^3}{\eta_л} \frac{\lambda^3}{\eta_п} (1 - \operatorname{ch} \lambda \cos \lambda) = 0. \quad (3.16)$$

Для симметричного вала:

$$2 \operatorname{sh} \lambda \sin \lambda + 2 \frac{\lambda^3}{\eta} (\operatorname{sh} \lambda \cos \lambda - \sin \lambda \operatorname{ch} \lambda) + \frac{\lambda^6}{\eta} (1 - \operatorname{ch} \lambda \cos \lambda) = 0 \quad (3.17)$$

По найденному значению  $\lambda$  определяется собственная частота колебаний вала

$$\omega_0 = \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI(\lambda^4 + \eta_0)}{\rho S}}. \quad (3.18)$$

На величину собственных частот колебаний валов влияют величины массы валов, корпусов подшипников с приведенными массами поддерживающих конструкций, коэффициенты жесткости валов, подшипников, сетки, сукна, бумаги. Приведенные зависимости пригодны для всех случаев. Но при определенном соотношении масс и коэффициентов жесткостей расчетные зависимости существенно упрощаются. Например, при абсолютно жестком креплении абсолютно жесткого корпуса на массивную станину или фундамент расчетная схема может быть представлена в виде вращающейся балки на упругих опорах, и при определенном условиях – как вращающуюся балку на шарнирных опорах. При установке опор на рычаги с упругоподатливыми пневматическими или гидropневматическими поддерживающими устройствами или при применении подшипников с виброизолированными устройствами вал можно принять в виде абсолютно жесткой балки на упругих опорах.

Возможны следующие случаи при определении собственных частот колебаний валов:

- вал симметричный ( $C_{прл} = C_{прп} = C_п$ ;  $\eta_л = \eta_п = \eta$ );
- упругое распределенное основание отсутствует ( $\eta_0 = 0$ );
- масса корпусов подшипников мала ( $m_{кл,п} = 0$ );
- корпуса подшипников неподвижны ( $C_{пр} = C_z$ );
- опоры абсолютно жесткие ( $\eta_{л,п} = \infty$ );
- опоры абсолютно податливы ( $\eta_{л,п} = 0$ ).

# Электронный архив УГЛТУ

Абсолютно жестких и абсолютно податливых конструкций не существует. Установить без расчетного обоснования границы применимости той или иной упрощенной расчетной модели не предоставляется возможным. Необходимо путем численного моделирования выяснить границы применимости следующих расчетных моделей:

1) коэффициент жесткости опорных конструкций корпусов подшипников существенно больше коэффициента приведенной жесткости подшипников  $C_k \gg C_z$  (рис.3.2, а). Расчетная модель соответствует случаю жесткого защемления корпусов на жесткой массивной станине или фундаменте. В этом случае взамен приведенного коэффициента жесткости, определенного по формуле (3.13), принимается приведенная жесткость подшипника  $C_{пр} = C_z$ . Динамическая модель по рис.3.2, а пригодна также для исследования динамических характеристик гибких валов, в которых резонансный режим работы обеспечивается виброизоляцией подшипника в корпусе, а также виброизоляцией корпусов подшипников в тех случаях, когда масса корпуса подшипника по сравнению с массой вала относительно мала  $m_k \ll m_b$ . В этом случае масса корпусов подшипников приводится к массе вала;

2) коэффициент жесткости опорных конструкций корпусов подшипников существенно меньше приведенного коэффициента жесткости подшипника  $C_k \ll C_z$ , а суммарная масса корпуса подшипника и поддерживающей конструкции  $m_k$  соизмерима с массой вала  $m_b$  (рис.3.2, б). Эта динамическая модель описывает колебание вала на рычагах с упруго податливой конструкцией устройств поддерживающих рычаги. Она также пригодна для описания динамических процессов при виброизоляции корпусов подшипников в случае соизмеримости масс корпусов подшипников  $m_k$  и массы вала  $m_b$ . Граничные условия уравнения (3.1) также находится из равенства нулю моментов на опорах и по величине реакций опоры на вал при  $y=0$  и  $y=l$ . Без учета неупругих сопротивлений в опорах граничные условия приобретают вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 z(0,t)}{\partial y^2} &= \frac{\partial^2 z(l,t)}{\partial y^2}; \\ EI \frac{\partial^3 z(0,t)}{\partial y^3} &= C_k z(0,t) + m_k \frac{d^2 z(0,t)}{dt^2}; \\ EI \frac{\partial^3 z(l,t)}{\partial y^3} &= C_k z(l,t) + m_k \frac{d^2 z(l,t)}{dt^2}. \end{aligned} \quad (3.19)$$

Подставляя решение (3.14) в граничные условия (3.19), получаем следующее уравнение для определения собственных частот колебаний вала:

## Электронный архив УГЛТУ

$$2 \operatorname{sh} \lambda \sin \lambda + \left( \frac{\lambda^3}{\eta_n} + \frac{\lambda^3}{\eta_n} \right) (\operatorname{sh} \lambda \cos \lambda - \sin \lambda \operatorname{ch} \lambda) + \frac{\lambda^3}{\eta_n} \frac{\lambda^3}{\eta_n} (1 - \operatorname{ch} \lambda \cos \lambda) = 0; \quad (3.20)$$

3) приведенный коэффициент жесткости опор  $C_{\text{пр}}$  существенно больше параметра  $EI/l^3$ , характеризующего жесткость вала, динамическая модель вала может быть принята в виде вращающейся балки на шарнирных опорах (рисунок 3.2, в)  $C_{\text{пр}} \gg EI/l^3$ . Этот случай характерен для трубчатых валов небольшого диаметра с подшипниковыми опорами, жестко заземленными на станине или фундаменте;

4) приведенный коэффициент жесткости опор  $C_{\text{пр}}$  существенно меньше параметра, характеризующего жесткость вала  $C_{\text{пр}} \ll EI/l^3$ . В этом случае вал принимается в виде недеформируемой вращающейся балки на упругих сосредоточенных и распределенных опорах, в частности, вал на рычагах;

5) во всех рассмотренных случаях, когда параметр распределенной жесткости  $C_0 l$  существенно меньше параметра, характеризующего жесткость вала  $EI/l^3$ , т.е.  $C_0 l \ll EI/l^3$ , распределенной жесткостью можно пренебречь и принять  $C_0 = 0$ .

Модель вала без распределенной жесткости следует принимать при анализе его балансировки на станках резонансного типа по схеме рис. 3.2, г.

Рассмотренное обоснование упрощенных динамических моделей лишь качественное. Необходимо путем численного анализа зависимостей собственных частот колебаний от параметров вала и опор выявить границы применимости упрощенных моделей. При этом в качестве варьируемых параметров принимается относительные (безразмерные) параметры  $\eta_0$  и  $\eta$ , определенные по формуле (3.15). В качестве критерия для определения этих границ принята относительная ошибка определения собственных частот колебаний вала по упрощенной модели, определенной по формуле (3.21) и не превышающая 4%

$$\delta = \frac{|\omega_{0\text{T}} - \omega_{0\text{пр}}|}{\omega_{0\text{T}}} 100 \leq 4\%, \quad (3.21)$$

где  $\omega_{0\text{T}}$  и  $\omega_{0\text{пр}}$  – собственные частоты колебаний вала, определенные по точной и приближенной модели.

Критические частоты валов зависят от линейной плотности  $\rho_1$  и от жесткости вала, характеризуемой величиной  $EI/l^3$ , а также от относительных жесткостей упругого распределенного основания  $\eta_0$  и упругих сосредоточенных опор  $\eta$ . С увеличением относительной жесткости упругого распределенного основания  $\eta$  критические частоты валов возрастают.

Отношения критической частоты валов с упругими опорами с различными относительными жесткостями этих опор к критической частоте соответствующего вала на абсолютно жестких опорах приведены на рис. 3.3. При определении низшей собственной частоты колебаний валов упругой податливостью опор можно пренебрегать, если относительная жесткость опор  $\eta_{л,п} \geq 800$ . В том случае, когда жесткость опор валов относительно мала ( $\eta_{л,п} \leq 0,1$ ), валы можно рассматривать как абсолютно жесткие на упругих опорах. Ошибка расчета при этом не превышает 4 %.

Параметры вынужденных колебаний валов определяются из решения уравнения (3.1) с граничными условиями (3.2) в виде (3.14), где вместо  $\omega_0$  принимается частота вращения вала  $\omega$ . Для определения амплитуд виброперемещений вала, например, в середине пролета, в формуле (3.14) следует принять  $y = l/2$ , на опорах – соответственно  $y = 0; l$ .

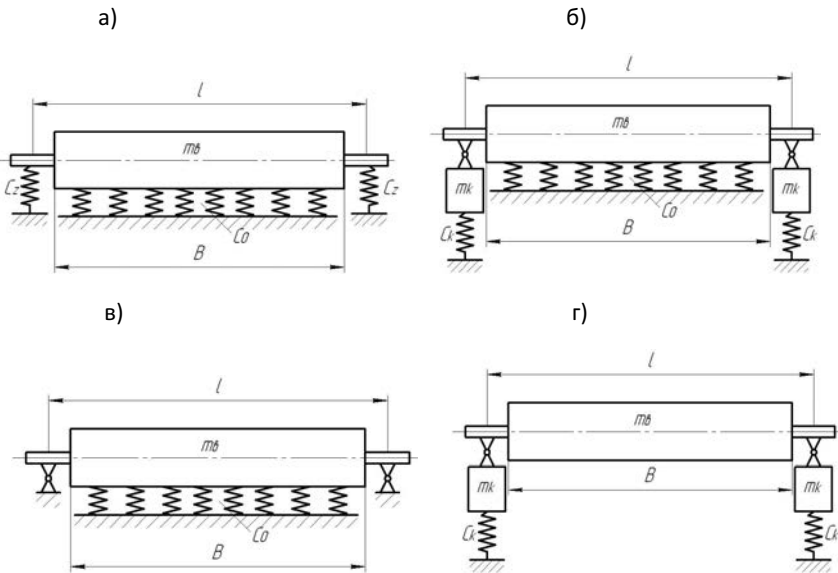


Рис.3.2. Упрощенные динамические модели трубчатых валов:

а)  $C_k \gg C_0$ ; б)  $C_k \ll C_0$ ;  $m_k$  соизмеримы  $m_0$ ; в)  $C_{пр} \gg EI^3$ ; г)  $C_k \ll C_0$ ;  $C_0 = 0$

При абсолютно жестких опорах и отсутствии упругого распределенного основания частотное уравнение (3.17) приобретает известный вид [12]

$$\text{sh } \lambda \sin \lambda = 0, \quad (3.22)$$

где  $\lambda = \sqrt[4]{(\rho_1 \omega_{0z}^2 l^4) / (EI)}$ .

## Электронный архив УГЛТУ

Так как  $\text{sh } \lambda \neq 0$ , следовательно,  $\sin \lambda = 0$ , что обеспечивается при  $\lambda = i\pi$ , где  $i=1, 2, \dots$ . Откуда находится известная формула для определения собственной частоты колебаний балки на шарнирных жестких опорах

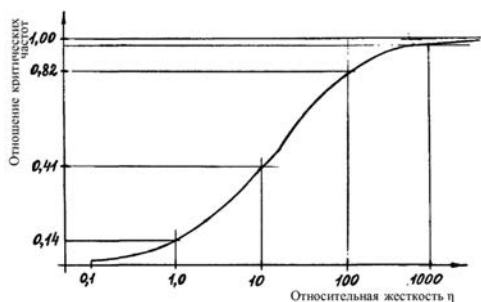


Рис.3.3.Зависимость отношения критических частот валов с упругими и абсолютно жесткими опорами от относительной жесткости

$$\omega_{\text{оzi}} = i^2 \pi^2 \sqrt{EI / (\rho_1 l^4)}. \quad (3.23)$$

При абсолютно податливых опорах и отсутствии упругого распределенного основания также получается известное частотное уравнение

$$1 - \text{ch } \lambda \cos \lambda = 0. \quad (3.24)$$

Представление трубчатого вала в виде жесткой недеформируемой балки на сосредоточенных и распределенных упругодемпфирующих опорах пригодно для анализа колебаний трубчатого вала на шарнирных рычагах и на упругоподатливых опорах малой жесткости, обеспечивающих гибкий режим работы вала достаточно жесткой конструкции, определяемой малым прогибом бочки вала. Для кратности упругодемпфирующие сосредоточенные опоры назовем подвесками валов.

Рассмотрим для примера «качательные» колебания вала на рычагах [3]. Масса рычагов меньше массы вала. Жесткость подшипников качения больше жесткости опорных элементов рычагов. Упругая податливость вала меньше упругой податливости рычагов и их подвесок. Вал принимается жестким, опирающимся на распределенное основание и поддерживаемым через невесомые шарнирные рычаги сосредоточенными упругодемпфирующими опорами. Расчетная схема вала показана на рис. 3.6, где обозначено:  $\omega$  – частота вращения вала;  $m$  – масса вала с подшипниковыми опорами и приведенными массами рычагов;  $\theta$  – момент инерции вала относительно оси, проходящей через его центр масс перпендикулярно геометрической оси;  $C_{p1,2}$ ,  $b_{p1,2}$  – коэффициенты жесткости и демпфирования

# Электронный архив УГЛТУ

ния связей, поддерживающих рычаги с лицевой и приводной сторон;  $C_o$ ,  $b_o$  – коэффициенты линейных жесткости и неупругих сопротивлений опорной конструкции: сукна, сетки, сопрягаемого вала;  $a$ ,  $a_1$ ,  $l$ ,  $B$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  – геометрические размеры.

Вал имеет два вида движения: качательное, когда лицевой и приводной рычаги перемещаются синхронно (поступательное) и качательное, когда лицевая и приводная стороны колеблются в противофазе (поворотное).

Коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений цапф, подшипников качения и рычагов приводятся к сосредоточенным упругодемпфирующим опорам:

$$C_{p1,2} = C_{p1,2} a_1^2/a^2 \sin^2 \beta_1; \quad b_{1,2} = b_{p1,2} a_1^2/a^2 \sin^2 \beta_1. \quad (3.25)$$

Распределенные коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений:

$$C_n = C_o \sin^2 \beta_2; \quad b_n = b_o \sin^2 \beta_2. \quad (3.26)$$

Для симметричного вала, у которого  $C_1=C_2=C$ ;  $b_1=b_2=b$ ;  $B_1=B_2=B/2$ ;  $l_1=l_2=l/2$ , получим два независимых дифференциальных уравнения [3]:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + 2\delta_x \dot{x} + \omega_{ox}^2 x &= e \omega^2 \cos \omega t \quad (= \lambda_{xp} \Delta_i \cos i \omega t); \\ \ddot{\phi} + 2\delta_\phi \dot{\phi} + \omega_{o\phi}^2 \phi &= v \omega^2 \cos(\omega t + \beta) (= 0), \end{aligned} \quad (3.27)$$

где  $\delta_x, \delta_\phi$  – коэффициенты демпфирования,

$$2\delta_x = (2b + b_n B)/m; \quad 2\delta_\phi = (b l^2 + b_n B)/(12\theta); \quad (3.28)$$

$\omega_{ox}, \omega_{o\phi}$  – собственные частоты поступательных и поворотных колебаний вала,

$$\begin{aligned} \omega_{ox}^2 &= (2C + C_n B)/m + g/a \cos \alpha; \\ \omega_{o\phi}^2 &= (C l^2 + C_n B^3)/(12\theta) + \gamma g/a \cos \alpha; \end{aligned} \quad (3.29)$$

$\gamma$  – параметр, характеризующий распределение масс вала,

$$\gamma = m l^2 / (4\theta); \quad (3.30)$$

$e=D/m$  – удельный дисбаланс вала;

$v=D B/\theta$  – удельный угловой дисбаланс вала;

$\lambda_{xp}=C_n B/m$  – парциальная собственная частота вала на распределенной упругодемпфирующей опоре;

$\Delta_i$  – амплитуда  $i$ -ой гармонической составляющей кинематического возбуждения.

В скобках в правой части уравнений (3.27) приведены значения при кинематическом возбуждении колебаний.

Для тех случаев, когда валы виброизолированы, а не на рычагах, частоты собственных колебаний вала определяются в плоскости наибольшей и наименьшей жесткости опор по формуле (3.29), но без последних слагаемых.

# Электронный архив УГЛТУ

Для оценки динамических характеристик валов определяют обычно критическую частоту вала только при поступательных колебаниях, а между тем возможен резонанс при поворотных колебаниях. Поэтому возникает необходимость выявить граничные параметры вала, при которых отношение собственных частот колебаний вала при поворотных и поступательных больше или меньше единицы  $\alpha_\omega = \frac{\omega_{0\phi}}{\omega_{0x}} \leq 1,0$ .

При силовом возбуждении колебаний:

$$\begin{aligned} S_{ax} &= \frac{e\eta_x^2}{\sqrt{(1-\eta_x^2)^2 + \eta_x^2/\alpha_{xp}^2}}; & \operatorname{tg}\beta_x &= \frac{\eta_x/\alpha_{xp}}{1-\eta_x^2}; \\ S_{a\phi} &= \frac{v\eta_\phi^2}{\sqrt{(1-\eta_\phi^2)^2 + \eta_\phi^2/\alpha_{\phi p}^2}}; & \operatorname{tg}\beta_\phi &= \frac{\eta_\phi/\alpha_{\phi p}}{1-\eta_\phi^2}. \end{aligned} \quad (3.31)$$

При кинематическом возбуждении:

$$S_{axi} = \frac{\Delta r_i k_c}{\sqrt{(1-i^2\eta_x^2)^2 + i^2\eta_x^2/\alpha_{xp}^2}}, \quad (3.32)$$

где  $\eta_x, \eta_\phi$  – частотные отношения;

$\alpha_{xp}, \alpha_{\phi p}$  – коэффициенты динамического усиления колебаний при резонансе;

$$\begin{aligned} \eta_x &= \omega/\omega_{0x}; & \eta_\phi &= \omega/\omega_{0\phi}; & \alpha_{xp} &= \omega_{0x}/(2\delta_x); & \alpha_{\phi p} &= \omega_{0\phi}/(2\delta_\phi); \\ k_c &= \frac{C_{пB}}{2C + C_{пB} + mg/a \cos\alpha}. \end{aligned} \quad (3.33)$$

При периодически изменяющейся жесткости распределенного опорного элемента по формуле  $C = C_{п} + \Delta C_{п} \cos \omega_c t$ , дифференциальные уравнения, описывающие поступательные колебания вала, приобретают вид:

$$\ddot{x} + 2\delta_x \dot{x} + \omega_{0x}^2 (1 + \alpha \cos \omega_c t) x = 0, \quad (3.34)$$

где  $\omega_c$  – частота изменения жесткости распределенного опорного элемента;

$\alpha$  – отношение переменной составляющей жесткости элемента к среднему значению суммарной жесткости,

$$\alpha = \frac{\Delta C_{пB}}{2C + C_{пB} + mg/a \cos\alpha} < 1,0. \quad (3.35)$$

Уравнение (3.35) линейное с периодически изменяющимся коэффициентом. Для выявления устойчивости его решения рассмотрим соответствующее однородное уравнение без учета рассеивания колебаний. Введем безразмерное время  $t = \omega_c t$  и получим уравнение Матье:



$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + (\lambda + \mu \cos \tau)x = 0, \quad (3.36)$$

где  $\lambda = 1/\eta_x^2$ ;  $\mu = \alpha/\eta_x^2$ ;  $\eta_x = \omega_c/\omega_{ox}$ .

Решение уравнений (3.36) общеизвестно[3]

$$x = S_{ax} \cos(\omega t + \beta_x); \varphi = S_{a\varphi} \cos(\omega t + \beta_\varphi), \quad (3.37)$$

где  $S_{ax, \varphi}$  – амплитуды поступательных и поворотных колебаний вала;

$\beta_{x, \varphi}$  – углы сдвига фаз поступательных и поворотных колебаний вала.

### 3.2. Моделирование и исследование вибрации батарей валов

Многие валы БМ и ОМ образуют взаимосвязанные системы в виде батарей валов с контактом по образующим рабочих поверхностей. Батареи образуют валы прессов, каландров, суперкаландров, накаты бумагоделательных машин, продольно-резательные станки.

Корпуса подшипников валов в батареях устанавливаются на станинах и фундаментах, на рычагах, в направляющих станин или быть без опорных подшипников. Относительная жесткость опор для большинства валов батарей  $\eta < 10$ . Поэтому валы батареи принимаются абсолютно жесткими на упругодемпфирующих сосредоточенных и распределенных опорах.

Динамическая модель батареи валов представлена на рис.3.4. В качестве обобщенных координат приняты перемещения поступательное центра масс  $x_i$  и вращательное относительно центра масс  $\varphi_i$  колебания  $i$ -го вала в плоскости наименьшей жесткости сосредоточенных опор и соответствующие перемещения  $z_i$ ;  $\varphi_{xi}$  в плоскости наибольшей жесткости сосредоточенных опор.

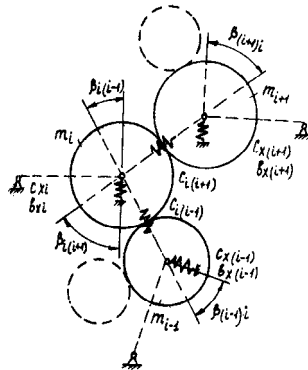


Рис. 3.4. Динамическая модель батарей валов

# Электронный архив УГЛТУ

Колебания валов батареи, возбуждаемые их неуравновешенностью и кинематическим воздействием нецилиндричности рабочей поверхности валов, описываются дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned}
 m_i \ddot{x}_i + (b_{x_{лл}} + b_{x_{пп}}) \dot{x}_i + \sum_{j=1}^k b_{ij} \dot{a}_i \cos \beta_{ij} + (b_{x_{пп}l_{i2}} - b_{x_{лл}l_{i1}}) \dot{\phi}_{zi} + (C_{x_{лл}} + C_{x_{пп}}) x_i + \\
 + \sum_{j=1}^k C_{ij} a_i \cos \beta_{ij} + (C_{x_{пп}l_{i2}} - C_{x_{лл}l_{i1}}) \phi_{zi} = 2D_i \omega_i^2 \cos \omega_i t + \sum_{j=1}^k D_{ij} \cos \beta_{ij}; \\
 m_i \ddot{z}_i + (b_{z_{лл}} + b_{z_{пп}}) \dot{z}_i + \sum_{j=1}^k b_{ij} \dot{a}_i \cos \beta_{ij} + (b_{z_{пп}l_{i2}} - b_{z_{лл}l_{i1}}) \dot{\phi}_{xi} + (C_{z_{лл}} + C_{z_{пп}}) z_i + \\
 + \sum_{j=1}^k C_{ij} a_i \cos \beta_{ij} + (C_{z_{пп}l_{i2}} - C_{z_{лл}l_{i1}}) \phi_{xi} = 2D_i \omega_i^2 \cos \omega_i t + \sum_{j=1}^k D_{ij} \cos \beta_{ij}; \\
 \Theta_i \ddot{\phi}_{xi} + (b_{z_{пп}l_{i2}}^2 + b_{z_{лл}l_{i1}}^2) \ddot{\phi}_{xi} + \sum_{j=1}^k b_{ij} \dot{d}_i \cos \beta_{ij} + (b_{z_{пп}l_{i2}} - b_{z_{лл}l_{i1}}) \dot{z}_i + \\
 + (C_{z_{пп}l_{i2}}^2 + C_{x_{лл}l_{i1}}^2) \phi_{xi} + \sum_{j=1}^k b_{ij} d_i \cos \beta_{ij} + (C_{z_{пп}l_{i2}} - C_{z_{лл}l_{i1}}) z_i = \\
 = 2D_i B \omega_i^2 \sin(\omega_i t + \gamma_i) + \sum_{j=1}^k \frac{B_{i2} - B_{i1}}{2} D_{ij} \sin \beta_{ij},
 \end{aligned} \tag{3.38}$$

где  $n$  – число валов батареи,  $i=1, 2, \dots, n$ ;  $m_i$ ;  $\Theta_i$  – масса и массовый момент инерции  $i$ -го вала относительно центра масс;  $C_{ui}$ ;  $b_{ui}$  – коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений сосредоточенных опор  $i$ -го вала соответственно в плоскостях их наименьшей ( $u=x$ ) и наибольшей ( $u=z$ ) жесткостей (индексами «л» и «п» обозначены коэффициенты соответственно лицевой и приводной опор);  $C_{ij}$ ;  $b_{ij}$  – коэффициенты распределенных (линейных) жесткости и неупругого сопротивления в контакте  $i$ -го и  $j$ -го валов ( $j=1, 2, \dots, k$ );  $k$  – число сопрягаемых валов с  $i$ -ым валом;  $\beta_{ij}$ ;  $\beta_{ji}$  – углы между направлениями действия распределенной жесткости в контакте  $i$ -го и  $j$ -го валов и наименьшей жесткости сосредоточенной опоры соответственно  $i$ -го и  $j$ -го валов;  $B$ ;  $l$  – рабочая ширина и расстояние между опорами вала;  $B_{i1,2}$ ;  $l_{i1,2}$  – размеры, определяющие положение центра масс  $i$ -го вала;  $\omega_i$  – частота вращения  $i$ -го вала.

$$\begin{aligned}
 a_i = B(x_i \cos \beta_{ij} + z_i \sin \beta_{ij} - x_j \cos \beta_{ij} - z_j \sin \beta_{ij}) + \frac{B_{i2} - B_{i1}}{2} (\phi_{zi} \cos \beta_{ij} + \\
 + \phi_{xi} \sin \beta_{ij}) - \frac{B_{j2} - B_{j1}}{2} (\phi_{zi} \cos \beta_{ji} + \phi_{xi} \sin \beta_{ji});
 \end{aligned}$$

$$d_i = B \left[ \left( \frac{(B_{i2} - B_{i1})^2}{4} + \frac{B^2}{12} \right) (\varphi_{zi} \cos \beta_{ij} + \varphi_{xi} \sin \beta_{ij}) - \left( \frac{(B_{j2} - B_{j1})(B_{i2} - B_{i1})}{4} + \frac{B^2}{12} \right) * \right. \\ \left. * (\varphi_{zj} \cos \beta_{ji} + \varphi_{xj} \sin \beta_{ji}) - \frac{B_{i2} - B_{i1}}{2} (x_i \cos \beta_{ij} + z_i \sin \beta_{ij} - x_j \cos \beta_{ji} - z_j \sin \beta_{ji}) \right]; \\ D_{ij} = C_{ij} B \sum_{\xi=1}^{k_b} [\Delta r_{\xi i} \cos(\xi \omega_i t + \beta_{\xi i}) + \Delta r_{\xi j} \cos(\xi \omega_j t + \beta_{\xi j})] - \\ - b_{ij} B \sum_{\xi=1}^{k_b} [\Delta r_{\xi i} \xi \omega_i \sin(\xi \omega_i t + \beta_{\xi i}) + \Delta r_{\xi j} \xi \omega_j \sin(\xi \omega_j t + \beta_{\xi j})],$$

$\xi = 1, 2, \dots, k_b$ ;

$k_b$  – число волн на окружности  $i$ -го вала;

$\Delta r_{\xi i}$ ;  $b_{\xi i}$  – амплитуда и угол сдвига фаз волны  $\xi$ -ой гармоники  $i$ -го вала.

При кинематическом возбуждении колебаний со стороны сосредоточенных опор, перемещающихся в функции времени  $S_{u,v}(t)$ , где  $u=x, z$ ;  $v=\pi, л$ , правые части уравнений (3.38) имеют вид:

$$= C_{ixl} S_{ixl}(t) + b_{ixl} \dot{S}_{ixl}(t) + C_{ixn} S_{ixn}(t) + b_{ixn} \dot{S}_{ixn}(t); \\ = C_{izl} S_{izl}(t) + b_{izl} \dot{S}_{izl}(t) + C_{izn} S_{izn}(t) + b_{izn} \dot{S}_{izn}(t); \\ = C_{ixl} 1_2 S_{ixl}(t) - C_{ixl} 1_{i1} S_{ixl}(t) + b_{ixl} 1_{i2} \dot{S}_{ixl}(t) - b_{ixl} 1_{i1} \dot{S}_{ixl}(t); \\ = C_{izl} 1_2 S_{izl}(t) - C_{izl} 1_{i1} S_{izl}(t) + b_{izl} 1_{i2} \dot{S}_{izl}(t) - b_{izl} 1_{i1} \dot{S}_{izl}(t). \quad (3.39)$$

Для исследования параметрических колебаний батареи валов из-за изменяющихся во времени жесткостей распределенных и сосредоточенных опор следует в систему уравнений (3.38) подставить функции этих жесткостей от времени. Дифференциальные уравнения (3.38) взаимосвязаны. Следовательно, поступательные и вращательные колебания валов в плоскостях наибольшей и наименьшей жесткостей сосредоточенных опор взаимозависимы. Система уравнений упрощается, когда сосредоточенные опоры имеют ярко выраженные анизотропные свойства, и колебания валов можно рассматривать только в плоскости наименьшей жесткости опор. Второе и четвертое уравнения из системы (3.38) исключаются.

Динамические характеристики системы валов в батарее зависят от парциальных динамических характеристик каждого вала: парциальных частот их свободных колебаний и коэффициентов демпфирования. При этом под парциальными понимаются колебания  $i$ -го вала в предположении, что сопрягаемые с ним смежные валы защемлены. Дифференциальные уравнения, описывающие колебания парциальной системы для случая, когда валы симметричны относительно оси машины и колеблются только в плоскости наименьшей жесткости опор, имеют вид:

## Электронный архив УГЛТУ

$$m_i \ddot{x}_i + \left( 2b_{xi} + \sum_{j=1}^k b_{ij} B \cos^2 \beta_{ij} \right) \dot{x}_i + \left( 2C_{xi} + \sum_{j=1}^k C_{ij} B \cos^2 \beta_{ij} \right) x_i = 2D_i \omega_i^2 \cos \omega_i t + \sum_{j=1}^k \left( C_{ij} B \sum_{\xi=1}^{K_{ij}} \left[ \Delta r_{\xi i} \cos(\xi \omega_i t + \beta_{\xi i}) + \Delta r_{\xi j} \cos(\xi \omega_j t + \beta_{\xi j}) \right] \right) \cos^2 \beta_{ij}; \quad (3.40)$$

$$\theta_i \ddot{\phi}_i + \left( b_{xi} \frac{1^2}{2} + \sum_{j=1}^k b_{ij} \frac{B^3}{12} \cos \beta_{ij} \right) \dot{\phi}_i + \left( C_{xi} \frac{1^2}{2} + \sum_{j=1}^k C_{ij} \frac{B^3}{12} \cos \beta_{ij} \right) \phi_i = 2D_i B \omega_i^2 \cos(\omega_i t + \gamma_i). \quad (3.41)$$

Разделив все члены уравнения (3.40) на  $m_i$ , а уравнения (3.41) на  $\theta_i$  и обозначив  $\lambda_{xi}^2 = \lambda_{xii}^2 + \sum_{j=1}^k \lambda_{xij}^2$ ;  $\lambda_{\phi i}^2 = \lambda_{\phi ii}^2 + \sum_{j=1}^k \lambda_{\phi ij}^2$ ;  $\lambda_{xii}^2 = \frac{2C_{xi}}{m_i}$ ;  $\lambda_{\phi ii}^2 = \frac{2C_{xi} 1^2}{2\theta_i}$ ;

$$\lambda_{xij}^2 = \frac{C_{ij} B \cos^2 \beta_{ij}}{m_i}; \quad \lambda_{\phi ij}^2 = \frac{C_{ij} B^3 \cos^2 \beta_{ij}}{12\theta_i}; \quad \varepsilon_{xi} = \varepsilon_{xii} + \sum_{j=1}^k \varepsilon_{xij}; \quad \varepsilon_{\phi i} = \varepsilon_{\phi ii} + \sum_{j=1}^k \varepsilon_{\phi ij};$$

$$\varepsilon_{xii} = \frac{2b_{xi}}{m_i}; \quad \varepsilon_{\phi ii} = \frac{b_{xi} 1^2}{4\theta_i}; \quad \varepsilon_{xij} = \frac{b_{ij} B \cos^2 \beta_{ij}}{2m_i}; \quad \varepsilon_{\phi ij} = \frac{b_{ij} B^3 \cos \beta_{ij}}{24\theta_i};$$

$e_i = \frac{2D_i}{m_i}$ ;  $v_i = \frac{2D_i}{\theta_i}$ , где  $\lambda_{xi}$ ;  $\varepsilon_{xi}$ ;  $\lambda_{\phi i}$ ;  $\varepsilon_{\phi i}$  – парциальные поступательные и

вращательные частоты и коэффициенты демпфирования колебаний  $i$ -го вала;  $\lambda_{xii}$ ;  $\varepsilon_{xii}$ ;  $\lambda_{\phi ii}$ ;  $\varepsilon_{\phi ii}$  – парциальные поступательные и вращательные частоты и коэффициенты демпфирования  $i$ -го вала без контакта со смежными валами;  $\lambda_{xij}$ ;  $\varepsilon_{xij}$ ;  $\lambda_{\phi ij}$ ;  $\varepsilon_{\phi ij}$  – то же, но  $i$ -го вала в контакте с  $j$ -м валом без учета сосредоточенных опор;  $e_i$ ;  $v_i$  – удельные линейный и угловой дисбалансы  $i$ -го вала, получим следующие дифференциальные уравнения:

$$\ddot{x}_i + 2\varepsilon_{xi} \dot{x}_i - \sum_{j=1}^k 2\varepsilon_{xij} \frac{\cos \beta_{ji}}{\cos \beta_{ij}} \dot{x}_j + \lambda_{xi}^2 x_i - \sum_{j=1}^k \lambda_{xij}^2 \frac{\cos \beta_{ji}}{\cos \beta_{ij}} x_j = e_i \omega_i^2 \cos \omega_i t + \sum_{j=1}^k \left( \lambda_{xij}^2 \sum_{\xi=1}^{K_{ij}} \left[ \Delta r_{\xi i} \cos(\xi_i \omega_i t + \beta_{\xi i}) + \Delta r_{\xi j} \cos(\xi_j \omega_j t + \beta_{\xi j}) \right] \right); \quad (3.42)$$

$$\ddot{\phi}_i + 2\varepsilon_{\phi i} \dot{\phi}_i - \sum_{j=1}^k 2\varepsilon_{\phi ij} \frac{\cos \beta_{ji}}{\cos \beta_{ij}} \dot{\phi}_j + \lambda_{\phi i}^2 \phi_i - \sum_{j=1}^k \lambda_{\phi ij}^2 \frac{\cos \beta_{ji}}{\cos \beta_{ij}} \phi_j = v_i \omega_i^2 \cos(\omega_i t + \gamma_i). \quad (3.43)$$

Из решения уравнений (3.38;3.42;3.43) могут быть найдены параметры вынужденных колебаний каждого вала батареи от каждого источника, а также частоты и формы свободных колебаний батареи валов.

# Электронный архив УГЛТУ

Рассмотрим на примере гипотетической обобщенной модели двухвальнового пресса методы виброзащиты валов в батареях.

Обобщенная математическая модель наиболее применяемых методов виброзащиты агрегатов: уравнивания роторов, виброизоляции, динамического виброгашения, вибродемпфирования на примере двухмассовой линейной систем представлена (рис. 3.5) в виде двух масс  $m_1$  и  $m_2$ , связанных между собой и стойкой с упругодемпфирующими связями с коэффициентами жесткости  $C_1$ ;  $C_2$ ;  $C_{12}$  и неупругого сопротивления  $b_1$ ;  $b_2$ ;  $b_{12}$ . Кроме того, массы связаны со стойками и между собой дополнительными жесткостями  $C_{1д}$ ;  $C_{2д}$ ;  $C_{12д}$ , подключаемые к работе посредством элементов трения с силами трения  $F_1$ ;  $F_2$ ;  $F_{12}$ . Последние моделируют также демпферы сухого трения и пластически деформируемые элементы.

При линейной постановке задачи периодические функции силового и кинематического возмущения представляются рядами Фурье. Колебания от каждой гармонической составляющей возмущения рассматриваются отдельно.

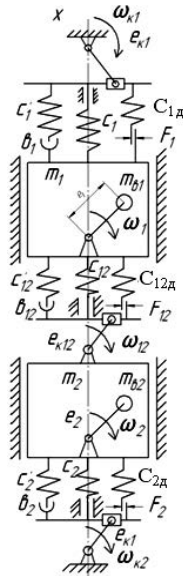


Рис.3.5. Обобщенная динамическая модель методов виброзащиты

Силовое возбуждение вибрации представляется в виде центробежных сил инерции неуравновешенных масс роторов, вращающихся с угло-

# Электронный архив УГЛТУ

вой частотой  $\omega_i$  соответствующей гармонике возмущения и воздействующих на массы  $m_i$  ( $i=1, 2$ )

$$F_{ui} = m_{вi} e_i \omega_i^2 \cos \omega_i t,$$

где  $m_{вi}$ ;  $e_i$ ;  $\omega_i$  – масса, удельный дисбаланс и угловая скорость вращения  $i$ -го неуравновешенного ротора.

Кинематическое возмущение вибрации представляется в виде связи масс  $m_1$  и  $m_2$  между собой и со стойками посредством синусных механизмов, кривошипны которых вращаются с угловыми скоростями  $\omega_{ki}$ . Амплитуды относительных виброперемещений равны радиусам кривошипов  $e_{k1}$ ;  $e_{k2}$ ;  $e_{12}$ . Кинематическое воздействие описывается зависимостью

$$x_{0i} = e_{ki} \cos \omega_{ki} t; \quad i=1; 2; 12.$$

Обобщенная динамическая модель (рис.3.5) представляет собой сочетание моделей Фойта и Максвелла с учетом пластических свойств связей масс между собой и стойкой. В этой модели обобщенные коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений не постоянны, а зависят от виброперемещений и виброскоростей, т. е. модель обладает свойствами нелинейности. Решение задач виброзащиты по этой модели возможно только численным методом.

На данном этапе исследований сведем динамическую модель к линейной системе со связями масс со стойкой и между собой по модели Фойта. Для этого принимаем  $C_i = \infty$ , фрикционную связь  $F_i$  используем лишь для включения и отключения дополнительной жесткости. Коэффициент жесткости связи при включенном элементе дополнительной жесткости будет равен сумме коэффициентов основной и дополнительной связи.

Дифференциальные уравнения, описывающие колебания масс согласно принципу Даламбера, имеют вид:

$$m_1 \ddot{x}_1 + b_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_{01}) + b_{12} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2 - \dot{x}_{012}) + C_1 (x_1 - x_{01}) + C_{12} (x_1 - x_2 - x_{012}) = m_{в1} e_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t; \quad (3.44)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_{21}) + b_{12} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1 - \dot{x}_{012}) + C_2 (x_2 - x_{02}) + C_{12} (x_2 - x_1 - x_{012}) = m_{в2} e_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t, \quad (3.45)$$

где  $x_1$  и  $x_2$  – перемещения масс  $m_1$  и  $m_2$  по оси X.

Представим систему уравнений (3.44; 3.45) в безразмерной форме. Для этого разделим все члены уравнения (3.44) на  $m_1$ , а уравнение (3.45) –

на  $m_2$  и обозначим  $\omega_{01}^2 = \frac{C_1}{m_1}$ ;  $\omega_{012}^2 = \frac{C_{12}}{m_1}$ ;  $\omega_{02}^2 = \frac{C_2}{m_2}$ ;  $\mu = \frac{m_2}{m_1}$ ;  $v_1 = \frac{m_{в1} e_1}{m_1}$ ;

$v_2 = \frac{m_{в2} e_2}{m_2}$ , где  $\omega_{01}$ ;  $\omega_{012}$ ;  $\omega_{02}$  – парциальные собственные частоты колеба-

# Электронный архив УГЛТУ

ний масс;  $\mu$  – отношение масс;  $v_1; v_2$  – меры уровня возбуждающих вибрацию сил из-за неуравновешенности роторов.

Перенесем в правую часть уравнений (3.44; 3.45) параметры, характеризующие кинематическое возбуждение вибрации:

$$\begin{aligned} x_{0i} &= e_{ki} \cos \omega_{ki} t; & \dot{x}_{0i} &= -e_{ki} \omega_{ki} \sin \omega_{ki} t. \\ \ddot{x}_1 + \frac{b_1}{m_1} \dot{x}_1 + \frac{b_{12}}{m_1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \omega_{01}^2 x_1 + \omega_{012}^2 (x_1 - x_2) &= v_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t - \\ - \frac{b_1}{m_1} e_{k1} \omega_{k1} \sin \omega_{k1} t - \frac{b_{12}}{m_1} e_{k12} \omega_{k12} \sin \omega_{k12} t + \omega_{01}^2 e_{k1} \cos \omega_{k1} t + \omega_{01}^2 e_{k12} \cos \omega_{k12} t; \end{aligned} \quad (3.46)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2 + \frac{b_2}{m_2} \dot{x}_2 + \frac{b_{12}}{\mu m_2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \omega_{02}^2 x_2 + \frac{\omega_{012}^2}{\mu} (x_2 - x_1) &= m_{b2} e_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t - \\ - \frac{b_2}{m_2} e_{k2} \omega_{k2} \sin \omega_{k2} t - \frac{b_{12}}{\mu m_1} e_{k12} \omega_{k12} \sin \omega_{k12} t + \omega_{02}^2 e_{k2} \cos \omega_{k2} t + \\ + \frac{\omega_{012}^2}{\mu} e_{k12} \cos \omega_{k12} t. \end{aligned} \quad (3.47)$$

Собственные частоты колебаний определяются из системы соответствующих однородных дифференциальных уравнений (без учета демпфирования  $b_i=0$  и возбуждающих колебания сил):

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + \omega_{01}^2 x_1 + \omega_{012}^2 (x_1 - x_2) &= 0; \\ \ddot{x}_2 + \omega_{02}^2 x_2 + \frac{\omega_{012}^2}{\mu} (x_2 - x_1) &= 0. \end{aligned} \quad (3.48)$$

Решение уравнений (3.48) ищем в виде:

$$x_1 = S_{a1} \cos \omega_0 t; \quad x_2 = S_{a2} \sin \omega_0 t.$$

где  $\omega_0$  – собственная частота колебаний системы.

Собственные частоты колебаний системы равны:

$$\begin{aligned} \omega_0^2 &= \frac{\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{012}^2 \left(1 + \frac{1}{\mu}\right)}{2} \mp \\ \pm \sqrt{\frac{\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{012}^2 \left(1 + \frac{1}{\mu}\right)}{4} - \left(\omega_{01}^2 \omega_{02}^2 + \frac{\omega_{01}^2 \omega_{012}^2}{\mu} + \omega_{02}^2 \omega_{012}^2\right)}. \end{aligned} \quad (3.49)$$

Поскольку динамическая система принята линейной, то на основании принципа суперпозиции колебания системы при кинематическом и силовом воздействии рассматриваются раздельно по каждому возмущению.

# Электронный архив УГЛТУ

Рассмотрим определение параметров вынужденных колебаний масс  $m_1$  и  $m_2$  под воздействием, например, центробежной силы инерции ротора, воздействующей на массу  $m_1$ .

Решение системы уравнений ищем по методу гармонических коэффициентов в виде:

$$x_1 = S_{11} \cos \omega t + S_{12} \sin \omega t; \quad x_2 = S_{21} \cos \omega t + S_{22} \sin \omega t. \quad (3.50)$$

Подстановка (3.50) в систему уравнений (3.46; 3.47) после ряда преобразований приводит к следующей системе алгебраических уравнений, представленных в матричном виде:

$$\begin{pmatrix} (1 + \alpha_1 - \eta_1^2) & \begin{pmatrix} \frac{\eta_1}{x_{p1}} + \frac{\eta_2}{x_{p2}} \end{pmatrix} & -\alpha_1 & -\frac{\eta_{12}}{x_{p12}} \\ \begin{pmatrix} \frac{\eta_1}{x_{p1}} + \frac{\eta_2}{x_{p2}} \end{pmatrix} & (1 + \alpha_1 - \eta_1^2) & \frac{\eta_{12}}{x_{p12}} & -\alpha_1 \\ -\alpha_3 & -\frac{\eta_{12}}{x_{p12} \alpha_2} & (1 + \alpha_3 - \eta_2^2) & \begin{pmatrix} \frac{\eta_2}{x_{p2}} + \frac{\eta_{12}}{x_{p12} \alpha_2} \end{pmatrix} \\ \frac{\eta_{12}}{x_{p12} \alpha_2} & -\alpha_3 & -\begin{pmatrix} \frac{\eta_2}{x_{p2}} + \frac{\eta_{12}}{x_{p12} \alpha_2} \end{pmatrix} & (1 + \alpha_3 - \eta_2^2) \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} S_{11} \\ S_{12} \\ S_{21} \\ S_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_1 \eta_1^2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (3.51)$$

где обозначено:  $\alpha_1 = \frac{\omega_{012}^2}{\omega_{01}^2} = \frac{C_{12}}{C_1}$ ;  $\alpha_2 = \frac{\omega_{02}^2}{\omega_{01}^2} = \frac{C_2}{C_1}$ ;  $\alpha_3 = \frac{\omega_{012}^2}{\omega_{03}^2} = \frac{C_{12}}{C_2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}$ ;

$$\eta_1^2 = \frac{\omega^2}{\omega_{01}^2}; \quad \eta_2^2 = \frac{\omega^2}{\omega_{02}^2}; \quad \eta_{12}^2 = \frac{\omega^2}{\omega_{012}^2}; \quad \omega_{01}^2 = \frac{C_1}{m_1}; \quad \omega_{02}^2 = \frac{C_2}{m_2}; \quad \omega_{012}^2 = \frac{C_{12}}{m_1}; \quad \mu = \frac{m_2}{m_1};$$

$$\frac{1}{x_{p1}} = \frac{b_1}{m_1 \omega_{01}}; \quad \frac{1}{x_{p2}} = \frac{b_2}{m_2 \omega_{02}}; \quad \frac{1}{x_{p12}} = \frac{b_{12}}{m_{12} \omega_{012}}.$$

Из решения системы уравнений (3.51) находятся гармонические коэффициенты  $S_{11}$ ;  $S_{12}$ ;  $S_{21}$ ;  $S_{22}$ , а по значениям этих коэффициентов находятся амплитуды виброперемещений масс  $S_{a1}$  и  $S_{a2}$  и углы сдвига фаз  $\beta_1$  и  $\beta_2$ :

$$S_{a1} = \sqrt{S_{11}^2}; \quad S_{a2} = \sqrt{S_{21}^2}; \quad \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{S_{12}}{S_{11}}; \quad \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{S_{22}}{S_{21}}. \quad (3.52)$$

Колебания масс  $m_1$  и  $m_2$  описываются следующими зависимостями:

$$x_1 = S_{a1} \cos(\omega t + \beta_1); \quad x_2 = S_{a2} \cos(\omega t + \beta_2).$$

От обобщенной модели легко перейти к решению конкретной задачи при любом гармоническом возбуждении, например, к решению задач виб-



роизоляции, динамического виброгашения, колебаний двухвалных пресовых валов и т.п. При решении конкретных задач виброзащиты динамическая модель, представленная на рис.3.5, и система алгебраических уравнений (3.46 и 3.47) упрощаются. Рассмотрим некоторые частные решения задач виброзащиты.

В динамической модели виброизоляции машины на упруго-демпфируемой поддерживающей конструкции (рис.3.6, а)  $m_1$  – масса виброизолируемой машины;  $m_2$  – масса поддерживающей конструкции (фундамента, рамы, строительной конструкции);  $C_1=0$ ;  $b_1=0$ . В дифференциальном уравнении (3.44) слагаемые  $b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_{01})$  и  $C_1(x_1 - x_{01})$  отсутствуют. Система дифференциальных уравнений (3.46 и 3.47) приобретает вид:

$$\ddot{x}_1 + \frac{b_{12}}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \omega_{012}^2(x_1 - x_2) = v_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t; \tag{3.53}$$

$$\ddot{x}_2 + \frac{b_2}{m_2} \dot{x}_2 + \frac{b_{12}}{\mu m_1}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \omega_{02}^2 x_2 + \frac{\omega_{012}^2}{\mu}(x_2 - x_1) = 0.$$

В динамической модели виброгашения (рис.3.6, б)  $m_1$  – масса машины;  $m_2$  – масса динамического гасителя;  $C_2=0$ ;  $b_2=0$ . Система дифференциальных уравнений приобретает вид:

$$\ddot{x}_1 + \frac{b_1}{m_1} \dot{x}_1 + \frac{b_{12}}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \omega_{012}^2 x_1 + \omega_{012}^2(x_1 - x_2) = v_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t; \tag{3.54}$$

$$\ddot{x}_2 + \frac{b_{12}}{\mu m_1}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{\omega_{012}^2}{\mu}(x_2 - x_1) = 0.$$

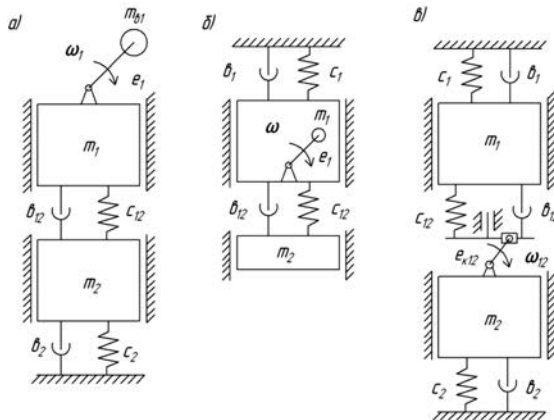


Рис. 3.6. Динамические модели виброизоляции (а), динамического виброгашения (б) и колебаний двухвального пресса (в)

# Электронный архив УГЛТУ

На рис. 3.6, в приведена динамическая модель двухвального пресса при возбуждении вибрации, например, нецилиндричностью валов или неоднородностью сукна. На рисунке показано:  $m_1$  и  $m_2$  – массы валов;  $C_1$ ;  $b_1$  и  $C_2$ ;  $b_2$  – коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений соответственно первого и второго валов;  $C_{12}$ ;  $b_{12}$  – то же в контакте валов.

Дифференциальные уравнения колебаний валов имеют вид:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + \frac{b_1}{m_1} \dot{x}_1 + \frac{b_{12}}{m_1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \omega_{01}^2 x_1 + \omega_{012}^2 (x_1 - x_2) &= \\ &= -\frac{b_{12}}{m_1} e_{k12} \omega_{k12} \sin \omega_{k12} t + \omega_{01}^2 e_{k12} \cos \omega_{k12} t; \\ \ddot{x}_2 + \frac{b_2}{m_2} \dot{x}_2 + \frac{b_{12}}{\mu m_1} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \omega_{02}^2 x_2 + \frac{\omega_{012}^2}{\mu} (x_2 - x_1) &= \\ &= \frac{b_{12}}{\mu m_1} e_{k12} \omega_{k12} \sin \omega_{k12} t - \frac{\omega_{012}^2}{\mu} e_{k12} \cos \omega_{k12} t. \end{aligned} \tag{3.55}$$

### 3.3. Особенности моделирования вибрации специфических валов

В БМ и ОМ используются уникальные валы, не встречающиеся в других отраслях техники: отсасывающие, гранитные, набивные, с регулируемым прогибом. Характерная особенность этих валов – наличие двух соосных взаимосвязанных элементов. В отсасывающих валах такими элементами являются вращающаяся рубашка вала и неподвижная отсасывающая камера, связанные между собой упругодемпфирующими связями в виде подшипниковых опор и уплотнений отсасывающей камеры. В валах с регулируемым прогибом на гидравлической поддержке неподвижная ось (сердечник) и вращающаяся рубашка связаны гидравлическими элементами и подшипниками качения. В гранитных валах сердечник и рубашка связаны посредством цементной заливки или полимера. Расчетная схема этих валов сводится к системе двух соосных сопрягаемых между собой и неподвижным основанием стержней с сосредоточенными и распределенными, упругими и упругодемпфирующими связями. Обобщенная динамическая модель представлена на рис.3.7, а, где обозначено:  $E_k$ ,  $\rho_k$ ,  $S_k$ ,  $I_k$  и  $E_p$ ,  $\rho_p$ ,  $S_p$ ,  $I_p$  – модули упругости и плотность материала, площади и моменты инерции сечения соответственно оси (сердечника, камеры) и рубашки вала;  $C_i$ ,  $b_i$  ( $i=1,2,\dots,6$ ) и  $C_{ib}$ ,  $b_{ib}$  ( $i=3,6$ ) – коэффициенты жесткости, неупругих сопротивлений сосредоточенных опор соответственно линейные и угловые;  $C_{op}$ ,  $b_{op}$ ,  $C_{ok}$ ,  $b_{ok}$  – коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений распределенных опор соответственно между рубашкой ва-

## Электронный архив УГЛТУ

ла и опорой, между рубашкой вала и камерой (осью);  $V_k$  и  $V$  – длины распределенных опор;  $a_i$  ( $i=1,2,\dots,5$ ) – расстояния между опорами.

Динамические модели конкретных валов являются частными случаями обобщенной динамической модели. Например, в модели отсасывающих валов (рис. 3.7, б) отсутствуют опоры  $N$  и  $E$  и  $a_4=a_5=0$ ; в модели валов, рубашка которых защемлена на вращающейся или неподвижной оси (рис. 3.7, в), отсутствуют сосредоточенные опоры  $A$  и  $N$  и распределенная опора между осью и рубашкой.

При выборе динамических моделей сложных валов приняты те же допущения, что и при расчете трубчатых валов. При этих допущениях пространственная модель сложного вала сводится к плоской модели двух соосных сопрягаемых однопролетных балок с линейными и угловыми упругодемпфирующими опорами по их концам, имеющих между собой сосредоточенные и распределенные упругодемпфирующие связи. Параметры поперечного сечения, погонная масса балок могут быть переменными по длине, но в любом случае их можно представить кусочно-постоянными. В расчетной модели балки разбиваются на участки с постоянными значениями массово-жесткостных характеристик. Для обеих балок границы участков должны совпадать. Причем эти границы принимаются по опорам и сосредоточенным связям.

В этом подразделе рассматривается оценка нагруженности цапф и подшипников качения, которая для валов с регулируемым прогибом принципиально не отличается от определения нагруженности трубчатых валов.

Вибрационное состояние специальных валов и цилиндров также не приводится, поскольку специальные валы имеют большой диаметр и малую частоту вращения. Частота собственных колебаний этих валов значительно превышает частоту их вращения. Поэтому при существующих режимах работы машин определение вибрационного состояния валов не является первоочередной задачей.

Рассмотрим нагруженность подшипников качения и цапф отсасывающих валов. К отсасывающим валам относятся вакуум-формующие валы и гауч-валы сеточной (формующей) части, вакуум-пересасывающие, отсасывающие прессовые валы прессовой части, вакуум-формующие цилиндры картоноделательных машин.

Отсасывающие валы имеют несколько конструктивных решений. Для примера рассмотрим конструкцию вакуум-пересасывающего вала трехвального пресса (рис.3.8). Отсасывающий вал состоит из перфорированной рубашки вала с резиновым или полиуретановым покрытием. Цапфа с приводной стороны опирается через подшипник качения на станину.

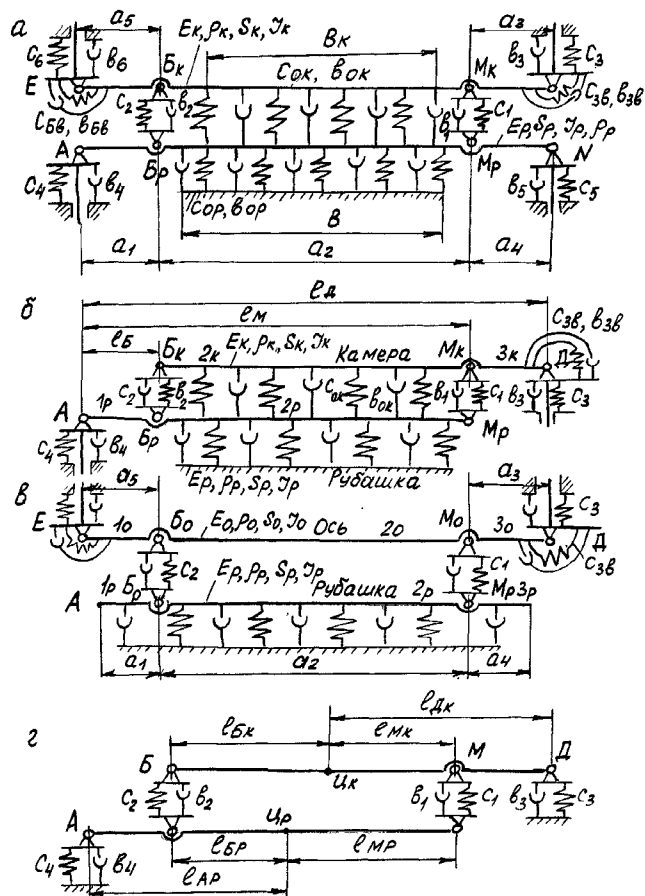


Рис. 3.7. Динамические модели сложных валов: а – обобщенная; б – отсасывающего вала; в – с одной осью; г – упрощенная отсасывающего вала

Внутри рубашки установлена неподвижная отсасывающая камера, состоящая в большинстве случаев из двух разделенных отсеков, которая, с одной стороны, поддерживается подшипником, расположенным в приводной цапфе, а с другой (лицевой) стороны смонтирована в стойке. Для предотвращения засасывания воздуха камера имеет систему уплотнений. В некоторых конструкциях отсасывающих валов лицевой подшипник рубашки вала опирается на корпус отсасывающей камеры. Упрощенная схема такого вала показана на рисунке 3.7, г.

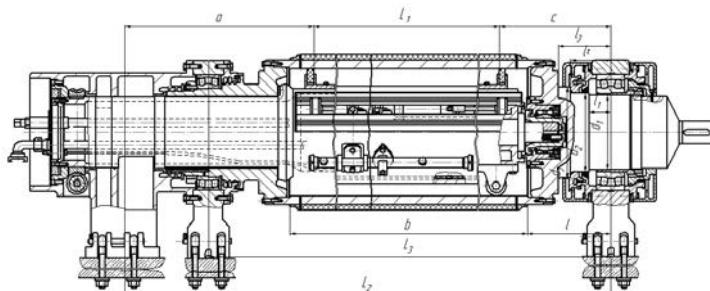


Рис. 3.8. Вакум-пересасывающий вал трехвального пресса

Общими признаками отсасывающих валов различной конструкции и назначения является то, что они межопорные, с распределенными параметрами, с перфорированной рубашкой и наличием отсасывающей камеры, вращающиеся в самоустанавливающихся подшипниках качения.

На отсасывающие валы действуют нагрузки от собственного веса, от натяжения сетки, крутящий момент привода; центробежные силы инерции неуравновешенных масс рубашки, воздействие вакуума в отсасывающей камере. Особенности условий работы отсасывающих валов в прессовых частях являются высокие линейные нагрузки от прижима смежных валов.

Определение нагрузок на опоры вала по рис. 3.8 не требует объяснений. Они находятся как для межопорных балок.

Нагрузки на подшипниковые опоры вала по схеме (рис.3.7, г) из условия равновесия вала равны:

$$F_A = \frac{F_p(I_{Mp} + I_{Dk} - I_{Mk}) + F_k I_{Dk}}{I_{Ap} + I_{Mp} + I_{Dk} - I_{Mk}}; \quad F_D = F_p + F_k - F_A; \quad (3.56)$$

$$F_B = F_D \frac{I_{Dk} - I_{Mk}}{I_{Bk} + I_{Mk}}; \quad F_M = F_A \frac{I_{Ap} - I_{Bp}}{I_{Bp} - I_{Mp}}.$$

### 3.4. Диагностирование валов, цилиндров, привода

Как уже отмечалось, значительная часть оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств относится к ротационным агрегатам. Диагностика этого оборудования – преимущественно диагностика валов, цилиндров, роторов. По диагностике валов имеется обширная литература [13-24]. Но валы целлюлозно-бумажных производств имеют определенную специфику. Только в оборудовании ЦБП имеются валы с регулируемым прогибом на гидроподдержке, гранитные валы, от-

## Электронный архив УГЛТУ

сасывающие валы с вакуум-камерами. Своеобразным ротором являются рулоны бумаги. Большинство валов работают в батареях (с контактом по образующей). В захватах валов находится материал, обладающий реологическими свойствами (бумага, картон, сукна, набивка валов). Цилиндры имеют внутреннее давление. Некоторые роторы вращаются в жидкости или с жидкостью. При диагностировании возникает необходимость диагностировать валы, имеющие групповые динамические воздействия.

Привод ротационных машин обычно состоит из электродвигателей постоянного или переменного тока, передаточного механизма, чаще всего зубчатой или ременной передачи и соединительных звеньев: муфт, промежуточных валов. Так что диагностирование технического состояния бумагоделательных и отделочных машин это, прежде всего, диагностирование валов, цилиндров, электродвигателей, зубчатых, ременных и других передач.

Валы и цилиндры (далее роторы) имеют следующие структурные параметры ТС (дефекты, отклонения, повреждения):

- неуровненность;
- биение рабочей поверхности;
- нецилиндричность (овальность, волнистость, огранка) рабочей поверхности;
- непараллельность осей сопрягаемых роторов;
- неоднородность свойств материала в захватах роторов;
- неоднородность упругих свойств облицовки;
- трещины в корпусе и цапфах;
- несоосность роторов, соединяемых муфтами, внутренняя несоосность муфт, дефекты и повреждения муфт;
- ослабления крепления деталей и опорных конструкции роторов и др.

Виброактивность валов зависит от величины перечисленных структурных параметров. Фактором, усиливающим проявление указанных структурных параметров, является соотношение между частотами возбуждающих вибрацию сил и низшими собственными частотами колебаний роторов (критическими частотами).

Интегральной характеристикой ТС валов, диагностическим признаком ряда дефектов, возникающих при монтаже и эксплуатации, является обратная (роторная) вибрация. Обратной называется вибрация с частотой, равной частоте вращения вала.

К обратной вибрации приводят следующие структурные параметры ТС роторов: неуровненность и прогиб роторов; несоосность сопрягаемых роторов; трещины в корпусе и цапфе; износ и повреждения элементов муфт, внутренняя несоосность и дефекты муфт, при которых пе-

редача крутящего момента осуществляется не всеми элементами (пальцами, зубьями) и вследствие чего возникает: кривошипный эффект муфт.

На частотах, кратных оборотной частоте, возбуждается вибрация, вызванная неравномерным износом поверхностей, неравномерностью толщины и неоднородностью упругих свойств облицовки сопрягаемых роторов. С удвоенной оборотной частотой возбуждается вибрация роторов при наличии значительной несоосности в карданном приводе. В низкочастотной области с частотой, кратной частоте пробегов сукна возбуждается вибрация, вызываемая износом, загрязнением и неоднородными свойствами сукон.

Оценивание ТС роторов по перечисленным структурным параметрам осуществляется путем измерения амплитудного или пикового значений виброперемещения и (или) среднего квадратического значения виброскоростей в октавных полосах частот корпусов подшипниковых узлов в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Измеренные параметры вибрации сопоставляются с допустимыми значениями. Если параметры вибрации не превышают допустимых значений, то ротор следует считать по перечисленным структурным параметрам ТС исправным. Если параметры вибрации превышают допустимые значения, то необходимо идентифицировать дефект с целью его устранения. Рассмотрим диагностические признаки основных структурных параметров валов и цилиндров БМ и роторов вспомогательного оборудования.

Неуравновешенность масс роторов (дисбаланс, дебаланс, небаланс) является одним из распространенных дефектов оборудования, одним из основных источников вибрации. Неуравновешенность роторов проявляется в несовпадении линии центров масс с осью их вращения. Различают статическую, моментную и динамическую неуравновешенность ротора. Измерение дисбалансов валов на машине сложная задача, соизмеримая по сложности с балансировкой. Поэтому это измерение только с целью оценки их неуравновешенности проводить не следует. Обобщенным критерием неуравновешенности валов, наиболее доступным для измерения в условиях эксплуатации оборудования, является вибрация конструкций. Параметры вибрации являются достаточно полным диагностическим признаком неуравновешенности роторов. Причем наибольшую доступную для измерения информацию о неуравновешенности валов несет вибрация корпусов подшипниковых узлов валов.

Силы инерции неуравновешенного вала возбуждают вибрацию оборудования преимущественно с частотой вращения вала (оборотной частотой). Поэтому неуравновешенность роторов оборудования при его эксплуатации рекомендуется оценивать по параметрам вибрации подшипниковых опор на частотах вращения роторов при рабочей скорости ма-

шины. Вибрацию следует измерять в трех направлениях: вертикальном Z, горизонтальном радиальном X, горизонтально-аксиальном Y относительно оси ротора; для валов на рычагах в направлении  $\tau$ , касательном к траектории движения оси вала. Если параметры вибрации подшипниковых опор не превышают допустимые значения, то вал балансировать не следует.

Характерные признаки и особенности вибросигнала от неуравновешенности следующие:

1) наибольшая мощность сигнала (60...80%) сосредотачивается в первой гармонике ВС (на оборотной частоте); остальные 20-40% мощности вибросигнала относятся к супергармоническим составляющим оборотной частоты ротора, возникающим из-за нелинейности опор и повышенных радиальных зазорах в подшипниках;

2) виброперемещения корпуса подшипника в плоскости, перпендикулярной оси ротора, имеют форму эллипса с большей осью, совпадающей с более податливым направлением опоры, а при повышенных зазорах в подшипниках - в направлении, перпендикулярном линии действия статической нагрузки. Угол сдвига фаз вибрации в двух взаимно перпендикулярных направлениях составляет 90 или 270° в зависимости от направления вращения ротора;

3) динамический прогиб ротора от неуравновешенности вызывает появление аксиальной составляющей колебаний. Из-за ярко выраженной нелинейности подшипников в аксиальном направлении возможно появление наряду с первой гармоникой колебаний, второй, третьей и более высоких гармоник;

4) с увеличением частоты вращения жесткого ротора вибрация от неуравновешенности резко возрастает, гибкого ротора – падает;

5) вибрация слабо зависит от нагруженности ротора крутящим моментом;

6) при статической неуравновешенности межопорного ротора, фазы колебаний корпусов подшипников с обеих сторон совпадают. Корпусы подшипников консольного ротора колеблются в противофазе. При динамической неуравновешенности роторов колебания обеих опор не совпадают ни по величине, ни по фазе;

7) тепловой дисбаланс ротора проявляется по наличию вибрации ротора в период пуска и разогрева при работе машины. Неравномерный нагрев ротора приводит к его деформации и, как следствие, к дисбалансу;

8) при наличии в роторе упругих элементов с трением, деформирующихся под действием центробежных сил скачкообразно возникает дисбаланс с гистерезисом при пуске на большей частоте, чем при остановке;



# Электронный архив УГЛТУ

9) при наличии гидравлической неуравновешенности в агрегатах с роторами, вращающимися в жидкости, появляются колебания в форме биений с периодом, превышающим период цикла ротора на порядок. В спектре колебаний обнаруживается частота, несколько меньшая частоты вращения ротора, а временная запись имеет форму биений.

Колебания диагностируемого вала или цилиндра могут возбуждаться валами или цилиндрами, работающими на той же частоте вращения. Поэтому при превышении допустимых параметров вибрации рекомендуется при останове машины повторно измерить вибрацию при разгоне до рабочей скорости одного вала, если он приводной, или одной секции машины (для исключения влияния смежных секций), и результаты измерения снова сравнить с нормативными значениями. При этом следует иметь в виду, что причинами вибрации подшипниковых опор на оборотной частоте вращения вала, кроме неуравновешенности масс, могут быть несоосность роторов; внутренняя несоосность и кривошипный эффект муфт, биение рабочих поверхностей сопрягаемых валов, поперечные трещины в валах. Следует отметить, что динамические воздействия от кривошипного эффекта муфты многократно превышают центробежные силы инерции неуравновешенных масс роторов.

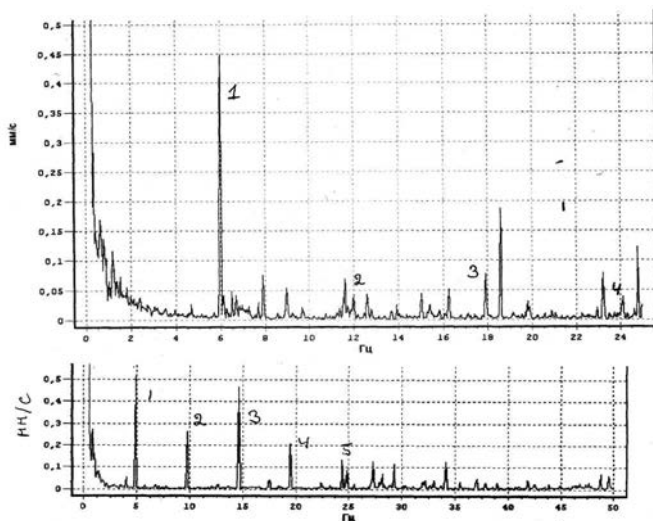


Рис.3.9.Спектры СКЗ виброскорости сукноведущих валов

При ослаблениях крепления корпусов подшипников роторов, корпусов электрических двигателей («мягкая» лапа), малой жесткости опорных рам, ослаблений болтовых стыков и фундаментных болтов и при про-

чих проявлениях слабины даже при незначительной неуравновешенности ротора, не превышающей допустимых значений, может возникать интенсивная вибрация корпусов подшипников на оборотной частоте. Это может привести к ошибкам при принятии решений о балансировке роторов. Проблемно также принятие решений о балансировке роторов по параметрам вибрации роторов, вращающихся в резонансном и в околорезонансном режимах собственно ротора и поддерживающих конструкций. Предварительно необходим вывод ротора из резонанса.

При оценке неуравновешенности ротора и принятии решения о его балансировке можно принять следующую рекомендацию. Если мощность ВС на оборотной частоте от неуравновешенности составляет менее половины от мощности всего ВС, то до балансировки следует устранить все другие причины повышенной вибрации ротора. Приведем для примера спектры СКЗ виброскорости двух сетководящих валов (рис.3.9). На этих спектрах обозначены СКЗ виброскорости на оборотной частоте вала (1) и на гармониках оборотной частоты (2,3,4...). На верхнем спектре большая часть мощности вибросигнала сосредоточена на оборотной частоте, на нижнем – на гармониках оборотной частоты.

По этим спектрам можно предположить, что причина вибрации первого вала (верхний спектр) – неуравновешенность его масс. Гармоники второго вала (нижний спектр) свидетельствуют о повышенном радиальном зазоре подшипников и недостаточной жесткости кронштейнов корпусов подшипников. Рассмотрим основные диагностические признаки перечисленных дефектов, которые необходимо знать при решении задач балансировки роторов.

При несоосности соединяемых муфтами роторов, а также при внутренней несоосности муфт, возбуждается вибрация подшипниковых опор на оборотных частотах и на частотах, кратным оборотным. Но в отличие от вибрации, возбуждаемой центробежными силами инерции, вибрация от несоосности более интенсивно возбуждается на второй и более высоких гармонических составляющих. При этих дефектах возбуждается вибрация подшипниковых опор обоих роторов, соединенных муфтой. Причем опоры с левой и правой стороны от муфты колеблются в противофазах. Вибрация опор вблизи муфты существенно больше вибрации опор вдали от муфты. В некоторых случаях несоосность валов и внутренняя несоосность муфт выявляется по перемещениям удаленного от муфты корпуса подшипника с ослабленными болтовыми соединениями при медленном проворачивании ротора. И, наконец, параметры вибрации от несоосности роторов изменяются слабо при изменении частоты вращения роторов.

При кривошипном эффекте муфты, возникающем при неравномерном распределении передаваемого момента между дискретными элементами муфты, возбуждается вибрация корпусов подшипников с обеих сторон от муфты на оборотной и кратной оборотной частотах. Например, во втулочно-пальцевой муфте кривошипный эффект возникает из-за неравномерного распределения передаваемого момента между пальцами. Параметры вибрации при кривошипном эффекте муфты зависят от величины передаваемого момента.

При появлении поперечной трещины в валу возбуждаются параметрические колебания ротора и его подшипниковых узлов с частотами, оборотными или кратными оборотным. Причем гармонические составляющие оборотных частот в большинстве случаев преобладают по интенсивности над оборотными составляющими. Характерным диагностическим признаком развивающейся трещины является быстрое нарастание параметров вибрации во времени. Параметры же вибрации на оборотной частоте от других дефектов, в частности от неуравновешенности роторов, практически стабильны во времени.

Динамический прогиб ротора выявляется по его биениям при работе агрегата в случае отсутствия статического прогиба, выявляемого при медленном проворачивании ротора.

Для окончательного решения о необходимости балансировки ротора необходимо устранить все перечисленные выше дефекты, вновь измерить параметры вибрации, сравнить эти параметры с допустимыми значениями и, при превышении допустимых значений вибрации, принять решения о необходимости балансировки роторов. Заметим, что в производственной практике нередки случаи, когда на балансировку отправляется ротора, по результатам измеренной вибрации, возбуждаемой другими дефектами, а не центробежными силами неуравновешенных масс ротора.

В некоторых случаях возникает необходимость выявления вида неуравновешенности роторов: статической или динамической. Диагностическим признаком статической неуравновешенности являются синфазные колебания обеих подшипниковых опор межопорного ротора или противофазных колебаний подшипниковых опор консольного ротора. При динамической неуравновешенности вибрация подшипниковых опор отличается по фазе находящейся в пределах  $0...2\pi$  рад.

Для оценивания неуравновешенности валов из спектра следует брать среднеквадратическое значение виброскорости, соответствующее частоте вращения вала. Если измеряется виброперемещение, то допустимая амплитуда виброперемещений  $[S_a]$ , мкм, подшипниковых опор на частоте вращения вала определяется по формуле

## Электронный архив УГЛТУ

$$S_a = 1,35 \cdot 10^4 V_e / n, \quad (3.57)$$

где  $V_e$  – среднеквадратическое значение виброскорости, мм/с;

$n$  – частота вращения вала, об/мин.

Итак, перед балансировкой необходимо устранить выявленные при диагностировании источники вибрации ротора на оборотной частоте. Кроме того, следует проверить: наличие смазки и ее соответствие требованиям эксплуатации оборудования; а также исключить маятниковый резонанс подшипниковых опор. Для этого нужно воспользоваться формулой

$$f_M = \frac{1}{2\pi} \sqrt{2 \frac{g}{\Delta}},$$

где  $g=9,81$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\Delta$  – рабочий зазор подшипника, м.

Сведения о диагностических признаках структурных параметров технического состояния валов и роторов приведены в приложении.

Валы, входящие в батареи, кроме вибрации, характерной для одиночных валов, имеют следующие виды вибрации, обусловленные взаимодействием валов между собой, с сукном и бумагой:

- вынужденную при кинематическом воздействии волнистости и огранки валов, неравномерной толщины сукон и бумаги;

- параметрическую из-за неравномерной жесткости облицовки валов, сукна, бумаги, неравномерной толщины отбеленного слоя в валах каландра;

- автофрикционную при перекосе валов;

- самовозбуждающуюся.

Нецилиндричность рабочей поверхности валов (некруглость сечений) выражается в общем случае зависимостью

$$r = r_0 + \sum_{i=1}^k \Delta r_i \cos(i\varphi + \beta_i), \quad (3.58)$$

где  $r$  – текущее значение радиуса поверхности вала;

$r_0$  – среднее (номинальное) значение радиуса поверхности вала;

$i$  – номер гармоники отклонений радиуса вала от номинального значения,  $i=1,2,3\dots k$ ;

$\Delta r_i$  – амплитуда отклонений радиуса вала от номинального значения  $i$ -ой гармоники;

$\varphi$  – угол поворота радиус-вектора рабочей поверхности вала от произвольной точки отсчета;

$\beta_i$  – угол сдвига фаз  $i$ -ой гармоники отклонений радиуса вала.

Формула (3.58) описывает при  $i=1$  биение вала, при  $i=2$  – овальность сечения, при  $i \geq 3$  – волнистость поверхности (рис. 3.10). Возможна также

огранка поверхности валов, образующаяся при ударе валов или «пролежней» при их неправильном хранении.

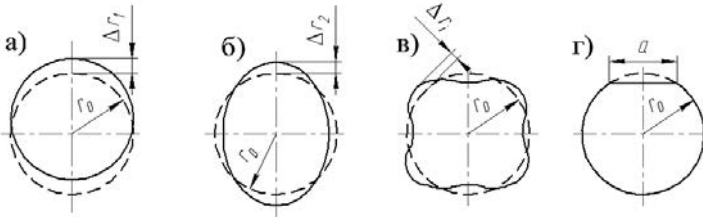


Рис. 3.10. Нецилиндричность рабочей поверхности сопрягаемых валов: а–биение; б–овальность; в–волнистость; г–огранка

Нецилиндричность рабочей поверхности вала при его вращении с частотой  $\omega$  приводит к кинематическому возбуждению вибрации. Кинематическое возбуждение вибрации представляется в виде перемещения основания

$$S_o = \sum_{i=1}^k \Delta r_i \cos(i\omega t + \beta_i). \quad (3.59)$$

Кинематическое возбуждение осуществляется от нецилиндричности любого из сопрягаемых валов. Кроме того, причиной кинематического возбуждения может быть неравномерная толщина материала, например сукна в прессах

$$b = b_o + \sum_{i=1}^k \Delta b_{ci} \cos(i\omega_c t + \beta_i), \quad (3.60)$$

где  $b_o$  – номинальная толщина сукна;

$\Delta b_{ci}$  – амплитуда  $i$ -ой гармоники отклонений толщины сукна от номинального значения;

$\omega_c$  – угловая частота пробегса сукна.

Кинематическое возбуждение вибрации представляется как относительное перемещение сопрягаемых валов  $z_1 - z_2$

$$z_o = z_1 - z_2 = \sum_{i=1}^k \Delta b_{ci} \cos(i\omega_c t + \beta_i). \quad (3.61)$$

Кинематическое воздействие возбуждает вибрацию с частотами, равными и кратными оборотной частоте вращения вала с нецилиндрической поверхностью и на частоте пробегса сукна.

Динамические воздействия на валы при огранке одного из них имеют характер периодически повторяющихся импульсов. Продолжительность импульсов существенно меньше их периода. При таком воздействии

возбуждается вибрация на собственных частотах системы валов, модулированных обратными частотами валов с огранкой.

Распределенная жесткость  $C_0$  в контакте сопрягаемых валов не является постоянной, а имеет периодически изменяющуюся часть из-за неоднородности сукна и обрешивки прессовых частей, т.е.

$$C_0 = C_{\text{const}} + \sum_{i=1}^k \Delta C_{oi} \cos(i\omega_j t + \beta_i), \quad (3.62)$$

где  $C_{\text{const}}$  – постоянная составляющая жесткости;  $\Delta C_{oi}$  – амплитуда  $i$ -ой гармоники переменной составляющей жесткости;  $\omega_j$  – основная круговая частота переменной составляющей жесткости.

Периодически изменяющаяся жесткость  $C_0$  является источником параметрической вибрации валов с частотами, равными и кратными частотам изменения жесткости, которые, в свою очередь, равны и кратны частотам вращения валов и пробега сукна.

При непараллельности осей сопрягаемых валов в батарее на валы действует осевая составляющая, сдвигающая валы в противоположном направлении и вызывающая упругие деформации опор валов. В момент, когда упругие силы превысят силу трения между валами, происходит «срыв» валов и их движение в противоположном сдвигу направлении. Возбуждаются свободные затухающие колебания конструкции. Периодичность чередования импульсов имеет случайный характер. Таким образом, диагностическим признаком перекоса валов являются автофрикционные аксиальные колебания со случайностью повторения импульсов.

При относительных колебаниях валов в обрешивке валов, в сукнах, в поверхностных слоях бумаги в рулонах, находящихся в зоне контакта, образуется остаточная деформация («след») в виде волны. В случаях, когда впадина волны попадает в зону контакта в момент сближения валов при вибрации, а гребень волны – в момент удаления, деформация возрастает, увеличивая параметры вибрации. Деформация и вибрация прогрессивно увеличиваются от цикла к циклу, возникает ускоренный износ облицовки и сукна в зоне контакта.

В прессовой части БМ самовозбуждающиеся колебания возникают при кратности частот вращения валов и частот пробега сукна, а также кратности частот свободных колебаний прижимных валов с частотами пробега сукна или с частотами вращения валов с обрешивкой.

В первом случае самовозбуждающиеся колебания не зависят от скорости машины, а зависят только от кратности отношений длины сукна и длины окружности валов, в контакте которых находится сукно. Например, во втором прессе, состоящем из гранитного вала  $\varnothing 800$  мм и  $\varnothing 850$  мм самовозбуждение колебаний возможно при длине сукна 15,1 и 17,6 м (крат-

## Электронный архив УГЛТУ

ности 6 и 7 относительно гранитного вала), также 16,1 м и 18,7 м (кратность 6 и 7 относительно отсасывающего вала).

Во втором случае самовозбуждающиеся колебания возникают при определенном соотношении трех параметров: собственной частоты колебаний прижимного вала  $f_0$ , длины сукна  $L_c$  или диаметра обрезиненного вала  $d_b$  и скорости прессовой части  $V_{nc}$ . Длина сукна будет кратна длине волны на сукне при скорости прессовой части

$$V_{nc} = \frac{60f_0L_c}{K}. \quad (3.63)$$

Длина окружности обрезиненного вала будет кратна длине волны на обрешинке при скорости прессовой части

$$V_{nc} = \frac{60f_0\pi d_b}{K}, \quad (3.64)$$

где  $K$  – целое число.

Пусть, например,  $f_0=12$  Гц;  $L_c=16,5$  м;  $d_b=0,85$  м, скорости прессовой части, при которых возможны самовозбуждающиеся колебания, равны:

- по сукну – 380, 393, 409,6,... м/мин;
- по обрешинке вала – 327, 392, 490, 654,... м/мин.

Следует отметить, что собственная частота колебаний прижимного вала зависит от усилия прижима и находится в определенном диапазоне частот. Сукно также нестабильно по длине из-за его вытяжки и упругого удлинения при изменении натяжения. Появление самовозбуждающейся вибрации случайно и вероятно во всем диапазоне рабочих скоростей БМ. Прогнозирование этой вибрации невозможно, но ее можно диагностировать по появлению в спектре интенсивной быстро нарастающей вибрации на частотах, близких к собственным частотам колебаний прижимных валов прессов.

Самовозбуждение вибрации происходит только при точном значении скоростей прессовой части  $V_{nc}$ . Предотвращение развития самовозбуждающейся вибрации обеспечивается незначительным изменением скорости пресса на величину  $\Delta V \approx \pm 0,01 V_{nc}$ . Даже изменение линейного давления в прессе или усилия натяжения сукна способно ослабить развитие самовозбуждающейся вибрации.

В накатах БМ, продольно-резательных станков, суперкаландров диаметры рулонов, а, следовательно, частота их вращения переменны. Самовозбуждение вибрации на той или иной скорости наката возможно только при определенном значении диаметра рулона. Самовозбуждение вибрации можно предотвратить подбором соответствующих скоростей станка в зависимости от диаметра рулона.

При отслоении обрешинки прессовых валов жесткость контакта валов приобретает ярко выраженные нелинейные свойства, что приводит к

## Электронный архив УГЛТУ

появлению интенсивной вибрации пресса на оборотной частоте вала с дефектной облицовкой и на гармониках этой частоты, что является диагностическим признаком отслоения облицовки. Дополнительный признак дефекта – внезапное появление этой вибрации и быстрое развитие ее интенсивности.

Структурные параметры технического состояния валов, цилиндров, роторов и их диагностические признаки приведены в приложении.

В технологическом оборудовании ЦБП широко используются крупногабаритные тяжело нагруженные подшипники качения преимущественно самоустанавливающиеся роликовые двухрядные. Особенностью этих подшипников является повышенный радиальный зазор и малая частота вращения ротора (100...200 об/мин и менее). Если методы диагностирования высокоскоростных подшипников и подшипников со средней частотой вращения разработаны, то диагностирование малооборотных крупногабаритных подшипников имеет определенную специфику.

Известно, что структурными параметрами ТС подшипников (дефектами) являются несовершенства изготовления и погрешности монтажа, дефекты, возникающие при их эксплуатации. К несовершенствам изготовления относятся: погрешности посадочных мест внутренних и наружных колец; погрешности формы беговых дорожек, колец и тел качения (волнистость, шероховатость, огранка); погрешности сепараторов; непараллельность или неперпендикулярность боковых поверхностей колец; разностенность колец и разноразмерность тел качения. К погрешностям сборки относятся: перекосы колец; изменение формы беговых дорожек колец при посадке их на цапфу вала или в корпус; отклонение радиального зазора в подшипнике от номинальных значений. К дефектам, возникающим при эксплуатации подшипников, относятся: неравномерный износ, выкрашивание беговых дорожек и тел качения; раковины на беговых дорожках и телах качения; трещины колец подшипника; разрушение сепаратора; отсутствие, загрязнение и коксование смазки, посторонние включения; проворачивание кольца в посадочном месте подшипника.

Наиболее распространенным и опасным дефектом изготовления малооборотных крупногабаритных подшипников качения является разноразмерность роликов, а распространенным дефектом монтажа и сборки подшипниковых узлов – нецилиндричность посадочных мест колец подшипника, а также перекосы колец подшипника из-за несоосности и перекосов осей ротора и подшипниковых узлов. Нецилиндричность посадочных мест корпуса подшипника и цапфы ротора приводит к неравномерности радиального зазора подшипника из-за деформации колец, копирующих посадочные места. Разноразмерность тел качения и нецилиндричность посадочных мест приводит к неравномерной нагрузке на тела каче-



ния, что приводит к снижению долговечности подшипников и к кинематическому возбуждению вибрации корпусов подшипников и ротора. Чередование размеров тел качения при их разноразмерности случайно, но это случайное чередование периодически повторяется с частотой вращения сепаратора. При этом возбуждается вибрация корпусов подшипников и ротора с частотами, равными и кратными частоте вращения сепаратора  $f_c$

$$f = k_1 f_{\Pi} \pm k_2 f_c; \quad k_{1,2} = 1, 2, 3, \dots$$

Подшипниковая и частота вращения сепаратора связаны соотношением  $f_{\Pi} = f_c z$ , где  $z$  – число тел качения.

Нецилиндричность посадочных мест колец подшипника приводит к волнистости беговых дорожек. Наибольшее влияние на вибрацию корпусов подшипников и роторов оказывает волнистость подвижного кольца. Частота вибрации равна  $f = k_B f_{об}$ , где  $k_B = 2, 3, \dots$  – число волн на беговой дорожке. Заметим, что чаще всего встречаются формы нецилиндричности посадочных мест: овальность ( $k_B = 2$ ) и трехвершинная огранка ( $k_B = 3$ ).

Рабочей поверхностью наружного кольца самоустанавливающегося подшипника является сфера, что обеспечивает работу подшипника при значительном перекосе ( $2 \dots 3^\circ$ ) внутреннего кольца относительно наружного. При установке вала и корпусов подшипника с перекосом точка контакта тел качения с беговой дорожкой наружного кольца перемещается в осевом направлении. Возникает возвратно-поступательное перемещение тел качения по сферической поверхности наружного кольца подшипника, что приводит к появлению переменной осевой составляющей реакции наружного кольца подшипника на тела качения, а через них на внутреннее кольцо и на вал. Перекос колец подшипников является источником аксиальной вибрации корпусов подшипников с частотой вращения вала и, из-за нелинейности опор в осевом направлении, с частотами, кратными частоте вращения вала.

При эксплуатации подшипников основным дефектом, наиболее полно определяющим ТС подшипника в целом, является усталостный износ дорожек и тел качения. Причем, большей частью этот износ образуется на дорожках качения, так как цикличность их нагружения больше, чем тел качения. В подшипниках вращается преимущественно внутреннее кольцо, а преобладающая нагрузка – статическая. В таких условиях больший износ имеет дорожка наружного кольца по линии действия результирующей нагрузки. При износе в виде раковины, выбоины и других на дорожках и телах качения при контакте тел качения и дорожек возникает периодически повторяющийся ударный импульс

$$F(t) = \sum F_{ai} e^{-\alpha t} \sin(\omega_{oi} t + \varphi_i), \quad (3.65)$$

## Электронный архив УГЛТУ

где  $F_{ai}$  – амплитуда импульса  $i$ -й частоты;

$\alpha$ ,  $\varphi$  – декременты и начальные фазы колебаний;

$\omega_{oi}$  – частоты собственных колебаний системы, которые возбуждают низкочастотную вибрацию подшипникового узла на частотах чередования импульсов и высокочастотную вибрацию на собственных частотах колебаний элементов подшипникового узла.

При появлении дефектов на фоновую вибрацию накладываются виброимпульсы в виде пиков, затухающих во времени. На начальном этапе эксплуатации подшипников пики превышают уровень фона незначительно. При развитии дефекта ударные виброимпульсы возрастают. Отношение энергии виброимпульса и энергии фоновой вибрации увеличивается. При дальнейшей эксплуатации подшипника пиковое значение ВС практически не растет, но увеличивается энергия фоновой вибрации. При подходе к аварийному состоянию подшипника энергия фоновой вибрации становится соизмеримой с энергией пиков.

Сложный характер вибрации подшипников качения обусловил многообразие методов их диагностирования. Рекомендуется использовать следующие методы ВД подшипников качения: по общему уровню ВС (при виброконтроле); спектральный анализ ВС и огибающей ВС; по соотношению мощностей пикового и фонового значений ВС, по эксцессу ВС.

Технологические машины представляют собой электромеханические системы, состоящие из электродвигателя, рабочего органа и передаточных устройств и механизмов. При диагностике машин электродвигателям следует уделять не меньшее внимание, чем передаточным механизмам, устройствам и рабочим органам.

Дефекты электродвигателей делятся на три группы:

- 1) механические общего характера (неуравновешенность ротора, дефекты подшипников, муфт и др.);
- 2) механические, характерные только для двигателей;
- 3) электромагнитные.

Диагностика механической части электрических машин не отличается от диагностики роторов машин общего назначения. Поэтому здесь рассматривается только диагностика электромагнитной системы и специфические механические дефекты электромашин. Величины магнитных сил, действующих на ротор прямо пропорциональны квадрату силы тока в статоре и обратно пропорциональны квадрату расстояния (воздушному зазору) между ротором и статором. При равномерном воздушном зазоре магнитные силы, действующие на ротор, взаимно сбалансированы. Неравномерность воздушного зазора вызывает дисбаланс магнитных сил. Причины неравномерности воздушного зазора: неконцентричность окружно-

стей ротора и статора; статический прогиб вала и нецилиндричность ротора; изношенность статора; перекося корпуса двигателя.

В электрических машинах переменного тока электромагнитные силы имеют частоту  $f_{эм}$ , равную удвоенной частоте питающего напряжения  $2f_c$ . Появление удвоенной частоты объясняется тем, что электромагнитные силы пропорциональны квадрату силы тока. Изменение силы переменного тока имеет синусоидальный характер  $I = I_a \sin(2\pi f_c t)$ , где  $I_a$  – амплитуда силы тока;  $f_c$  – частота сети. Но  $I_a \sin^2(2\pi f_c t) = 0,5[1 - \cos(4\pi f_c t)]$ , следовательно,  $f_{эм} = 2f_c$ .

В неявнополусных машинах присутствуют зубцовые составляющие вибрации ротора

$$f_{z,2,3} = f_{о6} z \pm 2f_c, \quad (3.66)$$

где  $z$  – число зубцов ротора.

В полюсных электрических машинах без зубцов на роторе имеется вибрация с частотами  $2kp2f_{о6}$ , где  $k=1,2,3,\dots$ ;  $p$  – число пар полюсов машины.

В бездефектных машинах постоянного тока основной причиной вибрации электромагнитного происхождения являются зубцовые гармоники вибрации с частотами  $kz_y f_{о6}$ , где  $z_y$  – число зубцов якоря. Электромагнитные силы и возбуждаемая ими вибрация имеют преимущественно радиальные направления. Таким образом, электрические машины подобно подшипникам качения и зубчатым передачам виброактивны даже в идеальном бездефектном состоянии.

Неуравновешенность роторов в электрических машинах имеет специфические особенности. На механическую неуравновешенность накладывается воздействие от электромагнитных сил. Механическая неуравновешенность чаще всего обуславливается неоднородным тепловым расширением ротора и дефектами узлов крепления вращающихся обмоток. Электромагнитная неуравновешенность связана со смещением оси вращения ротора относительно геометрической оси сердечника, а также с дефектами обмоток. Оба вида неуравновешенности приводит к росту вибрации на частоте вращения ротора с незначительным изменением вибрации на гармониках частоты вращения. Магнитная неуравновешенность приводит также к модуляции зубцовых гармоник вибрации частотой вращения ротора.

Электромагнитная система машин переменного тока имеет следующие дефекты:

1) дефекты изготовления: несимметричная посадка активного сердечника на вал, приводящая к периодическому изменению зазора между статором и ротором; эксцентricность (биение) внешней поверхности ротора; неконцентричность (эксцентricность, овальность и т.п.) внутренней

расточки статора относительно оси вращения ротора; несимметричность и дефекты крепления обмоток статора и ротора; дефекты стяжки пластин активного сердечника;

2) дефекты монтажа: несоосность статора и ротора, приводящая к асимметрии зазора между ними (к статическому эксцентриситету зазора); неправильное подключение секций обмоток статора и ротора, приводящее к их несимметрии; погрешность осевого монтажа ротора, сдвиг активных сердечников роторов и статора друг относительно друга вдоль оси двигателя.

При эксплуатации, кроме перечисленных дефектов, возникают новые: короткие замыкания, обрыв фазы, обмоток или пластин активного сердечника статора или ротора; обрыв и нарушение контакта в стержнях и кольцах ротора; трещины и сколы замыкающих колец стержней ротора; ослабление прессовки пакета стали; дефекты зубцово-пазовой структуры; дефекты щеточно-контактных узлов; перемагничивание активного железа.

Дефекты в синхронных машинах слабо отличаются от дефектов асинхронных машин. Влияние динамического эксцентриситета в этих машинах проявляется слабей, чем в асинхронных машинах из-за большей величины зазора между ротором и статором.

Свойственны только машинам постоянного тока следующие дефекты и повреждения: неравномерный и повышенный износ коллектора; неисправность щеток и щеткодержателя; обрыв катушек обмоток якоря; неисправность узлов крепления токопроводящих систем.

Параметры технического состояния электрических двигателей и их диагностические признаки приведены в приложении.

Оценивание допустимости вибрации при диагностировании электрических машин осуществляется путем сравнения измеренной вибрации с нормативными значениями по ГОСТ Р ИСО 10816-3-99 [25].

К жестким относятся опоры, если низшая собственная частота вибрации двигателя на опорах превышает на 25% основную частоту возбуждения вибрации. До границы зон В/С возможна длительная эксплуатация двигателей, до границы С/Д возможна временная эксплуатация двигателей до ближайшего останова на ремонт. При превышении границы С/Д необходим аварийный останов агрегата.

В зубчатых передачах имеет место кинематическое, импульсное, параметрическое и силовое возбуждение вибрации.

Кинематическое возбуждение связано с погрешностями изготовления зубьев. Импульсное возбуждение проявляется при взаимодействии зубьев на входе в зацепление, а также при изменении направления передаваемого момента. Параметрическое возбуждение связано с переменной жесткостью зацепления. Силовое возбуждение вызывается переменным

стью передаваемого момента и силами инерции от неуравновешенности вращающихся масс.

Импульсное и кинематическое возбуждения вызывают вибрацию с частотой зацепления зубьев  $f_z$  и кратными частотами. При кинематическом возбуждении, кроме того, появляется вибрация с частотами проявления погрешностей, являющихся результатом сложения спектров погрешностей каждого из взаимодействующих колес и спектра погрешностей их сопряжения. Возбуждается также вибрация на собственных частотах колебаний колес  $f_0$  и на комбинационных частотах

$$f = f_0 \pm k f_{06} \pm k f_z, \quad (3.67)$$

где  $f_{06}$  – частота вращения зубчатого колеса;

$f_z$  – зубцовая частота;

$k$  – целое число, характеризующее амплитудную модуляцию колебаний с частотой зацепления и с оборотной частотой.

Зубчатые передачи возбуждают параметрическую вибрацию из-за периодического изменения жесткости зубьев по длине зацепления и пересопряжения зацепления с нечетного на четное число пар зубьев на зубцовой частоте и ее гармониках

$$f = k f_z = k z_1 f_{061} = k z_2 f_{062}, \quad (3.68)$$

где  $z_{1,2}$  – числа зубьев колес;

$f_{061,2}$  – частоты вращения сопряженных колес;

$k = 1, 2, 3, \dots, n$ .

Зубчатые передачи имеют дефекты и погрешности изготовления, монтажа и эксплуатации. Не касаясь дефектов изготовления, отметим, что погрешности монтажа и сборки проявляются в виде перекоса осей, отклонений от соосности, неправильно установленных бокового и радиального зазоров, биения и нецилиндричности зубчатого венца, неправильного положения или уменьшения пятна контакта в зацеплении. При отклонении от соосности зубчатых колес и перекосе осей возбуждается вибрация на второй гармонике оборотных частот обоих колес, а также зубцовые частоты второй гармоники  $2f_z$  и более высоких порядков с боковыми частотами, равными оборотным и удвоенным оборотным частотам каждого колеса.

При биении и нецилиндричности (эксцентриситете) зубчатых колес увеличивается интенсивность вибрации на оборотных частотах, а на зубцовых частотах появляются боковые оборотные частоты. При биении венцов обоих колес возбуждается вибрация на частотах

$$f = n f_z \pm k_2 f_{061} \pm k_3 f_{062}, \quad (3.69)$$

где  $n, k_2, k_3 = 1, 2, 3 \dots$ .

Эксплуатационными дефектами зубчатых передач являются абразивный износ и выкрашивание контактирующих поверхностей зубьев, задир

## Электронный архив УГЛТУ

и заедание, трещины в теле зуба, скол и поломка зуба, нарушение смазки, ослабление посадочных мест зубчатых колес и др.

Одним из наиболее распространенных дефектов зубчатых передач является выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, главным образом, на ножках вблизи полюса зацепления. Выкрашивание на больших поверхностях нарушает основной закон зацепления, возрастают ударные нагрузки и, в ряде случаев, возникает размыкание зубьев, в результате чего происходит интенсивное разрушение.

В тяжело нагруженных быстроходных зубчатых передачах с повышенным температурным режимом при разрушении масляной пленки в контакте зубьев появляется металлический контакт между зубьями, вызывающий разогрев металла в зоне контакта вплоть до сваривания между собой микрообъемов металла. В результате происходит заедание, наволакивание металла и задиры поверхностей в виде борозд, расположенных, главным образом, на головках зубьев.

Наиболее опасным дефектом зубчатых колес является появление трещины в основании зубьев, развитие которой завершается сколом или поломкой зубьев. В момент прохождения сломанного зуба через зацепление возникает отрицательный импульс, возбуждающий вибрацию на собственных частотах с боковыми оборотными частотами.

В общем случае дефекты изготовления, монтажа, износа зубьев при эксплуатации проявляются на частотах, кратных оборотным и на модуляционных частотах

$$f = k_1 f_z \pm k_2 f_{o61}; \quad f = k_1 f_z \pm k_2 f_{o62}; \quad f = f_0 \pm k_3 f_{o6}. \quad (3.70)$$

При наличии дефектов на обеих шестернях наряду с высокочастотными составляющими возбуждается низкочастотная вибрация с частотой, являющейся субгармоникой частот вращения обеих шестерен

$$f_{c61} = f_{o61}/k_1; \quad f_{c62} = f_{o62}/k_2. \quad (3.71)$$

По изменению свойств вибрационного сигнала можно судить о характере неисправности зубчатого механизма. Например, общий износ редуктора приводит к увеличению уровня сигнала в широкой полосе частот. Поломка зуба увеличивает амплитуду вибрации на оборотной частоте. Повышенные зазоры в зацеплении увеличивают вибрацию на частотах, кратных зубцовой частоте.

Структурные параметры технического состояния и диагностические признаки зубчатых передач приведены в приложении.

Сложнейшим разделом диагностирования зубчатых передач является нормирование их вибрации. Нормы вибрации редукторов и зубчатых передач промышленных механизмов (группа С) регламентируются ГОСТ Р ИСО 8579-22-99 [26]. По этому стандарту нормативные СКЗ виброскорости корпуса редуктора зависит от его выходной мощности и частоты виб-

рации. Обработка графиков стандарта дает следующие нормативные параметры вибрации корпусов редукторов и других зубчатых передач.

Приведенные в табл.3.1 нормы вибрации соответствуют границе зон В/С. Для границы С/Д следует принять нормы СКЗ вибрации, превышающие данные табл.3.1 на одно нормо-число, т.е. в 1,6 раза.

Таблица 3.1

Допустимые СКЗ виброскорости

Выходная мощность редуктора, кВт	Допустимые СКЗ виброскорости, мм/с, при частоте, Гц				
	≤ 10	20	30	45...1590	2000
≤ 10	3	4	6	8	7
50	3,5	4,8	7	9	6
100	4	5,5	8	10	6,5
500	5	7,0	10	12	8

Цепная передача является модификацией зубчатой передачи. Особенностью ее является наличие дополнительного звена – цепи. Эта передача имеет четыре основных ряда гармоник вибрации: с частотой вращения ведущей и ведомой звездочек  $kf_{o61}$  и  $kf_{o62}$ ; с частотой вращения цепи  $kf_{o63}$  и зубцовой частотой  $kf_z$ . Частоты вращения звездочек и цепи и зубцовой частоты определяются по формулам:

$$f_{o62} = f_{o61} \frac{Z_1}{Z_2}; f_{o63} = f_{o61} \frac{Z_1}{Z_3}; f_z = f_{o61} Z_1, \quad (3.72)$$

где  $Z_1; Z_2; Z_3$  – соответственно числа зубьев ведущей и ведомой звездочек и число звеньев цепи.

Основными дефектами цепной передачи являются: биение звездочек, износ звеньев цепи, износ зубьев звездочек, дефекты зацепления. В цепных передачах в спектре вибрации присутствует значительная зубцовая составляющая, которая при дефектах цепи или звездочек приобретает амплитудную модуляцию частотой вращения дефектного звена. В спектре вибрации появляются гармоники зубцовой частоты с боковыми составляющими частот вращения звеньев

$$f = (k_1 f_z \pm k_2 f_{o6}), \quad k_1 = k_2 = 1, 2, 3, \dots \quad (3.73)$$

Дефекты зацепления в цепных передачах связаны не со сдвигом осей вращения зубчатых колес, а с износом цепи и со смещением плоскостей вращения звездочек.

Причинами вибрации ременных передач являются: угловое и параллельное смещение шкивов друг относительно друга; биение шкивов; повышенное или пониженное натяжение ремней, увеличивающее параметрическое воздействие на привод из-за циклического изменения жесткости

## Электронный архив УГЛТУ

в связи с изменением приведенной длины ремня; колебания ветвей ремня между шкивами; неравномерный износ канавок многожелобчатых валов является источником параметрических крутильных колебаний привода; неоднородность упругих свойств ремня по его длине приводит к параметрическим колебаниям на частотах, равных частоте пробегов ремня, частоте, равной произведению частоты пробегов на число шкивов в передаче или на число ремней в приводе. Частота пробегов ремня  $f_p$  определяемой по формуле

$$f_r = f_{об} \frac{\pi d_{ш}}{l_p}, \quad (3.74)$$

где  $f_{об}$  – частота вращения шкива;

$d_{ш}$  – диаметр шкива;

$l_p$  – длина ремня.

Вибрация и крутильно-вращательные колебания привода резко увеличиваются при резонансе свободно провисающих между шкивами участков ремня. Причем собственные частоты колебаний ведущей и ведомой ветвей в рабочем режиме отличаются от частот, определенных при неработающем агрегате. Это обуславливается изменением натяжения ветвей.

В многоручьевых клиноременных передачах из-за неравенства длин ремней и разноразмерности кольцевых канавок на шкивах под ремни возникает неравномерная нагрузка на ремни, а, следовательно, неравномерное скольжение, что при определенных условиях вызывает автофрикционные колебания в приводе.

Изношенные и поврежденные ремни ременной передачи также возбуждают вибрацию в диапазоне частот от удвоенной оборотной частоты ремня до удвоенного произведения количества приводных ремней на эту же оборотную частоту. В спектре вибрации четко проявляются гармоники оборотной частоты ремня. Причем по интенсивности преобладает вибрация на гармонических частотах.

Для предотвращения появления еще одного источника вибрации не рекомендуется для натяжения ремней использовать натяжные шкивы.

### *Выводы по разделу*

1) Валы и цилиндры – основные конструктивные элементы бумагоделательных и отделочных машин, определяющие виброактивность оборудования. ТС валов и цилиндров, а также конструкций привода секций машин определяет работоспособность оборудования.

2) Рассмотрены математические и динамические модели вибрации валов на упругодемпфирующих сосредоточенных и распределенных опорах, на рычагах.



## Электронный архив УГЛТУ

3) При исследовании вибрации батарей валов использованы метод Даламбера и численные методы с применением современных программных средств.

4) Приведены структурные параметры ТС (износ, дефекты, повреждения) валов, цилиндров, конструкций привода: электродвигателей, передаточных устройств (зубчатых и ременных передач) бумагоделательных и отделочных машин. Особое внимание уделено батарейным конструкциям: прессам, каландрам, накатам. Выявлены диагностические признаки структурных параметров, даны рекомендации по диагностированию валов, цилиндров, конструкций привода.

## **4. ОРГАНИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ЕГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ**

Для предотвращения аварийных отказов технических систем, безопасности и экономичности их работы необходима, прежде всего, рациональная организация технической эксплуатации машин оборудования. В разделе обосновываются стратегия, методы и способы реализации технической эксплуатации оборудования, показывается, что предотвращение аварийных отказов без применения современных методов контроля и диагностики принципиально невозможно, приводятся рекомендации по функциям, структуре, оснащению, применяемым методам диагностирования.

### **4.1. Стратегии, формы и способы реализации технической эксплуатации, организации диагностики оборудования**

Под технической эксплуатацией оборудования понимается поддержание его в технически исправном работоспособном состоянии и, прежде всего, техническое обслуживание и ремонт оборудования.

Совершенствование технической эксплуатации – проблема техническая, экономическая, а также социальная. На поддержание оборудования в работоспособном состоянии тратится в среднем по промышленности 3% средств от стоимости основных фондов (в ЦБП – 6%). «Вклад» затрат на техническую эксплуатацию оборудования достигает десятипроцентной доли в себестоимости продукции, что соизмеримо с относительной прибылью. Социальная проблема связана с безопасной эксплуатацией оборудования.

В связи с моральным старением и физической изношенностью оборудования затраты на техническую эксплуатацию и риски аварийно опасных ситуаций для обслуживающего персонала и на загрязнение воздушной и водной среды возрастают.

Основная цель технической эксплуатации – обеспечение работоспособности оборудования, т.е. обеспечение способности оборудования выполнять заданные функции, соответствующие требованиям нормативно-технической документации, путем решения следующих задач:

- обеспечение технической исправности оборудования и его бесперебойной работы;
- сокращение простоев оборудования и потерь в производстве, связанных с его неисправностью и ремонтом;
- снижение расходов на ремонт и техническое обслуживание.

# Электронный архив УГЛТУ

В настоящее время существуют следующие стратегии, формы и способы реализации технической эксплуатации оборудования (рис.4.1), обеспечивающие решение перечисленных задач.



Рис.4.1. Структура службы технической эксплуатации оборудования

При послеаварийном методе ремонтные работы ведутся после отказа оборудования; метод планово-предупредительного ремонта (ППР) предусматривает проведение профилактических мероприятий по плану независимо от технического состояния оборудования с целью предотвращения отказов; метод ремонта по ТС с контролем параметров ТС основан на проведении профилактических мероприятий в зависимости от состояния оборудования, выявляемого посредством диагностирования.

Для технологического оборудования, особенно работающего в непрерывных технологических потоках, послеаварийный ремонт всегда дороже планово-предупредительного ремонта. Поэтому в основу действующей системы ТОиР оборудования в отраслях ЛПК положен метод ППР. Но метод ППР не обеспечивает безаварийной работы оборудования, не позволяет полностью использовать ресурс его составных частей. Более прогрессивным является метод ТОиР по состоянию с контролем параметров ТС. Этот метод может быть эффективным только при развитой систем диагностирования.

## Электронный архив УГЛТУ

Ремонт по обеспечению надежности включает все методы ремонта в зависимости от типа оборудования.

Существуют четыре формы управления ремонтным производством и техническим обслуживанием – децентрализованная, централизованная, смешанная и эксплуатационная.

При децентрализованной форме весь объем ремонтных работ выполняется цеховыми ремонтными базами. Смешанная форма управления, при которой текущий ремонт и техническое обслуживание осуществляется цеховыми ремонтными базами, а капитальный – ремонтно-механическим цехом, не устраняет недостатки децентрализованной формы. Ремонтные ресурсы предприятия рассредоточены между ремонтно-механическим цехом и цеховыми ремонтными базами, что исключает возможность маневренного использования материальных и трудовых ресурсов. Практически исключается возможность целесообразной специализации ремонтных работ по видам.

При централизованной форме управления все виды ремонта и технического обслуживания технологического оборудования и оборудования вспомогательных подразделений осуществляет централизованная ремонтная служба.

Противоречивой по форме относительно централизованного технического обслуживания является метод эксплуатационного обслуживания, который заключается в том, что техническая эксплуатация оборудования осуществляется технологическим персоналом. Эксплуатационные бригады несут полную ответственность за техническое обслуживание оборудования. Численность технологического персонала несколько увеличивается, а специализированный ремонтный персонал отсутствует. Повышается моральная и материальная заинтересованность персонала в бережной технологической эксплуатации оборудования и в качественном техническом обслуживании. Опыт японских и североамериканских фирм, перешедших на эксплуатационное обслуживание, дает положительные результаты. В частности, опыт японских фирм показывает, что применение эксплуатационной системы резко повышает эффективность производства. Издержки на обслуживание оборудования сократились на 30%, наличный производственный запас запчастей и инструмента уменьшился наполовину, а производительность, измеренная в объемах чистой продукции, увеличилась на 50%.

ТОиР оборудования осуществляются ремонтными службами предприятия в виде единой централизованной структуры или в виде функциональных структур, специализирующихся на механическом или электронном оборудовании и средствах управления. Кроме того для технического

# Электронный архив УГЛТУ

обслуживания и ремонта могут привлекаться специализированные сервисные организации.

Типовая структура ремонтных служб предприятия, выстроенная по функциональному признаку, представлена на рис. 4.2. Организационная структура формировалась по функциональным направлениям, соответствующим конкретным видам оборудования (технологическое, энергетическое, оборудование КИПиА). Каждый уровень управления фактически повторяет предыдущий. Такая форма организации ремонтных служб имеет следующие достоинства:

- четкое и не противоречивое распределение полномочий и ответственности за выполнение отдельных функций. За работоспособность энергетического оборудования отвечает главный энергетик, технологического – главный механик и т.д.;
- оперативность принятия и реализации решений. Линейный руководитель каждого уровня управления (главный механик, механик цеха и т.д.) обладает всеми видами ресурсов (материальные, людские, финансовые) для принятия и реализации практически любых решений, связанных с обеспечением работоспособности оборудования;

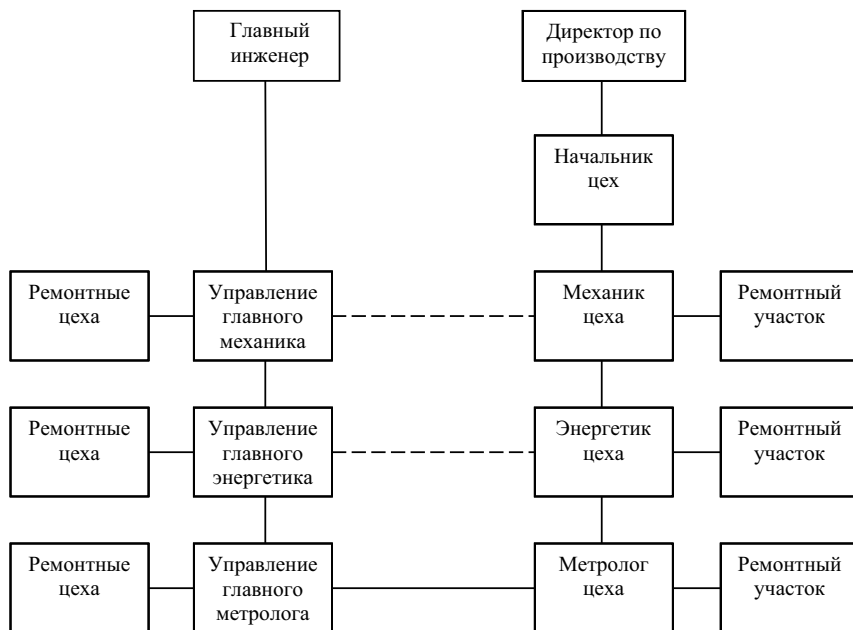


Рис. 4.2. Типовая структура ремонтных служб промышленного предприятия

## Электронный архив УГЛТУ

- функциональная специализация ремонтных подразделений. Каждое подразделение специализировано для определенного вида задач (например, электроремонтный цех специализируется на ремонте приводов – оборудования). Это позволяет максимально технологично решать стоящие перед ними задачи.

Функциональная специализация ремонтных служб затрудняет персонафикацию ответственности за решение комплексной задачи. Так, за работоспособность конкретного насосного агрегата отвечают сразу три специалиста, но каждый в своей части (механик за механическую часть, энергетик за привод, киповец за контрольно измерительные приборы). В случае отказа очень трудно разобраться, кто виноват. Механик, энергетик, инженер КИПиА в цехах основного производства административно подчиняются руководителю соответствующего цеха. При этом возможность влияния на их деятельность со стороны служб главных специалистов ограничена. Кроме того, неэффективно используются материальные ресурсы для обслуживания и ремонта.

Руководит ремонтным хозяйством главный механик, у которого, как правило, в подчинении: ремонтно-механический цех, склад оборудования и запасных частей, отделы, выполняющие конструкторскую и планово-хозяйственную работу для всего ремонтного хозяйства. За оборудованием своего профиля также отвечают главный энергетик, метролог, служба КИПиА, АСУ ТП.

Альтернативой функционального технического обслуживания и ремонта является централизованное ТОиР. Только при объединении служб, выполняющих ремонт механической, электрической, теплотехнической и электронной частей оборудования, можно говорить об ответственном подходе к организации ремонта и его проведению. Централизованная система позволит реализовать все функции управления службой ремонта оборудования: организацию, планирование, координацию, учет и мотивацию.

Вывод цеховых механиков из под подчинения руководителям цехов основного производства создаст условия для осуществления единой технической политики в области ремонта оборудования: использования промышленных методов ремонтных работ, специализированных ремонтных бригад, применения передовых методов организации труда и его оплаты.

При централизованном ТОиР реализуется принцип организации ремонтных подразделений в соответствии с принципами сервисного обслуживания сторонними организациями, осуществляется решение задач по управлению технологическими процессами и обеспечению работоспособности оборудования.

## Электронный архив УГЛТУ

Техническое обслуживание и ремонт оборудования специализированными сервисными предприятиями (так называемый «аутсорсинг») широко практикуется за рубежом.

В настоящее время создаются сервисные организации трех типов: сервисные организации, включающие весь комплекс работ по ТОиР оборудования; предприятия, работающие в форме некоммерческого партнерства, а также сервисные организации, выполняющие только определенные виды работ, например по диагностике или по восстановлению отдельных составных частей оборудования.

Формы, методы и способы применяются в различном сочетании. Идеального, оптимального сочетания форм, методов и способов исполнения ТОиР, пригодного для всех предприятий вне зависимости от их величины и специфики, от особенностей используемого оборудования и организации его эксплуатации не существует.

Для каждого предприятия или группы предприятий в зависимости от их величины, специфики технологического процесса, особенностей машин и оборудования требуется обоснование наилучшего сочетания форм, методов и способов их технической эксплуатации. Что касается методов ТОиР машин и оборудования ЦБП, то наиболее приемлемым является ремонт по обеспечению надежности, с планированием по методу ППП, и реализацией по методу РПС.

При любой стратегии и форме организации технической эксплуатации оборудования важнейшее значение имеет информация о ТС машин и оборудования. Для этой цели необходим мониторинг состояния оборудования путем его технического диагностирования.

Под техническим диагностированием понимается процесс определения ТС оборудования с определенной точностью. Результатом диагностирования является заключение о ТС оборудования или его составных частей с указанием места, вида и причины дефектов.

В настоящее время диагностика, основанная преимущественно на измерении вибрации (вибродиагностика), бурно развивается. Главные решаемые задачи: предотвращение аварийных отказов, планирование профилактических мероприятий, прогнозирование остаточного ресурса узлов.

При проактивном методе технической эксплуатации, кроме того, в процессе диагностирования выявляются причины отказов составных частей оборудования и осуществляется поиск и реализация путей повышения надежности диагностируемых объектов.

Структурное состояние характеризуется соответствием оборудования технической документации (износом, повреждениями, отклонениями). Функциональное состояние оборудования определяется эксплуатационными показателями, характеристиками протекания технологических про-

## Электронный архив УГЛТУ

цессов, процессов регулирования и др. Вибрационное состояние определяется совокупностью вибрационных характеристик оборудования.

Диагностирование (управление функционированием) технологическое и диагностирование ТС разделены. Они осуществляются различными структурами (отделами главного механика и главного технолога). Но заметны тенденции разработки комплексных систем диагностирования, осуществляющих контроль технологических процессов и технического состояния машины.

Мониторингом ТС оборудования в настоящее время занимаются различные подразделения. Технической диагностикой оборудования подведомственной Ростехнадзору занимается служба технадзора, другого оборудования – службы главных специалистов: главного механика, главного энергетика, КИП и автоматики. Оперативный мониторинг работы технологического оборудования осуществляют технологические службы. При такой организации отсутствует единый центр ответственности за мониторинг состояния оборудования, что негативно сказывается на эффективности диагностики.

Диагностирование может осуществляться собственными силами предприятия и путем привлечения специализированных организаций (аутсорсинг). В первом случае диагностика может быть централизованной, децентрализованной и смешанной. На наш взгляд, привлечение сторонних организаций для диагностирования возможно лишь для решения задач, носящих эпизодический характер, например, при приемке оборудования в эксплуатацию после его монтажа и наладки, перед и после модернизаций, при специальных исследованиях вибрации. При эксплуатации оборудования диагностирование проводится постоянно с определенной периодичностью и привлечение организаций возможно лишь в том случае, когда специалисты по диагностике будут постоянно находиться на предприятии.

При децентрализованном методе диагностирование осуществляет ремонтный персонал цехов, при централизованном методе – специализированные подразделения предприятия. При смешанной организации диагностики первичный виброконтроль производится ремонтным персоналом цехов, а диагностирование, анализ и хранение диагностической информации осуществляется централизованной службой диагностики. Централизованные и смешанные формы – единственно возможные формы организации службы диагностики на начальном этапе их работы из-за ограниченности средств диагностирования и при нехватке квалифицированных кадров.

Штат службы диагностики устанавливается в зависимости от состава и количества диагностируемого оборудования и комплектуется из инженерно-технических работников и слесарей, имеющих средне-техническое



## Электронный архив УГЛТУ

и среднее образование. Объем работ определяется на основе графиков, регламентирующих периодичность диагностирования и трудоемкость этих работ по формуле

$$T_d = \sum_{i=1}^n r_{ni} k_i q_i, \quad (4.1)$$

где  $T_d$  – объем работ на диагностирование оборудования, нормо-час;  $k_i$  – количество единиц  $i$ -го вида оборудования;  $r_{ni}$  – норма времени на диагностирование  $i$ -го вида оборудования или его составной части;  $q_i$  – количество сеансов диагностирования  $i$ -го вида оборудования за планируемый период;  $n$  – количество видов диагностируемого оборудования или диагностируемых частей оборудования.

Плановая численность штата рассчитывается по объему работ на диагностирование по формуле

$$Ч_d = \frac{T_d \cdot K_d}{\Theta_d}, \quad (4.2)$$

где  $Ч_d$  – расчетное число сотрудников;  $\Theta_d$  – плановый эффективный фонд времени одного работника;  $K_d$  – коэффициент, учитывающий участие в выполнении работ по неразрушающим методам контроля, балансировке валов и роторов, в установке и выверке оборудования и прочих дополнительных работах,  $K_d > 1,0$ .

В настоящее время функции служб диагностики на многих предприятиях ограничиваются только механическим оборудованием. Между тем, современное оборудование представляет собой механо-электрогидравлические, зачастую, тепловые агрегаты со сложной системой автоматического регулирования. Отказы оборудования происходят не только по механической части. Возникают проблемы и со строительными конструкциями, нередко на предприятии проблемы «поиска виновных» в отказе. На наш взгляд, функции служб диагностики должны охватывать машины и оборудование целиком, а не отдельные их функциональные части. В этом случае служба диагностики должна быть в подчинении главного инженера (технического директора или другого должностного лица, которому подчинены технические службы).

При проактивной технической эксплуатации оборудования на крупных предприятиях может оказаться эффективной организация отдела контроля и анализа технического состояния машин, оборудования и сооружений, в состав которого могут входить: группа диагностики и неразрушающих методов контроля, группа конструкторской подготовки ремонтного производства с конструкторскими бюро, группа технической подготовки ремонтного производства, группа планирования и учета ремонтно-восстановительных работ.

Организация отдела контроля и анализа технического состояния машин, оборудования и сооружений требует глубокой проработки, но прогнозируемая эффективность этого мероприятия оправдывает интеллектуальные и материальные затраты.

## **4.2. Прогнозирование и продление остаточного ресурса оборудования на основе его диагностирования**

Технический ресурс – это показатель долговечности, характеризующий запас возможной наработки объекта. Ресурсом называют наработку объекта от начала или возобновления эксплуатации до наступления предельного состояния. Остаточный ресурс или остаточный срок службы – это продолжительность эксплуатации от данного момента времени до достижения предельного состояния. При эксплуатации оборудования прогнозирование остаточного ресурса осуществляется для каждой конкретной машины и каждой ее составной части. Начальный момент времени при исчислении остаточного ресурса выбирается в момент последнего контроля или диагностирования.

По прогнозированию ресурса машин, оборудования и сооружений широко известны фундаментальные труды В.В. Болотина [27, 28]. Практически во всех работах по вибродиагностике в той или иной мере затрагиваются вопросы прогнозирования остаточного ресурса [15-24]. Некоторые частные вопросы обсуждаются в работах [29].

Применяются ресурсная, силовая или прочностная, диагностическая и экспертная модели. Ресурсная модель базируется на статистической информации о сроках проведения ремонтов. Прочностная модель использует данные о технологическом процессе, конструкции машины и нагруженности ее составных частей. Диагностическая модель представляет математический аппарат, в котором используются данные о сроках и результатах диагностирования, для получения остаточного ресурса на основании данных о текущем ТС. Параметры экспертной модели прогнозирования определяются на основании экспертных оценок ресурса изделия, выдаваемых экспертом (механиком).

Исходя из характера исходной информации, для одной и той же детали может быть использовано несколько моделей. Каждой из моделей соответствует собственное значение технических характеристик, например, точность прогноза, и экономических, например, финансовые затраты на прогнозирование. Известно, что экспертная модель требует минимальных финансовых затрат на прогнозирование, но обеспечивает минимальную точность прогноза. Более дорогая, диагностическая модель, обеспечивает значительно большую точность прогноза.

Основной принцип определения остаточного ресурса конструкции при диагностическом методе заключается в следующем:

## Электронный архив УГЛТУ

- последовательном и систематическом измерении определенных диагностических параметров систем;
- выявлении изменений этих параметров в процессе эксплуатации и сравнении их с исходными;
- прогнозировании изменения этих параметров;
- выявлении зависимостей диагностических параметров от параметров ТС составных частей оборудования (составлении математических динамических моделей);
- определении предельных параметров диагностических признаков при различных уровнях ТС оборудования (нормально, удовлетворительно, неудовлетворительно, аварийно);
- прогнозировании остаточного ресурса составной части оборудования по каждому дефекту в отдельности;
- заключении по наименьшему остаточному ресурсу из рассмотренных дефектов.

На начальном этапе прогнозирования остаточного ресурса могут использоваться только первые три пункта основного принципа, т.е. прогнозирование ресурса осуществляется по прогнозированию диагностического признака.

Предприятия с целью повышения эффективности работы модернизируют БМ, как правило, с увеличением скорости их работы. При модернизации наиболее устаревшие составные части машин заменяются новыми с сохранением станин и фундаментов, базовых валов и цилиндров и других конструкций. С увеличением скорости БМ возрастают динамические нагрузки на конструкции БМ пропорционально квадрату увеличения скорости. Частоты вращения валов и цилиндров приближаются к собственным частотам колебаний конструкций. Оба этих фактора во взаимодействии вызывают многократное увеличение параметров вибрации, нередко до величин, опасных или нежелательных при эксплуатации БМ. При модернизации необходимо прогнозирование и оценка вибрационного состояния БМ при планируемом увеличении ее скорости, что позволит заблаговременно принять технические решения по виброзащите БМ. Здесь рассматриваются методы прогнозирования вибрационного состояния БМ, которые апробированы на десятках БМ различного назначения, работающих со скоростью от 60 до 1000 м/мин.

Конструкции БМ: станины и фундаменты, валы и цилиндры, другие конструкции имеют все виды вибрации, описанные в разделе 2: вынужденную при силовом и кинематическом воздействии; параметрическую, автофрикционную и самовозбуждающуюся.

Причины и закономерности каждого вида вибрации имеют характерные отличия. Прогнозирование виброактивности БМ по каждому виду

вибрации производится независимо. Основная и наиболее очевидная причина вибрации валов и цилиндров, станин и фундаментов БМ – воздействие центробежных сил инерции неуравновешенных масс валов и цилиндров. С увеличением скорости БМ увеличиваются только моменты и центробежные силы инерции. Остальные силы (силы веса, натяжения сеток, сукон, бумаги, крутящих моментов) остаются практически неизменными. Параметры вибрации конструкций изменяются. Причем изменение этих параметров непропорционально изменению скорости. При некоторых условиях увеличение скорости БМ сопровождается снижением параметров вибрации. Например, при действии центробежных сил инерции неуравновешенных масс вала, вращающегося со скоростью  $\omega$ , амплитуда виброперемещений  $S_a$  и угол сдвига фаз  $\beta$  определяются по формулам [30]:

$$S_a = \frac{e \cdot \eta^2}{\sqrt{(1 + \eta^2)^2 + \frac{\eta^2}{\alpha_p^2}}}; \quad \text{tg}\beta = \frac{\eta}{\alpha_p(1 - \eta^2)}, \quad (4.3)$$

где  $\eta$  – частотное отношение;  $e$  – удельный дисбаланс;  $\alpha_p$  – коэффициент динамического усиления колебаний при резонансе, когда  $f = f_0$  и  $\eta = 1$ .

Зависимость амплитуд виброперемещений и углов сдвига фаз от частоты вращения вала (амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики конструкции) представлены на рис.4.3.

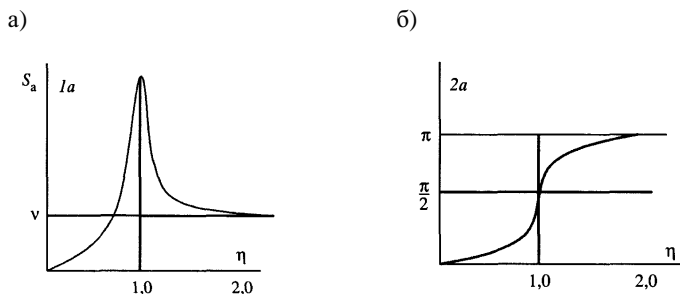


Рис. 4.3. Амплитудно-частотная (а) и фазочастотная (б) характеристики вала

При увеличении скорости машины с  $V_1$  до  $V_2$ , а, следовательно, при увеличении частоты вращения вала с  $f_1$  до  $f_2$ , об/с, при неизменном удельном дисбалансе  $e$  амплитуды центробежных сил инерции увеличиваются в  $K_n$  раз

$$K_n = \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 \sqrt{\frac{(f_0^2 - f_1^2)^2 + \frac{f_1^2 f_0^2}{\alpha_p^2}}{(f_0^2 - f_2^2)^2 + \frac{f_2^2 f_0^2}{\alpha_p^2}}}. \quad (4.4)$$

При увеличении центробежных сил инерции возрастают динамические нагрузки на конструкцию вала и подшипниковые опоры. Пропорционально динамическим нагрузкам увеличиваются амплитуды виброперемещений подшипниковых опор на оборотной частоте, определяемые по формуле

$$S_{a1,2} = \alpha e \frac{\frac{f_{1,2}^2}{f_0^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{f_{1,2}^2}{f_0^2}\right)^2 + \frac{f_{1,2}^2}{f_0^2 \alpha_p^2}}},$$

где  $S_{a1,2}$  – амплитуды виброперемещений при частоте соответственно  $f_1$  и  $f_2$ ;  $\alpha$  – коэффициент пропорциональности.

Отношение амплитуд виброперемещений  $S_{a2}/S_{a1}$  дает коэффициент увеличения амплитуд виброперемещений, определяемых по формуле (4.4).

Известно, что СКЗ виброскорости  $V_e$  связано с амплитудой виброперемещений  $S_a$  при гармонических колебаниях зависимостью  $V_e = 4,44f S_a$ . После подстановки ее в (4.4) получим следующий коэффициент увеличения СКЗ виброскорости опор при увеличении частоты вращения вала

$$K_{ve} = \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^3 \sqrt{\frac{(f_0^2 - f_1^2)^2 + \frac{f_1^2 f_0^2}{\alpha_p^2}}{(f_0^2 - f_2^2)^2 + \frac{f_2^2 f_0^2}{\alpha_p^2}}}. \quad (4.5)$$

Валы прессов, каландров, суперкаландров, накатов БМ и отделочных машин, работающие в контакте в виде трения качения с другими валами назовем условно батарейными. Эти валы в отличие от одиночных валов, кроме вынужденных колебаний от центробежных сил инерции совершают вынужденные колебания при кинематическом возбуждении, параметрические, автофрикционные и самовозбуждающиеся колебания.

Прогнозирование вибрации валов от центробежных сил инерции неравновешенных масс производится подобно прогнозированию вибрации одиночных валов. Вибрацию при кинематическом и параметрическом возбуждении сложно разделить. Она возбуждается от одних физических источников и имеет одни частоты, например, вибрация из-за неравномер-

# Электронный архив УГЛТУ

ности толщины и упругих свойств сукна. Прогнозирование этой вибрации производится в предположении только кинематического возбуждения по закону

$$x_{oi} = S_{aoi} \cos(i\omega_{\delta}t),$$

где  $S_{aoi}$  – амплитуда  $i$ -й гармоники кинематического возбуждения;

$\omega_{\delta}$  – базовая угловая частота, например, частота вращения вала в батарее или частота пробега сукна;

$i$  – номер гармоники,  $i=1,2,3,\dots, n$ .

Амплитуда виброперемещений вала в этом случае определяется по формуле

$$S_{ai} = S_{aoi} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{(i\omega_{\delta})^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{(i\omega_{\delta})^2}{\omega_0^2 \alpha_p^2}}}. \quad (4.6)$$

При  $\omega_{\delta}=\omega_0$  возбуждается резонансная, а при  $i\omega_{\delta}=\omega_0$  – суперрезонансная вибрация на частотах, равных базовой частоте, умноженной на целое число  $i$ .

При увеличении скорости БМ каждая гармоническая составляющая изменяется по зависимости (4.6). Интенсивность же колебаний при увеличении скорости БМ изменяется не монотонно, при резонансе и суперрезонансах резко возрастает, а между ними падает. Таким образом, при увеличении скорости БМ интенсивность вибрации в некоторых диапазонах скоростей БМ возрастает, в других – падает. При прогнозировании вибрационного состояния валов в батареях при кинематическом и параметрическом возбуждении выявляют режимы работы БМ, при которых возможны резонансы и суперрезонансы.

Распределенная жесткость  $C_o$  в контакте сопрягаемых валов не является постоянной, а имеет периодически изменяющуюся часть из-за неоднородности сукна и обрезаковки, например, прессовых частей, т.е.

$$C_o = C_{oconst} + \sum_{i=1}^k \Delta C_{oi} \cos(i\omega_j t + \beta_i), \quad (4.7)$$

где  $C_{oconst}$  – постоянная составляющая жесткости;  $\Delta C_{oi}$  – амплитуда  $i$ -ой гармоники переменной составляющей жесткости;  $\omega_j$  – основная круговая частота переменной составляющей жесткости.

Периодически изменяющаяся жесткость  $C_o$  является источником параметрической вибрации валов с частотами, равными и кратными частотам изменения жесткости, которые, в свою очередь, равны и кратны частотам вращения валов и пробега сукон.

Интенсивность автофрикционной и самовозбуждающейся вибрации прямо не зависит от скорости БМ, а определяется условиями и техниче-

# Электронный архив УГЛТУ

ским состоянием батарейных конструкций БМ. Прогнозирование этой вибрации при увеличении скорости БМ невозможно, но ее можно диагностировать.

Наибольший интерес представляет прогнозирование вибрационного состояния станин и фундаментов, так как они в большинстве случаев при модернизации БМ остаются прежними.

Для прогнозирования вибрации станин и фундамента необходимо также как и для валов, определение собственных частот колебаний конструкций, параметров вибрации при достигнутой скорости машины, а также необходима идентификация вибрации (выявление ее источников и причин).

Колебания станин и фундамента неразрывно связаны. Станина совместно с фундаментом образуют единую динамическую систему. Определить экспериментально собственные частоты колебаний отдельно для станин и фундамента невозможно. Поэтому для целей прогнозирования вибрации станин и фундаментов при увеличении скорости БМ определяется низшая собственная частота колебаний системы «станина-фундамент» в горизонтальных продольном и поперечном направлениях.

Вибрация станин и фундамента возбуждается многими источниками, но по интенсивности преобладает вибрация, возбуждаемая центробежными силами инерции неуравновешенных масс валов и цилиндров. Прогнозирование вынужденных колебаний станин и фундаментов производится отдельно по каждой наиболее значимой частоте.

Определяются амплитуды виброперемещений при достигнутой скорости и, полагая, что при увеличении скорости БМ источники вибрации и форма колебаний конструкций станин и фундаментов существенно не изменяется, прогнозируемые параметры их вибрации определяются по формулам:

$$S_{ан} = S_{ав} \left(\frac{f_{п}}{f_3}\right)^2 \sqrt{\frac{(1-\eta_3^2)^2 + \frac{\eta_3^2}{\alpha_p^2}}{(1-\eta_{п}^2)^2 + \frac{\eta_{п}^2}{\alpha_p^2}}}; \quad V_{ен} = V_{ес} \left(\frac{f_{п}}{f_3}\right)^3 \sqrt{\frac{(1-\eta_3^2)^2 + \frac{\eta_3^2}{\alpha_p^2}}{(1-\eta_{п}^2)^2 + \frac{\eta_{п}^2}{\alpha_p^2}}}, \quad (4.8)$$

где  $\eta_3 = \frac{f_3}{f_0}$ ;  $\eta_{п} = \frac{f_{п}}{f_0}$ ;  $\alpha_p \approx 10$ .

При  $\eta_{п} < 0,4$  формулы (5.9) упрощаются:

$$S_{ан} \approx S_{ав} (f_{п}/f_3)^2; \quad V_{ен} \approx V_{ес} (f_{п}/f_3)^3. \quad (4.9)$$

Достоверность прогнозирования в значительной степени определяется точностью определения собственных частот колебаний валов, станин и

## Электронный архив УГЛТУ

фундаментов. Собственные частоты колебаний валов определяются расчетом по методике, изложенной в разделе 3 или экспериментально при возбуждении вибрации ударом или мгновенным снятием нагрузки. Но этот метод трудоемкий. Более практичным является метод, основанный на спектральном анализе вибрации.

По спектрам вибрации станин на верхней отметке, полученным при различных скоростях соответствующих секций БМ, выявляется восходящая ветвь амплитудно-частотной характеристики (рисунок 5.3), а по ней находится резонансная частота из следующих соображений.

Амплитуда виброперемещения от определенного источника определяется по формуле (4.3), которая после подстановки в нее частотного отношения  $\eta=f/f_0$ , где  $f$  – частота колебаний,  $f_0$  – собственная частота колебаний приобретает вид

$$S_a = v \frac{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_0}\right)^2\right]^2 + \frac{f_0^2}{\alpha_p^2}}}. \quad (4.10)$$

Пусть при четырех скоростях секций БМ амплитуды виброперемещений  $S_{a1}$  и частоты возбуждающих колебаний сил равны  $S_{a1}$ ;  $S_{a2}$ ;  $S_{a3}$ ;  $S_{a4}$  и  $f_1$ ;  $f_2$ ;  $f_3$ ;  $f_4$ . Мера уровня возбуждающих колебания сил  $v$  остается неизменной. Выразив из (4.10) значение  $v$  для всех скоростей, получим следующие равенства, из которых определяется собственная частота колебаний:

$$v = \frac{S_{a1} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_1}{f_0}\right)^2\right]^2 + \frac{f_0^2}{\alpha_p^2}}}{\left(\frac{f_1}{f_0}\right)^2} = \dots = \frac{S_{a4} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_4}{f_0}\right)^2\right]^2 + \frac{f_0^2}{\alpha_p^2}}}{\left(\frac{f_4}{f_0}\right)^2}. \quad (4.11)$$

Коэффициент динамического усиления вибрации при резонансе принимается равным  $\alpha_p=10$ . В тех случаях, когда ожидается частотное отношение  $f_i/f_0 \leq 0,7$  формула (4.10) упрощается:

$$S_{a1} \frac{f_0^2 - f_1^2}{f_1^2} = \dots = S_{a4} \frac{f_0^2 - f_4^2}{f_4^2}. \quad (4.12)$$

Из-за нелинейных упругих свойств вибрация станин возбуждается не только на частотах возбуждающих колебаний, например, центробежных сил инерции валов, но и на гармониках этой частоты. Причем интенсивность вибрации в общем случае быстро убывает с увеличением номера гармоники. В тех случаях, когда та или иная гармоника приближается к собственной частоте колебаний, амплитуда вибрации на этой гармонике



резко возрастает. Этот факт также используется для уточнения собственных частот колебаний станин.

Оценка прогнозируемой вибрации составных частей БМ производится путем сравнения ее параметров с нормативными значениями по ГОСТ 26493-85 [31]. Если прогнозируемые параметры вибрации в той или иной октавной полосе частот превысит нормативные значения необходимо при разработке проекта модернизации принятие технических решений по уменьшению вибрации до допустимых значений.

С целью повышения эффективности работы БМ и ОМ проводится их диагностическая паспортизация.

Под диагностическим паспортом понимается технический документ, характеризующий техническое состояние бумагоделательной машины в динамике ее развития. Диагностический паспорт устанавливает методы, средства и правила диагностирования технического состояния составных частей и систем БМ, организацию технической эксплуатации и пути повышения эффективности работы БМ и предназначен для специалистов и обслуживающего персонала, осуществляющих технологическую и техническую эксплуатацию машины, прежде всего, для использования службой диагностики оборудования, специалистами отделов главного механика и главного энергетика, механиками и энергетиками бумагоделательных машин с целью накопления ими опыта технической эксплуатации БМ. Этот документ является реализацией стандарта по качеству ГОСТ Р ИСО 9000-2001, касающийся технической эксплуатации БМ.

При разработке диагностического паспорта учтены нормативные документы [25,26,31-35].

Цель диагностической паспортизации – повышение эффективности работы БМ путем решения следующих задач:

- предотвращение аварийных отказов;
- совершенствование методов, правил и организации диагностики технического состояния;
- идентификация вибрации конструктивных элементов составных частей и систем БМ;
- диагностическое нормирование эксплуатационных параметров вибрации конструкций БМ, неуравновешенности валов и цилиндров, несоосности сопрягаемых валов, непараллельности, негоризонтальности, перпендикулярности и других отклонений, обеспечиваемых при выверке валов, цилиндров и других конструкций;
- выявление диагностических характеристик (собственных частот и форм колебаний) валов, станин, фундаментов и других конструкций;
- прогнозирование параметров вибрации составных частей и систем БМ;

## Электронный архив УГЛТУ

- выявление границ устойчивой и неустойчивой работы машины;
- диагностирование технического состояния БМ по качественным показателям бумажного полотна, выявление зависимостей качественных показателей бумаги от параметров вибрации составных частей БМ;
- выявление причин повышенной частоты (частоты случаев) отказов конструкций БМ и путей повышения их надежности;
- определение тенденций развития составных частей БМ и возможных направлений модернизации;
- наработка опыта диагностической паспортизации с целью его распространения на другое оборудование.

Перечисленные задачи структурно сгруппированы следующим образом:

- установление нормативных параметров, характеризующих техническое состояние составной части машины и диагностических признаков этих состояний, например, нормирование дисбаланса валов и цилиндров и параметров вибрации, вызываемых этим дисбалансом;
- выявление границ устойчивых и неустойчивых режимов работы БМ, например скорости БМ, нормативных параметров вибрации;
- идентификация вибрации, иначе выявление источников и причин вибрации с целью нахождения методов и средств уменьшения вибрации до допустимых уровней;
- методы оценки текущего технического состояния составных частей БМ, прогнозирования их остаточного ресурса;
- поиск путей повышения надежности составных частей и эффективности работы всей БМ.

Под техническим состоянием понимается совокупность признаков (параметров), характеризующих изменение свойств объекта в процессе эксплуатации, установленных нормативно-технической документацией.

В нормативных документах ИСО, в ГОСТ 27002-89 предусматривается четыре категории состояний: хорошее (работоспособное) – категория А, удовлетворительное (работоспособное) - категория В, неудовлетворительное (частичная утрата работоспособности) – категория С, аварийное (неработоспособное) – категория D. Диагностическое нормирование вибрации заключается в выявлении предельных параметров вибрации конкретных узлов машины при состояниях А, В, С, D: хорошо, удовлетворительно, неудовлетворительно и аварийно. При оценке "хорошо" машина принимается в эксплуатацию после монтажа и модернизации, при оценке "удовлетворительно" машина может эксплуатироваться без последствий как угодно долго, при оценке "неудовлетворительно" должны быть проведены мероприятия по устранению дефектов при ближайшем плановом ос-

# Электронный архив УГЛТУ

танове, а при оценке "аварийно" машина должна быть остановлена немедленно.

Нормативные диагностические параметры вибрации выявляются в процессе длительной подконтрольной эксплуатации машины. При наличии на машине однотипных узлов, например сушильных цилиндров, шестерен паразитного привода, сукносушильных валов, сроки подконтрольной эксплуатации сокращаются благодаря статистической обработке параметров вибрации. Допустимые параметры вибрации однотипных узлов определяются по формуле

$$[X]_c = \bar{X} + k \cdot \sigma_x, \quad (4.13)$$

где  $[X]_c$  – статистически допустимый параметр вибрации;

$\bar{X}$  – среднеарифметическое значение сигнала,

$\sigma_x$  – среднеквадратическое отклонение сигнала,

$k \approx 2$  – квантиль распределения.

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^N \frac{X_i}{N}, \quad \sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2}{N-1}},$$

где  $X_i$  – параметр вибросигнала  $i$ -го узла;

$N$  – количество однотипных узлов.

Если измеренный параметр вибрации  $X \leq [X]_c$ , есть уверенность, что узел исправлен, если  $X > [X]_c$ , необходим осмотр и подконтрольная эксплуатация узла. Ниже приведен пример нормирования вибрации паразитного привода сушильных цилиндров путем статистической обработки спектров вибрации паразитного привода вблизи подшипников цилиндра и паразитных шестерен.

Для предварительного ориентировочного нормирования вибрации составных частей БМ можно использовать нормативные параметры вибрации, регламентированные действующими стандартами [25,31, 35].

Техническое состояние БМ оценивается также непосредственно по параметрам дефектов и отклонений, к которым относятся параметры неуравновешенности валов, цилиндров, роторов, несоосность сопрягаемых валов, непараллельность и негоризонтальность осей валов, невертикальность конструктивных элементов и прочих отклонений, которые условно называются здесь монтажными.

По аналогии с нормированием вибрации в диагностическом паспорте предусмотрена также четырехбалльная оценка технического состояния по перечисленным параметрам с границами зон состояний, отстоящих на два нормочисла.

Устойчивая работа БМ с точки зрения вибрационного состояния характеризуется параметрами вибрации узлов и конструкций, не превышающими нормативные значения. При неустойчивой работе параметры

## Электронный архив УГЛТУ

вибрации превышают нормативные значения. Это, как правило, происходит при резонансных и околорезонансных колебаниях тех или иных узлов и конструкций. Границы устойчивой и неустойчивой работы БМ определяются из условий возникновения резонансной и околорезонансной вибрации тех или иных узлов и конструкций на определенных скоростях работы машины.

Причем скоростные режимы работы устойчивой и неустойчивой не являются абсолютными для всей машины, а только для конкретных ее узлов и конструкций. Например, выявляются границы устойчивой и неустойчивой работы машины относительно поперечных горизонтальных колебаний станины сушильной части, возбуждаемых центробежными силами инерции неуравновешенных масс сушильных цилиндров и сукноведущих валов, или изгибных колебаний сукноведущих валов прессовой части, возбуждаемых центробежными силами инерции неуравновешенных масс этого же вала.

Повышенная вибрация конструкций возбуждается не только при резонансе, характеризующемся совпадением частоты возбуждающих колебания сил с собственной частотой колебаний конструкции, но и вблизи резонанса. Собственные частоты колебаний конструкции могут быть определены с погрешностями, связанными не только с ошибками измерений и вычислений, но и с погрешностями, связанными с нелинейными характеристиками опор, с изменениями условий работы конструкции, например, с изменениями коэффициентов жесткости сукна или сетки при изменении их натяжении. Возможны также отклонения скоростей секций, диаметров валов и т.п. По приведенным причинам области скоростей неустойчивой работы машины расширяются.

В соответствии с требованиями ГОСТ 26563-85 частоты возбуждающих колебания сил  $f$ , Гц, не должны выходить из пределов  $1,3f_0 \leq f \leq 0,7f_0$ , где  $f_0$  – собственная частота колебаний конструкции.

Область частот неустойчивой работы конструкции соответствует условию  $f=(0,7\dots 1,3) f_0$ .

При выявлении границ устойчивой работы БМ следует учитывать возможность проявления супер- и субрезонансов, когда возбуждаются колебания конструкции на частотах, равных удвоенной частоте возбуждающих колебания сил (суперрезонансы) и на частотах, равных половинной частоте (субрезонансы).

Поскольку интенсивность колебаний при супер- и субрезонансах существенно меньше, чем при резонансе, область нежелательной работы может быть принята в два раза меньшей, чем область неустойчивой работы, т.е. не  $\pm 0,3f_0$ , а только  $\pm 0,15f_0$ . В этом случае области частот нежелательной работы будут определены зависимостями:

## Электронный архив УГЛТУ

$$f=(1,7\dots2,3)f_0 \text{ и } f=(0,42\dots0,57)f_0.$$

В диагностическом паспорте приводятся собственные частоты колебаний всех конструктивных элементов БМ: валов и цилиндров, корпусов шаберов, синхронизирующих валов, станин и фундаментов и т.п., даются значения областей неустойчивых и нежелательных скоростей машины, исходя из предотвращения резонансной, супер- и субрезонансной вибрации, методика прогнозирования вибрационного состояния валов и станин при увеличении скорости машины.

Приведем пример нормирования вибрации паразитного привода и подшипников сушильных цилиндров.

Наибольшее количество точек, контролируемых при диагностировании БМ, составляют подшипники сушильных цилиндров. В БМ используются двухрядные роликовые самоустанавливающиеся сферические двухрядные подшипники. Подшипники со стороны привода установлены в корпусах паразитного привода, с лицевой стороны – жестко на шинах фундамента или на станинах. На широких скоростных БМ корпуса подшипников подвижны относительно станины или фундамента. Подшипники работают в неблагоприятных температурно-влажностных условиях, смазка подшипников – централизованная.

Дефекты и повреждения подшипников типичны для этой группы. Чаще всего встречается усталостное выкрашивание беговых дорожек. Дефекты подшипников выявляются по прямому спектру вибрации и по спектру огибающей вибросигнала. В тех случаях, когда корпуса подшипников неподвижны, беговые дорожки наружного кольца выкрашиваются с внешней относительно оси БМ стороны. Такой характер износа объясняется осевыми температурными деформациями цилиндра. При монтаже или ремонте корпуса подшипников устанавливают при температуре в цехе. При работе БМ температура цилиндров повышается на  $60\dots100^\circ\text{C}$ , цилиндр увеличивается по длине, нагружая подшипник в осевом направлении. Для повышения надежности подшипников рекомендуется при модернизации БМ обеспечивать подвижность лицевого подшипника в осевом направлении.

В настоящее время на существующих БМ используется преимущественно паразитный привод. Паразитный привод сушильных цилиндров представляет собой систему зубчатых передач, состоящую из почти сотни зубчатых колес и более двухсот подшипников качения. Отказ хотя бы одного зубчатого колеса или подшипника приводит к остановке не только БМ, но и всего технологического потока производства бумаги.

Удары в зубчатом зацеплении являются источником вибрации всей сушильной части. Важнейший вопрос при диагностировании сушильной части – выяснение предельных параметров вибрации подшипников су-

# Электронный архив УГЛТУ

шильных цилиндров и зубчатых передач привода, а при модернизации БМ – выяснение возможности использования паразитного привода при увеличении скорости машины. Поэтому важнейшее значение имеет вибрационное диагностирование зубчатых колес и подшипников паразитного привода. Но нормативных допустимых параметров вибрации приводов конкретных машин не существует и решение о техническом состоянии паразитного привода зачастую принимается оператором по диагностике на интуитивном уровне. В настоящих материалах предлагается метод нормирования вибрации, основанный на статистической обработке спектров вибрации.

Корпус паразитного привода имеет вибрацию на зубцовых частотах и на частотах, кратных зубцовым частотам (до 5-7 гармоник). Образец спектра вибрации приведен на рис. 4.4,а, а типичный спектр вибрации корпуса подшипника типа SKF 23052 с лицевой стороны показан на рисунке 4.4, б. На спектре наряду с гармониками оборотной и подшипниковой частот отчетливо видны первая и вторая гармоники зубцовой частоты паразитного привода (100 и 200 Гц). Причем СКЗ виброскорости на зубцовых частотах преобладают в спектре.

Статистическое нормирование вибрации паразитного привода проводится по следующему алгоритму:

1) производится запись спектров СКЗ виброскорости корпуса привода в одноименных точках в одном направлении, фиксируется скорость сушильной части;

2) по спектрам вибрации при фиксированной скорости БМ  $V_{Mi}$  определяется СКЗ виброскорости  $j$ -ой гармоники зубцовой частоты  $V_{ej}$  ( $j=1,2,3,4,5$ );

3) определяется среднеарифметическое значение скорости машины, если она в процессе измерения вибрации изменялась

$$\bar{V}_M = \sum_{i=1}^N \frac{V_{Mi}}{N},$$

где  $N$  – количество точек измерения;

4) СКЗ виброскорости приводится к среднеарифметическому значению скорости БМ  $\bar{V}_M$  по формуле

$$V_{ejcj} = V_{ej} \left( \frac{V_{Mi}}{\bar{V}_M} \right)^2;$$

5) находится среднеарифметическое значение приведенной скорости гармонических составляющих вибрации

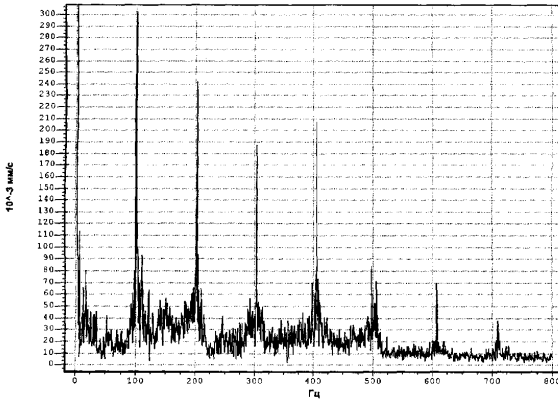
$$\bar{V}_{ej} = \sum_{i=1}^N \left( \frac{V_{ej}}{N} \right);$$

# Электронный архив УГЛТУ

б) определяется средквадратическое отклонение приведенных значений СКЗ виброскорости каждой гармонической составляющей

$$\sigma_{Vi} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \left( v_{eji} - \bar{v}_{eji} \right)^2}{N}};$$

а)



б)

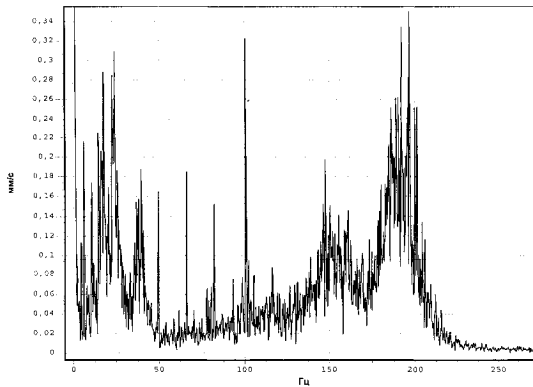


Рис. 4.4. Образцы спектров СКЗ виброскорости:

а) корпуса паразитного привода; б) корпуса подшипника сушильного цилиндра с лицевой стороны

7) для каждой гармонической составляющей находится статистически допустимое значение СКЗ по формуле

# Электронный архив УГЛТУ

$$[V_{ej}] = \bar{V}_{ejcp} + 2\sigma_{vi}$$

По приведенной методике выявляются статистически допустимые параметры вибрации паразитного привода. Если параметры вибрации не превышают приведенных статистически допустимых значений, то есть уверенность в исправности конструкции, если превышают – то необходима подконтрольная эксплуатация конструкции до выявления предельного состояния.

Найденные статистически допустимые СКЗ виброскорости можно принять за нормативное значение, соответствующее границе состояний В и С, т.е. как граница между состояниями «удовлетворительно-неудовлетворительно». Нормативные параметры на границе состояний С и D принимаются на 2 нормочисла большими.

Рассмотрим определение нормативных параметров вибрации паразитного привода сушильной части БМ, работающей на скорости 400 м/мин и имеющей 58 сушильных цилиндров, зубцовая частота – 100 Гц.

Результаты статистической обработки спектров вибрации приведены в табл.4.1.

Таблица 4.1

Статистические параметры вибрации корпуса паразитного привода

Гармоника зубцовой частоты	СКЗ виброскорости, мм/с				
	$\bar{V}_{ej}$	$\sigma_{vi}$	Допустимые значения на границах состояний		Предельно- допустимые значения
			<i>B-C</i>	<i>C-D</i>	
1	0,54	0,12	0,78	1,95	1,8
2	0,42	0,14	0,70	1,75	1,8
3	0,12	0,11	0,34	0,85	1,11
4	0,07	0,10	0,27	0,68	0,71

Подобным же образом проведено нормирование вибрации подшипников сушильных цилиндров с лицевой стороны.

В настоящее время при проектировании зубчатых передач паразитного привода не учитывается плотность вероятности ударов зубьев зубчатых колес, что негативно сказывается на виброактивности сушильной части. В единичной исправной зубчатой передаче удар происходит при обкатывании зуба одной шестерни зубом другой шестерни. Энергия этого удара относительно мала. При эксплуатации системы зубчатых передач одновременно может происходить множество таких ударов. Суммарное действие их дает высокую мощность вибросигнала. Другими словами, если частоты зубозацеплений кратны и совпадают по фазе, то с определенным периодом будет происходить удар большой мощности, способный возбудить интенсивную вибрацию. Таким образом, при проектировании систем зуб-



чатых передач необходимо предусмотреть возможность ухода от описанного режима работы.

При эксплуатации несущая способность строительных конструкций, как правило, снижается. Это обусловлено величиной, характером и продолжительностью предшествующих нагрузжений, износом и повреждением материалов, связей, узлов конструкций, текущими нагрузками. В процессе модернизации и замены оборудования часто возникают проблемы, обусловленные непроектными динамическими нагрузками, требующие проведения специального исследования.

Вибрация в здании не должна создавать проблем для здоровья людей, находящихся в помещении. Уровни вибрации регламентируются санитарными нормами [32]. Допустимый уровень вибрации устанавливается исходя из необходимости обеспечить целостность конструкции здания. Оценка динамического состояния строительных конструкций, сооружений и фундаментов оборудования производится по методическим указаниям РД 34.21.306-96 [33].

Приведем для примера методику оценки вибрации и прогнозирования вибрационного состояния конструкции зданий при увеличении скорости бумагоделательной машины. Здание одноэтажное оборудовано на отметке +4,0 м встроенной балочной клеткой обслуживания оборудования. Колонны балочной клетки опираются на независимые от основного корпуса фундаменты. В области расположения буммашин балки площадок обслуживания опираются на фундаменты этих машин. Каркас здания представлен монолитными железобетонными многопролетными рамами с шагом рам 6,0 м и пролетами 16,0 м, высотой 15,8 и 16,8 м. Кровля покрытия – рубероидный ковер по монолитным железобетонным плитам. В каждом пролете – монолитные железобетонные подкрановые балки.

Измерение вибрации конструкций зданий производилось в трех взаимно перпендикулярных направлениях. Определялся спектральный состав СКЗ виброскорости, а также спектры виброперемещений и виброускорений. Измерялась вибрация фундаментов буммашины, стоек каркаса, конструкций покрытия при работе всего технологического оборудования и при останове на профилактические мероприятия. Измеренные параметры вибрации оценивались путем сравнения с нормативными значениями. Источники вибрации определялись по частотному составу вибрации, возбуждаемой конкретным оборудованием.

Единых нормативных параметров вибрации несущих конструкций зданий вне зависимости от их типа, материала, технического состояния, условий нагружения не существует. Они для каждого конкретного случая определяются расчетом на восприятие одновременно статических и динамических нагрузок. В тех случаях, когда на конструкциях расположены

## Электронный архив УГЛТУ

рабочие места или установлено оборудование, вибрация конструкций ограничена санитарными нормами [32] или нормами на вибрацию оборудования [31].

Согласно инструкции [34], не являющейся на сегодняшний день нормативной, но, на наш взгляд [35,36], вполне приемлемой в тех случаях, когда вибрационные нагрузки не превышают 2% от статических нагрузок. Изгибные колебания строительных конструкций по первой форме можно считать допустимыми без динамических расчетов в следующих случаях:

- когда амплитуда виброперемещений в середине пролета не превышает 1/50000 величины пролета;
- когда относительные амплитуды горизонтальных виброперемещений конструкции по высоте или в плане не превышают 1/50000 расстояния между отметками по высоте или в плане.

Критические амплитуды виброускорений грунтового основания при обеспечении статического давления, не превышающего нормативных давлений, равны для плотных грунтов  $a_a=0,3 \text{ м/с}^2$ , для слабых грунтов  $a_a=0,15 \text{ м/с}^2$  [37].

Исходя из приведенных ограничений, предлагаются для оценки вибрационного состояния обобщенные параметры СКЗ виброскорости строительных конструкций зданий бумцехов, приведённые в табл.4.2.

В соответствии со структурой ГОСТ 26493-85 нормативные значения виброскорости приведены в октавных полосах частот с использованием стандартных цифровых величин.

Таблица 4.2

Нормативные параметры СКЗ виброскорости  
несущих конструкций здания

Среднеквадратическое значение виброскорости, мм/с в октавных полосах частот со среднегеометрическими значениями частот, Гц (в границах)					
2 (1,4-2,8)	4 (2,4-5,6)	8 (5,6-11,2)	16 (11,2-22,4)	32 (22,4-45)	64 (45-90)
4,5	2,8	1,8	1,12	0,71	0,45

Если параметры вибрации несущих конструкций в любой точке и во всех трех направлениях не превышают приведенных в табл. 4.2 значений СКЗ виброскорости, вибрационное состояние следует признать хорошим. Необходимость для принятия мер по уменьшению вибрации конструкций отсутствует. Если СКЗ виброскорости превышает значение параметров, приведенных в табл. 4.2, но не более, чем на два нормочисла (не более, чем в 2,5 раза), вибрационное состояние несущих конструкций следует признать удовлетворительным, но необходимо расчетное обоснование несущей способности конструкций при совместном действии статических и

динамических нагрузок с учетом фактического технического состояния конструкции и, при необходимости, принятие мер по снижению вибрации и (или) усилению и восстановлению конструкций.

При параметрах вибрации, превышающих нормативное значение в 2,5 раза и более (вибрационное состояние неудовлетворительное), необходимо принятие мер по уменьшению вибрации и (или) усилению конструкций при ближайших профилактических мероприятиях. А до принятия мер – непрерывный мониторинг технического и вибрационного состояния конструкций. Если превышение вибрации будет на 4 нормочисла (в 6,25 раза), то вибрационное состояние следует признать аварийным. Необходимо прекращение эксплуатации здания до принятия мер, устраняющих превышенную вибрацию.

При увеличении скорости бумагоделательных машин увеличиваются параметры вибрации фундамента и строительных конструкций. Поскольку бумагоделательные машины возбуждают низкочастотную дорезонансную вибрацию фундамента и строительных конструкций увеличивается СКЗ виброскорости. Это увеличение определяется по формуле

$$V_{\text{еп}} = V_{\text{ез}} \left( V_{\text{мп}} / V_{\text{мэ}} \right)^3, \quad (4.14)$$

где  $V_{\text{еп}}$  и  $V_{\text{ез}}$  – прогнозируемое и экспериментальное СКЗ виброскорости конструкции соответственно при прогнозируемой  $V_{\text{мп}}$  и достигнутой  $V_{\text{мэ}}$  скорости буммашины.

Для принятия решения о реконструкции здания прогнозируемое значение СКЗ виброскорости сравнивается с нормативным значением по табл.4.2.

### **4.3. Виброизоляция машинных агрегатов при модернизации оборудования и реконструкции цехов**

При модернизации машин и реконструкции производств возникает необходимость установки в существующие здания более мощных и скоростных машинных агрегатов или увеличения скоростных режимов существующих машин. В этих случаях выявляется техническое и вибрационное состояние существующих конструкций, и разрабатываются необходимые меры по их виброзащите, в частности производят виброизоляцию агрегатов.

В рамках направления существующей темы решались задачи установки в действующие здания высокоточного лазерного станка, прессы, дисковой мельницы, выявлялись динамические характеристики строительных конструкций промышленного здания при увеличении скорости машин.

При установке на существующие строительные конструкции нового оборудования или при изменении скоростного режима эксплуатации существующего оборудования необходима оценка напряженного и вибрационного состояний несущих конструкций. Выявление напряженного состояния несущих конструкций производится методом строительной механики и здесь не рассматривается.

По виброизоляции машин и оборудования имеется обширная литература [38-41], разработана нормативная документация [42-45]. Здесь рассматривается оценка необходимости и возможности виброизоляции модернизированных или вновь установленных агрегатов на существующие строительные несущие конструкции.

Машинный агрегат, установленный на виброизоляторы, в общем случае представляет собой систему с шестью степенями свободы. В большинстве случаев центры масс  $O_m$  и жесткости виброопор  $O_v$  лежат на одной вертикали, виброизолированная машина имеет четыре взаимно независимых вида колебаний:

- 1) вертикальные по оси  $Z$ ;
- 2) горизонтально-поворотные в плоскости  $ZOY$ ;
- 3) горизонтально-поворотные в плоскости  $ZOX$ ;
- 4) вращательные относительно оси  $Z$ .

При расчете виброизоляции определяются параметры вибрации машины и поддерживающей конструкции. Но в большинстве случаев при большой массе или большой жесткости поддерживающих конструкций определяются только параметры вибрации виброизолированной машины и нагрузки, действующие на поддерживающую конструкцию. Здесь рассматриваются вертикальные колебания виброизолированной машины с учетом виброперемещений поддерживающей конструкции и горизонтально-поворотные колебания при неподвижной поддерживающей конструкции.

Динамическая модель виброизоляции машины при вертикальных колебаниях показана на рис.4.5. Система дифференциальных уравнений, описывающих вибрацию виброизолированной машины и поддерживающей конструкции, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + b_{12}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + C_{12}(z_1 - z_2) &= m_{в1} e_2 \omega_1^2 \cos \omega_1 t; \\ m_2 \ddot{z}_2 + b_2 \dot{z}_2 + b_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + C_2 z_2 + C_{12}(z_2 - z_1) &= 0, \end{aligned} \quad (4.15)$$

где  $m_{1,2,3}$  – масса соответственно виброизолированного объекта, поддерживающей конструкции и неуравновешенности ротора;  $e_1$  – удельный дисбаланс ротора;  $C_{12}$ ,  $b_{12}$  и  $C_2$ ,  $b_2$  – коэффициенты жесткости и неупругих сопротивлений соответственно виброизоляторов и поддерживающей конструкции;  $\omega_1$  – частота вращения ротора.

# Электронный архив УГЛТУ

Из однородной части уравнений (4.15) (без учета правой части уравнений и без учета демпфирования) находятся собственные частоты колебаний виброизолированной машины, которые определяются по формуле (4.16)

$$\omega_{01,2} = \frac{\lambda_1^2(1+\mu) + \lambda_2^2}{2} \pm \sqrt{\left[ \frac{\lambda_1^2(1+\mu) + \lambda_2^2}{2} \right]^2 - \lambda_1^2\lambda_2^2}, \quad (4.16)$$

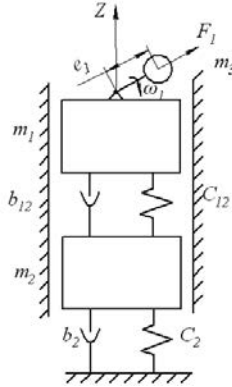


Рис.4.5. Динамическая модель двухмассовой колебательной системы

где  $\lambda_1, \lambda_2$  – парциальные собственные частоты колебаний масс 1 и 2 или собственные частоты колебаний одной массы при условно закрепленной второй массе:  $\lambda_1 = C_{12}/m_1$ ;  $\lambda_2 = (C_1 + C_{12})/m_2$ ;  $\mu = m_1/m_2$  – отношение массы виброизолированного объекта к массе поддерживающей конструкции.

Низшая собственная частота колебаний  $\omega_{01}$  меньше каждой из парциальных частот и соответствует форме колебаний, когда движение обеих масс совпадают по направлению (колебания синфазны). Высшая частота  $\omega_{02}$  – колебания масс протифазны.

Систему уравнений (4.15), описывающих вынужденную вибрацию представим после ряда преобразований в виде алгебраических уравнений в матричном виде

$$\begin{pmatrix} (1-\eta_1^2) & \frac{\eta_1}{\alpha_{p1}} & -1 & \frac{\eta_1}{\alpha_{p1}} \\ -\frac{\eta_1}{\alpha_{p1}} & (1-\eta_1^2) & \frac{\eta_1}{\alpha_{p1}} & -1 \\ \alpha^2\mu & -\frac{\alpha\eta_2}{\alpha_{p1}}\mu & (1-\eta_2^2) & \frac{\eta_2}{\alpha_{p2}} \\ \frac{\alpha\eta_2}{\alpha_{p1}}\mu & -\alpha^2\mu & -\frac{\eta_2}{\alpha_{p2}} & (1-\eta_2^2) \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} S_{11} \\ S_{12} \\ S_{21} \\ S_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_1\eta_1^2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (4.17)$$

где  $\eta_1 = \omega/\lambda_1$  – отношение частоты возбуждающих колебаний сил к собственной частоте колебаний виброизолируемого объекта на виброизоляторах;  $\eta_2 = \omega/\lambda_2$  – отношение частоты возбуждающих колебаний сил к собственной частоте колебаний поддерживающей конструкции;  $\alpha$  – отношение собственных парциальных частот колебаний виброизолированного объекта  $\lambda_1$  и поддерживающей конструкции  $\lambda_2$

$$\alpha = \lambda_1/\lambda_2 = \eta_2/\eta_1;$$

$v_1$  – мера уровня возбуждающих колебания сил парциальных систем

$$v_1 = m_{a1}e_1/m_1;$$

$\alpha_{p1}$ ,  $\alpha_{p2}$  – коэффициенты динамического усиления колебаний парциальных систем при резонансах.

Из решения (4.17) находятся гармонические коэффициенты  $S_{11}$ ,  $S_{12}$ ,  $S_{21}$  и  $S_{22}$ , а по ним – амплитуды виброперемещений и углы сдвига фаз виброизолированного объекта  $S_{a1}$  и  $\beta_1$  и поддерживающей конструкции  $S_{a2}$  и  $\beta_2$ :

$$S_{a1} = \sqrt{S_{11}^2 + S_{12}^2}; \quad \text{tg } \beta_1 = S_{12}/S_{11}; \quad S_{a2} = \sqrt{S_{21}^2 + S_{22}^2}; \quad \text{tg } \beta_2 = S_{22}/S_{21}. \quad (4.18)$$

Вибрация виброизолированного объекта  $z_1$  и поддерживающей конструкции  $z_2$  описывается следующими зависимостями

$$z_1 = S_{a1} \cos(\omega t + \beta_1); \quad z_2 = S_{a2} \cos(\omega t + \beta_2). \quad (4.19)$$

Амплитуды относительных виброперемещений виброизолированного объекта и поддерживающей конструкции, необходимые для расчета виброизоляторов, определяются по формуле:

$$S_{a1,2} = \sqrt{(S_{11} - S_{21})^2 + (S_{12} - S_{22})^2}. \quad (4.20)$$

На практике встречаются случаи, когда приведенные массы поддерживающих конструкций, например междуэтажного перекрытия, опорных металлических рамных конструкций и т.п., соизмеримы или меньше массы виброизолируемой машины и имеют порой незначительную жесткость.

## Электронный архив УГЛТУ

Не исключена вероятность их резонансных или около резонансных колебаний.

Численное исследование системы уравнений (4.17), описывающих колебания при вертикальной виброизоляции машины, показало, что вблизи от резонанса поддерживающей конструкции эффективность виброизоляции резко падает: заметно увеличиваются виброперемещения виброизолируемой машины и существенно в несколько раз возрастают амплитуды виброперемещений поддерживающей конструкции. При остром резонансе поддерживающей конструкции возникает эффект динамического виброгашения, при котором амплитуды виброперемещений виброизолированной машины падают до нуля при существенном увеличении параметров вибрации поддерживающей конструкции. Увеличение массы поддерживающей конструкции при прочих равных условиях приводит к уменьшению ее параметров вибрации.

Из сказанного вытекает практический вывод: при проектировании виброизоляции необходимо знать динамические характеристики поддерживающих конструкций. В случае приближения частот их собственных колебаний к частотам возбуждающих колебания динамических воздействий необходимо принять меры по выводу конструкции из резонанса.

### *Горизонтально-поворотные колебания виброизолированного агрегата*

Динамическая модель горизонтально-поворотных колебаний массы приведена на рисунке 4.6, где обозначено:  $\omega$  – частота вращения ротора машины, рад/с;  $m_p e$  – приведенный дисбаланс ротора, кг·м;  $m$  – масса установки, кг;  $\theta$  – момент инерции массы относительно центра масс  $S$  установки, кг·м<sup>2</sup>;  $h_2$  – расстояние по вертикали от центра масс до центра жесткости опоры, м;  $h_1$  – расстояние по вертикали от центра масс установки до оси вращения ротора, м;  $h_\phi$  – высота установки, м;  $x$  – горизонтальное перемещение центра массы, м;  $\psi$  – поворотное перемещение массы, рад;  $k_x$ ,  $b_x$  – коэффициенты соответственно жесткости опоры и неупругих сопротивлений при горизонтальном перемещении центра жесткости опоры, Н/м, Н·с/м;  $k_\psi$ ,  $b_\psi$  – коэффициенты соответственно жесткости опоры и неупругих сопротивлений при повороте массы, Н·м/рад, Н·м·с/рад;  $O$  – ось, относительно которой масса совершает поворотные колебания.

Колебания массы возбуждаются центробежными силами инерции машины. Приведенная к оси ротора машины центробежная сила инерции определяется по формуле  $F_{ax} = m_p e \omega^2 \sin \omega t$ .

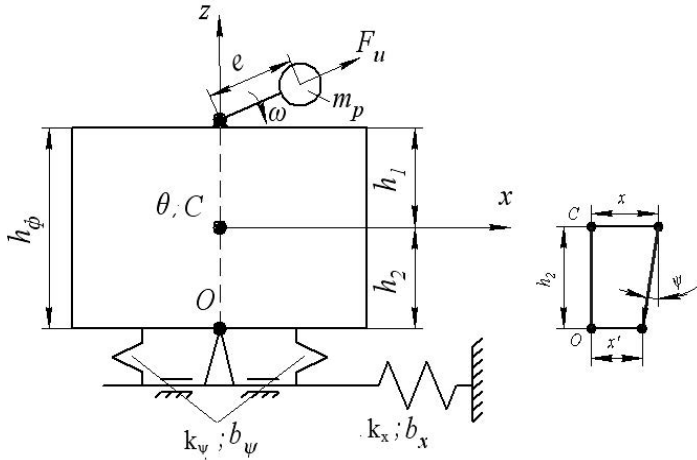


Рис.4.6. Динамическая модель массы, совершающей горизонтально-поворотные колебания

Дифференциальные уравнения колебаний агрегата:

$$m\ddot{x} + b_x(\dot{x} - h_1\dot{\psi}) + k_x(x - h_1\psi) = m_p e \omega^2 h_2 \sin \omega t; \quad (4.21)$$

$$\ddot{\psi} + b_\psi \dot{\psi} - b_x h_1(\dot{x} - h_1\dot{\psi}) + k_\psi \psi - k_x h_1(x - h_1\psi) = m_p e \omega^2 h_2 \sin \omega t.$$

Уравнения (4.21) взаимосвязаны. Разделим все члены первого уравнения на массу  $m$ , а второго – на момент инерции масс  $\theta$  и обозначим:

$$\frac{b_x}{m} = 2\varepsilon_x; \quad \frac{b_\psi}{m} = 2\varepsilon_\psi; \quad \frac{k_x}{m} = \omega_{0x}^2; \quad \frac{k_\psi}{m} = \omega_{0\psi}^2; \quad v_z = \frac{m_p e}{m}; \quad r^2 = \frac{\theta}{m}; \quad \alpha_c = \frac{k_x}{k_\psi},$$

где  $\varepsilon_x, \varepsilon_\psi$  – коэффициенты демпфирования парциальных горизонтальных и поворотных колебаний фундамента;  $\omega_{0x}, \omega_{0\psi}$  – собственные частоты парциальных колебаний фундамента: горизонтальных и поворотных;  $r$  – радиус инерции масс фундамента;  $v$  – коэффициент, характеризующий меру уровня возбуждающих колебания сил инерции неуравновешенных масс ротора.

Заметим, что коэффициенты демпфирования связаны с коэффициентами динамического усиления колебаний при резонансе  $\alpha_{xp}$  и  $\alpha_{\psi p}$  следующими соотношениями:  $2\varepsilon_x = \omega_{0x}/\alpha_{xp}$ ;  $2\varepsilon_\psi = \omega_{0\psi}/\alpha_{\psi p}$ .

Из однородной части дифференциальных уравнений (4.21) находят главные собственные частоты горизонтально-поворотных колебаний



$$\omega_{01,2}^2 = \frac{1}{2} \left[ \omega_{0x}^2 \left( 1 + \frac{h_1^2}{r^2} \right) + \omega_{0\psi}^2 \right] \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left[ \omega_{0x}^2 \left( 1 + \frac{h_1^2}{r^2} \right) + \omega_{0\psi}^2 \right]^2 - \omega_{0x}^2 \omega_{0\psi}^2}. \quad (4.22)$$

Вынужденные горизонтально-поворотные колебания фундамента ищем в виде:

$$x = S_{ax1} \sin \omega t + S_{ax2} \cos \omega t; \quad \psi = S_{a\psi 1} \sin \omega t + S_{a\psi 2} \cos \omega t. \quad (4.23)$$

Подстановка решения (4.23) в дифференциальные уравнения (4.21) и ряд преобразований приводят к системе алгебраических уравнений, из которых определяются амплитуды горизонтальных  $S_{ax}$  и поворотных  $S_{a\psi}$  виброперемещений агрегата [30].

Динамические нагрузки, передающиеся на поддерживающую конструкцию, определяются при рабочем режиме машины, а также при прохождении через резонанс при пуске и остановке машины, определяются по формуле

$$F_x = S_{ax} K_x; \quad M_x = S_{a\psi} K_\psi. \quad (4.24)$$

При проектировании виброизоляции необходимо учитывать пускоостановочный резонанс виброизолированных машин. Разгон и остановка машин, имеющих большие массы вращающихся частей, например бумагоделательных машин, дефибреров, происходит медленно. Амплитуды виброперемещений виброизолированной машины и поддерживающей конструкции можно, определять при установившемся режиме, но при частотах возбуждающих колебания сил, равных собственным частотам вертикальных и горизонтально-поворотных колебаний виброизолированной конструкции.

Для машин со сравнительно небольшими вращающимися массами и большой мощностью привода, например для вентиляторов, насосов, мельниц, деревообрабатывающих станков, разгон и остановка агрегатов происходят быстро и резонансные колебания «не успевают» реализоваться. Амплитуды виброперемещений при прохождении пускоостановочных резонансов меньше, чем при установившихся резонансных колебаниях.

Определенные параметры вибрации машин и поддерживающих конструкций сравниваются с допустимыми значениями и при превышении их принимаются соответствующие меры виброзащиты.

В тех случаях, когда установка нового агрегата на междуэтажное перекрытие невозможна из-за недостаточной его прочности или неудовлетворительного вибрационного состояния можно использовать подвесную виброизоляцию. При подвесной виброизоляции агрегат устанавливается на жесткую металлическую или железобетонную площадку, подвешиваемую на виброизолированных канатах или стержнях к колоннам здания. Горизонтальные колебания виброизолируются из-за эффекта маятника, а

вертикальные – из-за виброизоляторов через которые канаты (стержни) опираются на колонны.

Положительный результат дало экспериментальное проектирование подвесной виброизоляции высокоточного агрегата массой около 8 тонн для защиты его от вибрации, распространяющейся извне от внешних источников.

#### **4.4. Уравновешивание валов и цилиндров бумагоделательных и отделочных машин**

Один из основных источников вибрации БМ и отделочных машин, насосно-трубопроводных систем – центробежные силы инерции неуравновешенных масс валов, цилиндров, роторов. По уравновешиванию и балансировке роторов имеется многочисленная литература [46-49]. Здесь обсуждается лишь методика оценки неуравновешенности валов и цилиндров БМ в процессе эксплуатации, возможность группового уравновешивания сушильных цилиндров, а также обоснование допустимой остаточной неуравновешенности упруго-деформируемых жестких валов, балансируемых на балансировочном станке, работающем в гибком режиме.

При оценке технического состояния БМ выявляются фактические дисбалансы валов и цилиндров и сопоставляются с допустимыми значениями.

Измерение дисбалансов роторов может быть осуществлено на балансировочном станке при снятии вала с машины для ремонта. Если неуравновешенность ротора превышает допустимое значение дисбаланса хотя бы в одной плоскости исправления, ротор нужно балансировать.

Измерение дисбалансов валов на машине – сложная задача, соизмеримая по сложности с балансировкой. Поэтому это измерение только с целью оценки их неуравновешенности проводить не следует. Обобщенным критерием неуравновешенности валов, наиболее доступным для измерения в условиях эксплуатации оборудования, является вибрация конструкций. Параметры вибрации – достаточно полный диагностический признак неуравновешенности роторов.

Силы инерции неуравновешенного вала возбуждают вибрацию оборудования преимущественно с частотой вращения вала (оборотной частотой). Встречаются случаи, когда неуравновешенный вал возбуждает вибрацию, кратную оборотной частоте (супергармонические колебания) и с частотой, равной доле частоты вращения (субгармонические колебания). Причиной появления таких колебаний является нелинейность упругих свойств конструкций вала или опор. Но в любом случае колебания с оборотной частотой проявляются. На оборотной частоте сосредотачивается 60...70% и более энергии колебаний. Поэтому неуравновешенность роторов оборудования при его эксплуатации рекомендуется оценивать по па-

раметрам вибрации подшипниковых опор на частотах вращения роторов при рабочей скорости машины.

Для идентификации вибрации на оборотной частоте следует иметь в виду, что вибрация, возбуждаемая центробежными силами инерции неуравновешенных масс роторов, резко возрастает с увеличением скорости машины в тех случаях, когда ротор вращается в дорезонансном режиме, и уменьшается, когда ротор вращается в зарезонансном режиме. Следовательно, дополнительным признаком неуравновешенности роторов является существенная зависимость параметров вибрации подшипниковых опор на оборотной частоте от частоты вращения ротора.

Причинами вибрации подшипниковых опор на оборотной частоте вращения вала, кроме неуравновешенности масс, могут быть несоосность роторов; внутренняя несоосность и кривошипный эффект муфт, биение рабочих поверхностей сопрягаемых валов, поперечные трещины в валах, ослабление крепления корпусов подшипников роторов, малой жесткости опорных конструкций. При слабине даже при незначительной неуравновешенности ротора, не превышающей допустимых значений, может возникать интенсивная вибрация корпусов подшипников на оборотной частоте.

Естественно, что при оценке неуравновешенности ротора следует устранить другие источники вибрации, проявляющиеся на оборотной частоте.

В табл. 4.3 приведены для примера допустимые параметры вибрации опор валов бумагоделательных машин, определяемые в соответствии с требованиями ГОСТ 26493-85 [31]. Для оценивания неуравновешенности валов из табл.4.3 следует брать среднеквадратическое значение виброскорости, соответствующее частоте вращения вала.

Таблица 4.3

Допустимые параметры вибрации опор валов

Валы	Направление	Среднеквадратическое значение виброскорости, мм·с <sup>-1</sup> , при частоте вращения вала, об/мин		
		<170	170...340	>340
Формующей части	Z	1,12	1,80	2,80
	X	1,80	2,80	4,50
	Y	2,80	4,50	7,10
Прессовой части, кроме вакуум-пересасывающих и прижимных, валы и цилиндры сушильной части. Нижний вал каландра, ци-	Z	1,12	1,80	2,80
	X, Y	2,80	4,50	7,10

линдр наката				
Сетконатяжные и вакуум-пересасывающие в направлении движения	$\pm\tau$	2,18	4,50	7,10

Если параметры вибрации подшипниковых опор не превышают допустимые значения, то вал балансировать не следует. При превышении – вал балансируется.

Нормы на предельно допустимое значение остаточного дисбаланса регламентируются ГОСТ 26563-85 [32]. При упруго-деформируемом жестком вале, колеблющемся в околорезонансном режиме, требования к остаточному дисбалансу валов при их балансировке ужесточаются. Нормы на предельное значение неуравновешенности следует уменьшить в  $K_y$  раз. Величина  $K_y$  определяется по формуле

$$K_y = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + \left(\frac{\eta}{\alpha_p}\right)^2}}, \quad (4.25)$$

где  $\eta = \frac{\omega}{\omega_0}$  – частотное отношение;  $\omega$  – частота вращения вала;  $\omega_0$  – собственная частота колебаний вала;  $\alpha_p$  – коэффициент динамического усиления колебаний вала при резонансе. Например, при  $\eta=0,7$  и  $\alpha_p=16$ ;  $K_y=1,8$ .

Наиболее виброактивные конструкции БМ – станины и фундаменты сушильных частей. Основные источники возбуждения вибрации – центробежные силы инерции неуравновешенных масс сушильных цилиндров. Очевидный метод уменьшения вибрации станин и фундаментов – балансировка сушильных цилиндров каждого в отдельности. При такой балансировке решаются задачи уменьшения динамических нагрузок на подшипниковые опоры и снижение вибрации станин и фундамента. Но балансировка каждого цилиндра отдельно трудоемка и занимает много времени на останов машины. К тому же после установки отдельно отбалансированных цилиндров на машину возможно совпадение векторов остаточных дисбалансов нескольких цилиндров, что может привести к повышенной вибрации станины.

Измерение дисбалансов цилиндров на машине для оценки их неуравновешенности сложная задача, соизмеримая по сложности с балансировкой, а оценку неуравновешенности следует проводить для всех цилиндров.

При модернизации БМ и увеличении их скорости нередко случаи появления опасной вибрации станин в горизонтальном поперечном на-

# Электронный архив УГЛТУ

правлении из-за приближения частоты вращения сушильных цилиндров к собственной частоте колебаний станин.

Одним из путей уменьшения вибрации станин и фундаментов является групповое уравнивание сушильных цилиндров. Суммарное динамическое воздействие сушильных цилиндров одной группы по приводу представляет собой сумму независимых детерминированных функций

$$F = \sum_{i=1}^N F_{ai} \cdot \cos(\omega t + \beta_i) \quad (4.26)$$

где  $F_{ai}$  – амплитуда центробежной силы инерции неуравновешенных масс  $i$ -го цилиндра;

$\omega$  – угловая частота вращения цилиндров;

$\beta_i$  – угол сдвига фаз  $i$ -го цилиндра;

$N$  – количество цилиндров в группе.

Цилиндры в группе вращаются с одной скоростью, амплитуда  $F_{ai}$  и угол сдвига фаз  $\beta_i$  случайны. В группе сушильных цилиндров с жесткой кинематической связью, например посредством паразитного привода, углы  $\beta_i$  неизменны, суммарное динамическое воздействие  $F$  постоянно при неизменной скорости БМ. В сушильных группах с гибкой упругой связью в виде сушильной сетки угол  $\beta_i$  непрерывно изменяется. Суммарное динамическое воздействие также изменяется непрерывно от некоторого минимального значения  $F_{\min}$ , зачастую от нуля, до максимального значения

$$F_{\max} = \sum_{i=1}^N F_{ai}.$$

Характер динамического воздействия центробежных сил инерции цилиндра на станину рассмотрим на простейшей модели (рис. 4.7). Цилиндр представим в виде жесткого динамически неуравновешенного ротора, нагружающего опоры, а через них станины, силами, неравными по величине и несовпадающими по направлению. Центробежные силы инерции, действующие на опоры, равны  $F_A = D_A \omega^2 \cos(\omega t)$ ;  $F_B = D_B \omega^2 \cos(\omega t + \varphi)$ , где  $D_{A, B}$  – дисбалансы цилиндра приведенные к опорам А и Б;  $\omega$  – угловая частота вращения цилиндра;  $\varphi$  – угол между векторами  $F_A$  и  $F_B$ .

Вращающиеся векторы сил, действующие на опоры с лицевой и приводной стороны, образуют силы и моменты сил, возбуждающие вибрацию станины. Силы, действующие в вертикальном  $F_z$  и горизонтальном  $F_x$  направлениях, равны

$$F_z = F_A \cos(\omega t) + F_B \cos(\omega t + \varphi); \quad F_x = F_A \sin(\omega t) + F_B \sin(\omega t + \varphi).$$

Моменты сил, действующие относительно осей  $x$  и  $z$ :

$$M_z = F_A \frac{1}{2} \sin(\omega t) - F_B \frac{1}{2} \sin(\omega t + \varphi); \quad M_x = F_A \frac{1}{2} \cos(\omega t) - F_B \frac{1}{2} \cos(\omega t + \varphi),$$

# Электронный архив УГЛТУ

где  $l$  – расстояние между опорами.

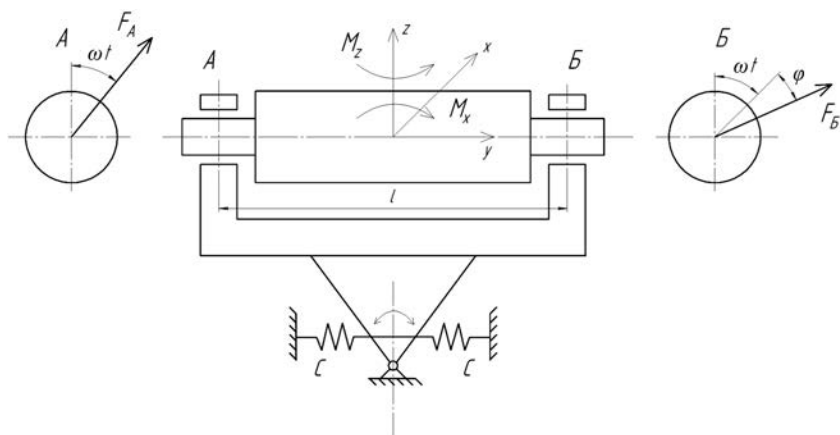


Рис. 4.7. Схема нагрузок на станину динамически неуравновешенного цилиндра

Сила  $F_z$  возбуждает вибрацию в вертикальном направлении  $z$ , сила  $F_x$  – в продольном горизонтальном направлении  $x$ , момент  $M_z$  – поворотную вибрацию относительно вертикальной оси  $z$  и момент  $M_x$  – горизонтально-поворотную вибрацию относительно оси  $x$ .

Суммарное приведенное к определенной точке станины динамическое воздействие на станину группы сушильных цилиндров определяется как геометрическая сумма динамических воздействий от каждого цилиндра отдельно

$$F_{AC} = \sum_{i=1}^N K_{Ai} D_{Ai} \omega^2 \cos \beta_{Ai}; \quad F_{BC} = \sum_{i=1}^N K_{Bi} D_{Bi} \omega^2 \cos \beta_{Bi}, \quad (4.27)$$

где  $D_{Ai}$ ,  $D_{Bi}$  – дисбаланс  $i$ -го цилиндра соответственно с лицевой и при водной сторон;

$N$  – число цилиндров в группе;

$K_{Ai}$ ,  $K_{Bi}$  – коэффициенты влияния на вибрацию точки приведения  $i$ -го цилиндра соответственно с лицевой и приводной сторон;

$\beta_{Ai}$ ,  $\beta_{Bi}$  – углы сдвига фаз вектора дисбаланса  $i$ -го цилиндра с лицевой и приводной сторон.

Эти зависимости позволяют сделать вывод о принципиальной возможности группового уравнивания цилиндров отдельным антивибратором, вращающимся с частотой вращения сушильных цилиндров, при

наличии жесткой кинематической связи с последними, при условии неизменных углов сдвига фаз  $\beta_i$  всех цилиндров группы.

Антивибратор может быть моментный или силовой. При моментном антивибраторе центробежные силы инерции действуют на станину относительно продольной оси машины, в противофазе с моментами сил инерции сушильных цилиндров. Конструктивно моментный антивибратор может быть в виде двух синхронных вибраторов, расположенных над лицевой и приводной сторонами станин. Силовой антивибратор представляет собой неуравновешенную массу, вращающуюся относительно горизонтальной оси, параллельной продольной оси машины.

Моментные и силовые антивибраторы должны иметь жесткую кинематическую связь с сушильными цилиндрами группы и автоматическом управлении дисбалансом и фазой антивибратора по сигналу от вибропреобразователя, установленного на станине. Применение таких антивибраторов принципиально возможно, но проблематично из-за сложности управления.

Реально применение группового уравнивания сушильных цилиндров путем установки балансировочных грузов на одном или двух сушильных цилиндрах верхнего яруса. При этом применим обычный метод балансировки сушильной группы на машине при ее разгоне без демонтажа привода, например, методом трех пусков. Отличие заключается лишь в том, что устанавливается не один пробный груз поочередно с лицевой и приводной стороны, а одновременно два груза кососимметрично с лицевой и приводной стороны. При уравнивании балансировочные грузы устанавливаются также кососимметрично с обеих сторон цилиндра. Они будут работать как моментный антивибратор.

Разумеется, что при приводе сушильных цилиндров сеткой применение рассмотренного метода уравнивания лишено смысла.

При монтаже сушильной части новой машины с известной неуравновешенностью каждого цилиндра, величиной и углом дисбаланса с лицевой и приводной стороны, возможно оптимальное размещение цилиндров с минимизацией суммарного динамического воздействия на станину, например, с использованием метода Монте-Карло. При этом необходимо учитывать, что виброактивность цилиндров, расположенных в верхнем и нижнем ярусе различна.

### *Выводы по разделу*

1) В настоящее время используются стратегии, формы и способы реализации технической эксплуатации оборудования. Наиболее приемлемым для оборудования ЦБП техническое обслуживание и ремонт по состоянию на основе диагностирования при централизованной форме ре-

## Электронный архив УГЛТУ

монта и использовании единых ремонтных служб или сервисных предприятий.

2) Служба диагностики (контроля и анализа технического состояния оборудования) должна быть единой для диагностирования технических систем полностью, включая механическую и электрическую части, КИП и автоматику, а в будущем и технологический процесс. Она должна быть двухстадийной. Первичный контроль осуществляют цеховые службы при помощи простейших приборов, окончательная диагностика и принятие решение осуществляется централизованной службой диагностики.

3) Разработан и реализован метод прогнозирования и оценки вибрационного состояния валов, цилиндров, станин и фундамента бумагоделательных машин при увеличении их рабочей скорости при модернизации.

4) Впервые разработана и опробована идеология и содержание диагностических (динамических) паспортов бумагоделательных машин, в которых приводятся структурные параметры технического состояния машины (износ, дефекты, повреждения и их диагностические признаки (параметры вибрации)). Выявляется и оценивается напряженное и вибрационное состояние базовых деталей в зависимости от скоростных и иных режимов работы машин, приводятся режимы устойчивой работы машин.

Идеология диагностической паспортизации может быть разработана для любого технологического оборудования отрасли.

5) На примере паразитного привода сушильных цилиндров бумагоделательной машины показана методика нормирования диагностических признаков (параметров вибрации) составных частей оборудования.

6) Разработана методика прогнозирования и оценки вибрации строительных конструкций промышленных зданий при изменении режима работы оборудования – источника вибрации.

7) Предложены методы виброизоляции машинных агрегатов, устанавливаемых на существующие строительные конструкции при реконструкции производств. Показана возможность подвесной виброизоляции путем установки агрегатов на платформу, подвешенную к колоннам здания на гибких упругих связях.

8) Предложена оценка неуравновешенности валов и цилиндров бумагоделательных машин по параметрам вибрации подшипниковых опор на оборотной частоте. Показана принципиальная возможность группового уравновешивания сушильных цилиндров при жесткой кинематической связи их привода.



# Электронный архив УГЛТУ

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Исследование виброакустических процессов при решении триботехнических проблем потенциально опасных технических систем отраслей лесного комплекса: отчет о НИР (заключит.)/Уральск. гос. лесотехн. ун-т; рук. Старжинский В.Н.; исп. Санников А.А. и др. – Екатеринбург, 2012. – 231 с. - № ГР 0120.0800062. Инв. № 028755379.
2. Методы прогнозирования и предотвращения аварийных отказов, восстановления ресурса сложных технических систем в отраслях лесного комплекса: отчет о НИР (заключит.)/Уральск. гос. лесотехн. ун-т; рук. Старжинский В.Н.; исп. Санников А.А. и др. – Екатеринбург, 2014. – 137 с. - № ГР 01201252071 Инв. № 010/2014.
3. Вибрация и шум технологических машин и оборудования отраслей лесного комплекса: монография / А. А. Санников [и др.]; под ред. А. А. Санникова; Урал. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург: [УГЛТУ], 2006. – 484 с.
4. Трение, изнашивание и смазка: справочник в 2 кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978.
5. Гаркунов, Д.Н. Триботехника. –М.: Машиностроение, 1989.–328 с.
6. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе [и др.]; [под общ. ред. А. В. Чичинадзе]. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
7. Крагельский, И.В. Фрикционные автоколебания / И.В. Крагельский, Н.В. Гиттис – М.: Наука, 1987. – 181 с.
8. Санников, А.А. Надежность машин. Трибология и триботехника в оборудовании лесного комплекса: учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности 150405 (170400) "Машины и оборудование лесного комплекса" / А.А. Санников, Н.В. Кузубина, А.М. Витвинин; Урал. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург: [УГЛТУ], 2006. – 145 с.
9. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. – М.: Машиностроение, 1985.– 472 с.
10. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов / С.А. Попов, А.К. Мусатов [и др.]; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
11. Эйдлин, И.Я. Бумагоделательные и отделочные машины / И.Я. Эйдлин. – 3-е изд., испр. и доп.. – Изд-во «Лесная промышленность», 1970. – 624 с.
12. Расчеты на прочность в машиностроении: в 3 т. Т. 2. Инерционные нагрузки. Колебания и Ударные нагрузки. Выносливость. Устойчивость / С.Д. Пономарев [и др.]; под ред. С. Д. Пономарева. – М.: МАШГИЗ, 1959. – 1118 с.
13. Барков, А.В., Баркова, Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: Учеб. пособие. — СПб: СПбТМТУ, 2004. — 156 с.
14. Вибрация в технике: справочник в 6-ти т. Т.5. Измерения и испытания / под ред. М.Д. Генкина. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.

## Электронный архив УГЛТУ

15. Вибродиагностика: монография / Г.Ш. Розенберг, Е.З. Мадорский [и др.]; под ред. Г.Ш. Розенберга. – С.-Пб.: ПЭИПК Минэнерго РФ, 2003. – 284 с.
16. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А. Г. Соколова. — М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
17. Карасев, В.А., Ройтман, А.Б. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы. – М.: Машиностроение, 1986. – 196 с.
18. Кравченко, В.М. , Сидоров, В.А. Техническое диагностирование механического оборудования: учебник. – Донецк: ООО «Юго-Восток», Ятд., 2009. – 459 с.
19. Костюков, В.Н., Науменко, А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учеб. пособие / под ред. В.Н. Костюкова. Омск: Изд\_воОмГТУ, 2002. – 108 с.
20. Коллакот, Р. А. Диагностика повреждений: перевод с англ. / Р.А. Коллакот; под ред. П. Г. Бабаевского. – М.: Мир, 1989. – 516 с.: ил.
21. Неразрушающий контроль и диагностика: справочник в 7-ми т. Т.7.Вибродиагностика / В. В. Клюев [и др.]; под ред. В. В. Клюева. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 2005. - 829 с.: ил. – Библиогр. в конце гл.
- 22.Неразрушающий контроль и диагностика: справочник / В. В. Клюев [и др.]; под ред. В. В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1995.– 487 с.
23. Технические средства диагностирования: справочник / Ред. В. В. Клюев. – М.: Машиностроение, 1989. – 636 с.
24. Ширман, А.Р., Соловьев, А.Д. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. М., 1996. – 276 с.
25. ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Вибрация. Контроль состояния машин по результату измерений вибрации на невращающихся частях. – Ч.3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 об/мин. – Введ. 2000.07.01.– М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2000.–24 с.
26. ГОСТ Р ИСО 8579-2-99. Вибрация. Контроль вибрационного состояния зубчатых механизмов при приемке. – Введ. 2000.07.01. – М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2000. – 12 с.
27. Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
28. Болотин, В.В. Ресурс машин и конструкций / В. В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.
29. Седуш, В.Я. Система прогнозирования сроков отказа деталей механического оборудования / В.Я. Седуш, Н.А. Ченцов, В.Н. Ручко, С.Л. Сулейманов // Главный механик. – 2008. – №4. – С.69-72.

30. Кудубина, Н.В. Виброзащита технологических машин и оборудования лесного комплекса: монография / Н. В. Кудубина, А. А. Санников; Федер. агентство по образованию, Урал. гос. лесотехн. ун-т. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2008. – 212 с.
31. ГОСТ 26493-85. Вибрация. Технологическое оборудование целлюлозно-бумажного производства. Нормы вибрации. Технические требования. – Введ. 1986.07.01. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 8 с.
32. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы: СН 2.2.4/2.1.8.566-96. – Минздрав России.– М., 1997. – 30 с.
33. РД 34.21.306-96. Методические указания по обследованию динамического состояния строительных конструкций сооружений и фундаментов оборудования энергопредприятий. Центр безопасности труда. – М., 1996.
34. Инструкция по расчету несущих конструкций промышленных зданий и сооружений на динамические нагрузки. – М.: Стройиздат, 1970.
35. Санников, А.А. Пути снижения колебаний лесопильного оборудования. – М.: Лесная промышленность, 1980. – 160 с.
36. Санников, А.А. Вибрация зданий и фундаментов лесопильных рам. – М.: Лесная промышленность, 1966. – 148 с.
37. Петецкий, В.М. Современные фундаменты машин и их автоматизированное проектирование / В.М. Петецкий, Б.К. Александров, О.А. Савинов. – М.: Стройиздат, 1993. – 424 с.
38. Ивович, В.А. Защита от вибрации в машиностроении / В.А. Ивович, В.Я. Онищенко. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
39. Средства защиты в машиностроении. Расчет и проектирование / Под ред. С.В. Белова. – М.: Машиностроение, 1989. – 276 с.
40. Фролов, К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман. – М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.
41. Динамические свойства линейных виброзащитных систем / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Наука, 1982. – 206 с.
42. Р 50-609-47-89. Рекомендации. Расчет виброизоляции поддерживающих конструкций стационарных машин. – Горький: ГФ ВНИИНмаш, 1990. – 59 с.
43. Р 50-609-46-89. Рекомендации. Основные положения расчета виброизоляции рабочего места оператора самоходных машин. – Горький: ГФ ВНИИНмаш, 1990. – 40 с.
44. Руководство по проектированию виброизоляции машин и оборудования. – М.: Стройиздат., 1972. – 160 с.
45. Методические рекомендации по уменьшению колебаний рабочих мест, строительных конструкций, машин и аппаратов целлюлозно-

## Электронный архив УГЛТУ

бумажной промышленности / А.А. Санников, А.М. Витвинин, В.П. Сиваков [и др.]. – Утв. Минлеспромом СССР 25.07.77. – М., 1978. – 64 с.

46. Система классов точности балансировки: ГОСТ 22061-76 и метод. указ. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 140 с.

47. Основы балансировки техники: в 2 т. / Под ред. В.А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1975. – 527 с., 679 с.

48. Левит, М.Е. Балансировка деталей и узлов / М.Е. Левит, В.М. Рыженков. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.

49. Гусаров, А.А. Динамика и балансировка гибких роторов / А.А. Гусаров. – М.: Наука, 1990. – 152 с.

Таблица П.1

Диагностические признаки структурных параметров технического состояния валов, цилиндров, приводов, насосно-тубопроводных систем

Структурные параметры технического (дефекты, отклонения, повреждения)	Частотные составляющие вибрации	Дополнительные диагностические признаки
1	2	3
<b>1 Вали, цилиндры, роторы</b>		
1.1 Неуравновешенность масс	$kf_{об}$ $k=1,2,3,\dots$	1) 60-80% мощности вибрации сосредоточено на оборотной частоте. 2) Преобладает вибрация в направлении наименьшей жесткости опор. 3) Параметры вибрации существенно зависят от частоты вращения ротора и слабо - от нагруженности вращающим моментом.
1.2 Гидравлическая неуравновешенность	$f_{об}+f_{об ж}$	Слабое биение волны.
1.3 Биение статическое  динамическое	$f_{об}$  $kf_{об}$ $k=1, 2, 3,$	Проявляется при медленном проворачивании ротора. Преобладают аксиальные составляющие вибрации корпуса, биение рабочей поверхности ротора.
1.4 Анизотропное сечение вала	$kf_{об}; k=2$	Параметрическая вибрация с удвоенной частотой вращения ротора
1.5 Поперечная трещина	$kf_{об} k=1,2,3,\dots$	Внезапное возрастание вибрации и быстрое увеличение интенсивности
1.6 Кривошипный эффект муфты	$kf_{об} k=1,2,3,\dots$	1) Поз. 2) и 3) дефектов 1.6 и 1.7 сохраняются. 2) С изменением нагрузки вибрация изменяется. С отключением передаваемой нагрузки, например при выбеге вибрация исчезает.

1	2	3
1.7 Расцентровка валов, соединительных муфт	$kf_{об}$ $k=1,2,3,\dots$	1) Интенсивность вибрации высокая, слабая зависимость от частоты вращения и нагрузки моментом. 2) Преобладает вибрация корпусов подшипников вблизи муфт. 3) Противофазная вибрация корпусов подшипников с обеих сторон от муфты. 4) При ослаблении крепления корпуса хвостового подшипника и медленном проворачивании валов, ослабленный конец вала совершает перемещение.
1.8 Внутренняя несоосность муфт		
1.9 Недостаточность или отсутствие смазки в зубчатой муфте. Автофрикционные колебания.	$f_0 \pm kf_{об}$	1) Повышенная интенсивность вибрации, уменьшающаяся при смазке муфт (увеличение или уменьшение угла перекоса осей валов).
1.10 Непараллельность осей валов, соединенных карданными валами, непараллельность осей пальцев крестовых муфт	$2f_{об}$	Повышенная вибрация привода на удвоенной частоте вращения карданного вала.
1.11 Резонансная или околорезонансная вибрация вала.	$f_{об}$	При незначительном изменении частот вращения вала интенсивность вибрации уменьшается.
1.12 Ослабление креплений, малая жесткость опорных конструкций, раскрытие стыков, повышенные зазоры («слабина»).	$kf_{об}$ $\frac{1}{k} f_{об}$ $0,5f_{об}$ $k=1,2,3,\dots$	Появление супергармоник и субгармоник базовой частоты возбуждающих колебания сил. Часто супергармоники на половину базовой частоты.
1.13 Неоднородность жесткости Ии неравномерность толщины сукон в захвате валов.	$kf_{обс}$ $k=1,2,3,\dots$	$f_{обс}$ - частота оборотов сукон или другого замкнутого гибкого элемента

1	2	3
1.14 Задевание и затира- ние	$f_{0\pm} kf_{об}$ $0,5f_{об}$ $k=1,2,3\dots$ $\frac{k_1}{k_2} f_{об}$	Множество гармоник обо- ротной частоты, собствен- ной частоты, модулирова- ние обратным частотам, «юбочки» вблизи собст- венных частотам.
1.15 Нецилиндричность (некруглость сечений) ра- бочей поверхности сопри- касаемых валов.	$k_i f_{обi}$ $k=1,2,3\dots$ $i=1.2\dots n$	n - количество валов в ба- тарее; i - номер вала в батарее; $f_{обi}$ - оборотная частота вращения i-го вала.
1.16 Неоднородность уп- ругих свойств облицовки валов.		
1.17 Неоднородность же- сткости и толщины бума- ги.	$kf_j$	$f_j$ - основная частота пере- менной составляющей же- сткости и толщины бумаги, непрерывно движущейся в захватах батареи валов.
1.18 Перекос осей сопря- гаемых по образующей валов («ножницы»)	$f_{0 акс}$	Собственные затухающие колебания валов в аксиаль- ном направлении со слу- чайной повторяемостью импульсов.
1.19 Самовозбуждающаяся вибрация в батареях валов.	$f_0$	Быстро возрастающая ви- брация на собственной час- тоте колебаний одного вала
1.20 Местное отклонение облицовки валов	$kf_{об g}$ $k=1,2,3\dots$	$f_{об g}$ - оборотная частота де- фектного вала. Внезапное возникновение и быстрое нарастание интенсивности вибрации.
<b>2 Подшипники качения</b>		
2.1 Базовые частоты вращения элементов подшипников при вращении внут- реннего кольца:		
2.1.1 Подшипниковая ба- зовая частота $f_{п}$	$f_{цz_k}$	$z_k$ - число тел качения
2.1.2 Частота вращения тел качения $f_{тк}$	$\frac{f_{цз} d_{цз}}{2 d_{тк}} \left(1 - \frac{d_{тк}^2}{d_{цз}^2} \cos^2 \beta\right)$	

1	2	3
2.1.3 Частота вращения сепаратора $f_c$	$\frac{f_{\text{сб}}}{2} \left(1 - \frac{d_{\text{тк}}^2}{d_{\text{сп}}^2} \cos^2 \beta\right)$	$d_{\text{тк}}$ - диаметр тел качения $d_{\text{сп}}$ - диаметр окружности проходящей через оси тел качения $d_{\text{сп}} = (d_{\text{н}} - d_{\text{вн}})/2$ , $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{вн}}$ - диаметры посадочных мест соответственно наружного и внутреннего колец $\beta$ - угол контакта в градусах
2.2 Базовые частоты вращения подшипников при вращении наружного кольца		
2.2.1 Частота вращения сепаратора $f_c$	$\frac{f_{\text{сб}}}{2} \left(1 - \frac{d_{\text{тк}}^2}{d_{\text{сп}}^2} \cos^2 \beta\right)$	
2.2.2 Подшипниковая базовая частота $f_{\text{п}}$	$f_c z_k$	
2.2.3 Частота вращения тел качения $f_{\text{тк}}$	$\frac{f_{\text{сб}}}{2} \frac{d_{\text{сп}}}{d_{\text{тк}}} \left(1 + \frac{d_{\text{тк}}^2}{d_{\text{сп}}^2} \cos^2 \beta\right)$	
2.3 Обкатывание неподвижного кольца (круговой режим работы подшипников)	$f_{\text{об}}$	Траектория вибрации по эллипсу с большей осью в направлении наименьшей жесткости опор
2.4 Маятниковый резонанс	$f_{\text{и}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2\Delta}{g}}$	$\Delta$ - радиальный зазор подшипника, мм $g$ - 9800 мм/с <sup>2</sup>
2.5 Каскадный режим работы подшипника	$f_0 \pm k f_{\text{об}}$ $k=1,2,3...$	Собственные частоты колебаний, модулированные оборотной частотой ротора
2.6 Повышенные радиальные зазоры в подшипниках	$k f_{\text{п}}$ $k=1,2,3...$	Интенсивная вибрация на гармониках подшипниковой частоты. Возможно появление субгармоник. Контроль зазора
2.7 Неравномерный радиальный зазор в подшипниках (неоднородный натяг)	$2f_b$	$2k f_b$ Контроль радиального зазора в четырех положениях вала с шагом 90°
2.8 Перекос наружного (неподвижного) кольца	$2f_{\text{п}}$	$2k f_{\text{п}}$ . Интенсивная аксиальная вибрация корпусов подшипников



1	2	3
2.9 Износ (усталостное выкрашивание беговой дорожки) наружного кольца	$kf_{\Pi}$	Увеличение высокочастотных составляющих вибрации
2.10 Износ (усталостное выкрашивание беговой дорожки) внутреннего кольца	$kf_{o6}$ $k(f_{o6} - f_c)z_k$	
2.11 Раковины, трещины на наружном кольце	$kf_{\Pi} \quad k > 3$	
2.12 Раковины, трещины на внутреннем кольце	$k(f_{o6} - f_c)z_k; kf_c$ $k_1(f_{o6} - f_c)z_k \pm k_2 f_{o6}$	
2.13 Износ тел качения	$kf_c; k(f_{o6} - f_c)$	
2.14 Раковины, сколы на телах качения	$2kf_{\Gamma K}$ $2k_1 f_{\Gamma K} \pm k_2 f_c$	
2.15 Волнистость k-го порядка беговой дорожки наружного кольца при ... режиме работы подшипника	$kz_k f_c; \quad k=2,3,4 \dots$	
2.16 Волнистость k-го порядка беговой дорожки наружного кольца при маятниковом режиме работы подшипника	$kz(f_{o6} - f_c);$ $k=2,3,4 \dots$	
2.17 Разноразмерность тел качения	$k_1 f_{\Pi} \pm k_2 f_{o6}$ $k_{1,2}=1,2,3 \dots$	
2.18 Проскальзывание колец подшипников в посадочных местах	$kf_{o6}; \quad k > 10$	Нагрев подшипников, увеличение высокочастотных составляющих вибрации
2.19 Дефекты смазки		
2.20 Ослабление креплений корпусов подшипников	$0,5 kf_{o6}$ $k=1,2,3 \dots$	Интенсивная вибрация на гармониках половины оборотной частоты
2.21 Сложный составной дефект подшипников	$k_1 f_{\Pi} \pm k_2 f_{o6}$ $k_1 f_{\Pi} \pm k_2 f_c$ $k_1 f_{\Pi} \pm k_2 (f_{o6} - f_c)z_k$ $k_1 f_{\Pi} \pm f_{o6}/k_2$	$k_1=1,2,3, \dots, \quad k_2=1,2,3, \dots$ Увеличение высокочастотных составляющих вибрации
<b>3 Подшипники скольжения</b>		
3.1 Повышенные зазоры, износ	$(k_1/k_2)f_{o6};$ $k_{1,2}=1,2,3 \dots$	
3.2 Разрушение масляной пленки	$0,42-0,48f_{o6}$	

# Электронный архив УГЛТУ

Продолжение таблицы П.1

1	2	3
3.3 Перекос подшипника, изгиб вала в зоне подшипника	$2f_{об}$	Высокочастотная вибрация, модулированная оборотными частотами
3.4 Металлический удар цапфы и вкладыша при разрыве масляной пленки	$kf_{об}$ $k=1,2,3\dots$	Возбуждение вибрации множества гармонических составляющих, включая гармоники высокого порядка
3.5 Износ сегментных вкладышей	$f_{об}z_c$	$z_c$ - количество сегментных вкладышей
3.6 Заедание, задир подшипника, заклинивание цапфы в подшипнике		Виброакустический сигнал со случайными частотами (выбросами). Нестационарные всплески амплитуд узкополосного сигнала; увеличение глубины фазовой модуляцией
3.7 Нецилиндричность цапфы	$f_{об}z_v$	$z_v$ - число волн на цапфе
3.8 Ослабление посадки втулок, вкладышей в корпусе подшипника	$kf_{об}$ $k=0,5;0,3$	Вибрация имеет нестабильный характер
<b>4 Электрические машины</b>		
<b>4.1 Электрические машины переменного и постоянного тока</b>		
4.1.1 Несоосность сопрягаемых роторов, внутренняя несоосность и неисправность муфт, задевание и затирание, статический прогиб и биение ротора, ослабление креплений корпуса электродвигателя, трещины в валу, неуровненность ротора	см. поз. 1 настоящей таблицы	
4.1.2 Неисправность подшипников качения и скольжения	см. поз. 2 и 3 настоящей таблицы	
4.1.3 Обрыв фазы, короткое замыкание обмотки статора	$f=2f_u$ ; субгармоники $f=f_u/3$	

1	2	3
4.1.4 Дефекты системы возбуждения генератора	$f=kf_{об}; k=1,2,3\dots$	
<b>4.2 Электрические машины переменного тока</b>		
4.2.1 Идеальные (бездефектные) машины	$f_{эм}=2f_c; f_{z1}=f_{об}z$ $f_{z2,3}=f_{об}z\pm 2f_c$ В полюсных машинах $f_p=kpf_{об} k=1,2,3,\dots$	$z$ - число зубцов ротора $p$ -число пар полюсов
4.2.2 Неконцентричность внутренней расточки статора относительно оси вращения ротора.	Усиливается вибрация на частотах $f_{эм}=2f_c; f=kf_{об}$ , где $k=1,2$	
4.2.3 Эксцентричность ротора	$f=f_{об}z_{ст}\pm f_{об}$ $f_{эм}=2f_c; f=f_{эм}=f_{эм}=f_{об}\pm 2pf_s$	$f_s$ - частота скольжения $f_s=f_{pc}-f_{об}; f_{pc}=2f_c/p$
4.2.4 Смещение оси магнитного поля относительно ротора (погрешность монтажа двигателя)	Аксиальная вибрация с частотами $f=2f_c$ и $f=f_{об}$	
4.2.5 Распрессовка пакета стали, замыкание витка в статоре	Вибрация на частотах $f=2f_c$	
4.2.6 Обрыв стержней ротора, трещины и сколы колец	$f=f_{об}\pm 2f_s; f=f_c\pm 2f_c;$ $f=f_{об}z_{ст}\pm 2f_c$	
4.2.7 Термически изогнутый ротор	$f=2f_c\pm 2f_s$	
4.2.8 Перемагничивание активного железа	$f=2f_u$	
<b>4.3 Электрические машины постоянного тока</b>		
4.3.1 Идеальная (бездефектная) машина	$f=kz_яf_{об}$	$z_я$ - число зубьев якоря
4.3.2 Неисправность щеток и щеткодержателя	$f=f_{об}z_{щ.д}$	$z_{щ.д}$ - число щеткодержателей
4.3.3 Обрыв пластины коллектора	$f=2kp_{щ} f_{об}$	$p_{щ}$ - число рядов щеток
4.3.4 Нарушение условий коммутации тока в щеточноколлекторном узле	$f= kf_{об} z_k$	$z_k$ - число пластин коллектора

1	2	3
4.3.5 Обрыв катушек обмоток якоря	Усиление вибрации на частотах $f=kz_яf_{06}; f=kf_{06}$	
<b>5 Зубчатое зацепление</b>		
5.1 Параметрические и кинематические воздействия идеальной передачи	$kf_z=kz_1f_{061}=kz_2f_{062}$	Вибрация малой интенсивности. $f_z$ - зубцовая частота; $z_1$ и $z_2$ – число зубьев колес в зацеплении
5.2 Непараллельность осей зубчатых колес	$2f_{061}; 2f_{062}$ $f_z \pm kf_{061} \pm kf_{062}$	$f_{061}$ и $f_{062}$ - частоты вращения первого и второго колеса
5.3 Биение и нецилиндричность зубчатых колес	$f_z \pm f_{06}$ $k_1f_z \pm f_{061} \pm f_{062}$	Большие оборотные частоты зубчатого колеса с биением При биении обоих колес
5.4 Износ зубьев, усталостное выкрашивание поверхности зубьев	$k_1f_z \pm k_2f_{061} \pm k_3f_{062}$ $f_0 \pm k_2f_{061} \pm k_3f_{062}$ $k_i=1,2,3\dots$	При износе зубьев обоих колес появляются субгармоники $f_{061}/k_1$ и $f_{062}/k_2$
5.5 Сломанный зуб, скол на зубе	$f_0 \pm f_{06}$	Импульсный характер временного сигнала с частотой периодичности, равной периоду колеса со сломанным зубом.

# Электронный архив УГЛТУ

# Электронный архив УГЛТУ

Электронный архив УГЛТУ

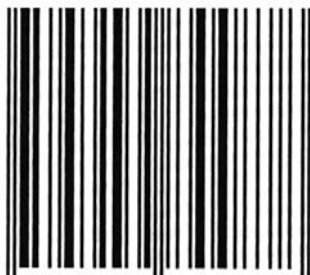
Научное издание

Нелли Валерьевна Куцубина  
Александр Александрович Санников

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ  
ЭКСПЛУАТАЦИИ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ И  
ОТДЕЛОЧНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ ИХ  
ВИБРОЗАЩИТЫ И ВИБРОДИАГНОСТИКИ**

Монография

ISBN 978-5-94984-487-8



9 785949 844878

Редактор и компьютерная верстка Н.В. Куцубина

# Электронный архив УГЛТУ

Подписано в печать 22.12.2014 г. Формат 60 x 84 1/16.  
Бумага офсетная № 1. Печать офсетная. Усл. печ. л. 9,0.  
Тираж 100 экз. Заказ № 61.

Уральский государственный лесотехнический университет  
620100, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37

Отпечатано с готового оригинал-макета  
в ОАО «Информационно-вычислительный центр»  
620142, г. Екатеринбург, ул. Цвиллинга, 4, оф. 107  
Тел./факс: (343) 260-40-42, 257-14-17  
e-mail: [kmr@infvc.ru](mailto:kmr@infvc.ru)