

На правах рукописи



СОКОЛОВ ЕВГЕНИЙ ВЯЧЕСЛАВОВИЧ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ МАССОПОДВОДЯЩИХ
СИСТЕМ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН**

05.21.03 – Технология и оборудование химической переработки
биомассы дерева; химия древесины

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Екатеринбург-2006

Работа выполнена на кафедре «сопротивления материалов
и теоретической механики»
Уральского государственного лесотехнического университета

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Анкудинов Дмитрий
Тимофеевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Санников Александр
Александрович

кандидат технических наук,
доцент Бебенина Татьяна
Павловна

Ведущая организация: Уральский государственный технический
университет – УПИ.

Защита состоится 26 декабря 2006 г. в 10⁰⁰ на заседании диссертационного совета Д 212.281.02 в Уральском государственном лесотехническом университете, 620100, г. Екатеринбург, ул. Сибирский тракт, 37, ауд. 401

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уральского государственного лесотехнического университета.

Автореферат разослан «24» ноября 2006 г.

Ученый Секретарь
Диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент:



Н.В. Куцубина

научная библиотека
УГЛТУ
г.Екатеринбург

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В целлюлозно-бумажном производстве уникальными автоматически действующими системами являются бумаго – и картоноделательные машины (БМ). Производительность современных БМ увеличивают за счет повышения единичной мощности и скорости. Одновременно возрастают требования к надежности и эффективности работы вспомогательных систем. К таким системам, в частности, относят массоподводящую, которая предназначена для непрерывного подвода бумажной массы к напорному ящику с последующим напуском ее на сетку формующей части БМ. Бумажная масса проходит стадии разбавления, очистки, деаэрации, сортирования, после чего поступает в напорный ящик. Для подачи бумажной массы используют центробежные насосы (ЦН). ЦН являются одним из основных агрегатов, входящих в состав поточных линий производства бумаги, картона, целлюлозы, древесной массы. Непрерывная и безаварийная работа ЦН влияет на производительность и эффективность работы БМ. Продолжительная работа ЦН в нестационарном режиме в системах массоподвода влияет на качество выпускаемой продукции, снижает долговечность и приводит к аварийным отказам с разрушением основных деталей.

При эксплуатации ЦН с помощью систем мониторинга и диагностики важно не допускать нестационарных режимов работы, поэтому нужны соответствующие критерии. Исследование динамики и прочности деталей ЦН с учетом протекания гидродинамических процессов – актуально.

Целью диссертационной работы является разработка метода определения напряженно-деформированного состояния основных деталей ЦН с учетом протекания гидродинамических процессов, а также разработка рекомендаций по контролю режимов работы ЦН в условиях эксплуатации. Достижение поставленной цели обеспечивается решением следующих задач:

- моделирования динамических процессов нагружения деталей ЦН;
- реализации различных типов воздействий на основные детали ЦН;
- выявления форм и частот колебаний ротора и определения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ);
- определения показателей контроля режимов работы ЦН;
- моделирования гидродинамических процессов в ЦН;
- реализация плоской картины течения жидкости в ЦН;
- определения напряженно-деформированного состояния ротора и спирального отвода от гидродинамических давлений;
- экспериментальные определения параметров вибрации и построении характеристик ЦН на стенде для испытаний насосов.

Методы исследования. Теоретические исследования проведены с привлечением основных положений динамики машин, теории колебаний, методов конечных элементов и контрольных объемов, гидродинамики и теории лопастных машин. Экспериментальные исследования выполнены

на испытательном стенде ЦН завода ОАО «Уралгидромаш», на месте эксплуатации ЦН в массоподводящей системе БМ №14 «МБП Сыктывкарский ЛПК», с помощью анализатора вибрации «Топаз», персонального компьютера и лицензионного программного обеспечения. Геометрические построения выполнены в автоматизированной системе трехмерного моделирования Unigraphics_NX. Численные расчеты проводились в пакетах CAE и CFD анализа: ANSYS, FLUENT.

Предмет исследования. Динамические процессы и напряженно-деформированные состояния основных деталей центробежных насосов.

Объект исследования. Центробежные насосы.

Научная новизна работы. Построена трехмерная модель рабочего колеса (РК), ротора, спирального отвода, а также области сплошной среды. Реализовано численное моделирование динамики ротора ЦН консольного типа с распределенными параметрами для изучения частотного состава при детерминированном воздействии. Определены формы пространственных колебаний ротора с учетом присоединенной массы жидкости и построены АЧХ. Реализовано численное моделирование гидродинамических процессов, определена плоская картина течения жидкости в проточной части ЦН консольного типа. Определены напряженно-деформированные состояния ротора и спирального отвода при гидродинамическом воздействии. На основании полученных результатов разработана методика определения напряженно-деформированного состояния основных деталей ЦН с учетом протекания гидродинамических процессов. Приведены критерии контроля режимов работы ЦН в условиях эксплуатации. Применены методы и аппаратные средства экспериментального исследования вибрации и построения характеристик ЦН.

Достоверность основных положений и рекомендаций подтверждена корректностью постановки задачи, адекватностью динамической модели ЦН консольного типа, хорошей сходимостью результатов в частности изменением собственных колебаний ротора с учетом упругих свойств опор и присоединенной массы жидкости определенными методом конечных элементов в вычислительной среде конечно-элементного пакета ANSYS, адекватностью гидродинамической модели ЦН консольного типа, хорошей сходимостью результатов в частности качественным распределением статических давлений в проточной части и боковых пазухах ЦН консольного типа определенными методом контрольных объемов в вычислительной среде пакета гидродинамики FLUENT с проводимыми ранее экспериментами по определению статических давлений в ЦН консольного типа.

Практическая значимость. Теоретически разработаны и экспериментально подтверждены ранее проводимыми экспериментами модели динамических и гидродинамических процессов ЦН консольного типа. Полученные результаты могут служить основанием для анализа динамических характеристик ЦН в частности при установке систем автоматического ре-

гулирования работы ЦН основанных на изменении, в том числе на увеличении скорости вращения. Разработанный метод может использоваться при модернизации массоподводящих систем БМ и эксплуатируемых ЦН. Выявленные закономерности на основе экспериментальных исследований вибрации следует использовать лабораториям технической диагностики на предприятиях ЦБП при диагностировании технического состояния и контроле режимов работы ЦН при эксплуатации.

Результаты работы могут быть также использованы на предприятиях гидравлического машиностроения, выпускающих ЦН: ОАО «Уралгидромаш» (г. Сысерть), ОАО «Бобруйский машиностроительный завод» (г. Бобруйск, Республика Беларусь), в учебном процессе, в курсе «Проектирование и модернизация бумагоделательных и отделочных машин».

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены на научно-технической конференции студентов и аспирантов Уральского государственного лесотехнического университета в апреле 2004г. (УГЛТУ, Екатеринбург); всероссийской научно-технической конференции, посвященной 90-летию Уральской государственной горно-геологической академии «Математическое моделирование механических явлений» 28-29 мая 2004г. (УГГГА, Екатеринбург); II всероссийской научно-технической конференции студентов и аспирантов 17-26 апреля 2006г. (УГЛТУ, Екатеринбург); евразийском симпозиуме «Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века» 20-21 сентября 2006г. (УГЛТУ, Екатеринбург).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 печатных работ.

Научные положения выносимые на защиту:

модель ротора для изучения динамических процессов, модель сплошной среды для изучения гидродинамических процессов, модели ротора и спирального отвода для изучения напряженно-деформированного состояния;

результаты моделирования собственных и вынужденных колебаний ротора с присоединенной массой жидкости и силами инерции;

результаты моделирования течения жидкости в проточной части ЦН;

методика определения напряженно-деформированного состояния ротора и спирального отвода от гидродинамических давлений;

результаты исследования вибрации на месте эксплуатации ЦН, а также рекомендации по контролю режимов работы ЦН.

Объем и структура диссертационной работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка литературы и приложения. Она включает 130 страниц машинописного текста, 40 ил., 16 табл., 130 наименований использованных источников, в том числе 10 иностранных.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, определены ее цель и задачи, положения выносимые на защиту, показаны научная новизна и практическая значимость работы.

1. Анализ состояния вопроса и постановка задачи

В разделе приведены общие сведения о массоподводящих системах назначение и принцип действия. Исследованы массоподводящие системы БМ №2, №3 ОАО «Соликамскбумпром», БМ №14, №15 ОАО «МБП Сыктывкарский ЛПК». Описан процесс массоподвода на примере БМ №14 ОАО «МБП Сыктывкарский ЛПК». Рассмотрена номенклатура эксплуатируемых в массоподводящих системах ЦН консольного типа: БМ, АХ, Х, ХРО, АРР, ЕРА.

Сделан анализ конструкций, выявлены отличия и обоснован тип исследуемого ЦН в качестве примера для построения динамической и гидродинамической моделей ЦН консольного типа. Основным критерием выбора являлось наличие эксплуатационной информации (дефектная ведомость, журнал ремонтов), данные вибрационного анализа (спектры сигналов), а также возможность проведения стендовых испытаний для использования результатов в исследовательских целях. Поэтому для построения моделей выбран ЦН типа ХРО1000/34.

Подробно рассмотрена работа, приведена основная характеристика ЦН и общие сведения выбора ЦН в зависимости от гидравлической характеристики сети. На основе полученной эксплуатационной информации проанализированы отказы ЦН. Выявлены наименее надежные элементы ЦН - узлы уплотнения и подшипники на их долю приходится более 50% отказов. В отличие от запланированных отказов, разрушения основных деталей ЦН - вала, РК, спирального отвода, приводит к аварийному останову агрегата. Установлено, что причиной таких отказов служить продолжительная работа ЦН в нестационарном режиме. Нестационарный режим характеризуется изменениями показателей назначения ЦН (подача, напор) во времени. Появление нестационарных режимов обусловлено изменением потерь в массопроводе (сети), кавитацией, пульсациями давления на входе в ЦН, то есть процессами приводящими к нарушению и неоднородности потока жидкости в проточной части ЦН. Работа ЦН в нестационарном режиме сопровождается интенсивными динамическими нагрузками на основные детали, повышенной вибрацией и шумом, это приводит к снижению долговечности и надежности ЦН.

Многие ученые исследовали процессы в оборудовании массоподводящих систем с целью установления степени влияния их работы на качество формования бумажного полотна. Фундаментальные исследования в этом направлении были проведены учеными Ленинградского технологического института (ЛТИ ЦБП). Результатом исследования процессов в мас-

соподводящих системах стало написание фундаментальной теории О.А. Терентьевым - реологичи волокнистых суспензий. На основе данной теории были разработаны методы гидродинамических расчетов машин и аппаратов ЦБП. Работы в области исследования гидравлических потерь в массопроводе и создание прикладной методики расчета выполнены В.И. Климовым. Работы по оценке уровня пульсации давления генерируемых смесительными насосами выполнены А.И. Львовым.

Ученым Уральского лесотехнического института (УЛТИ) принадлежат исследования в области повышения стойкости деталей ЦН в частности РК к абразивному износу и коррозии, в этом направлении работал Э.Э. Блюм. Решением задач повышения кавитационной стойкости материалов занимался Б.А. Потехин.

Зарубежными авторами проводятся активные научные исследования в области оптимизации геометрии РК в частности для смесительных и массных ЦН с целью минимизации уровней пульсаций давления. С помощью методов вычислительной гидродинамики (CFD) выполнен ряд работ по оценке уровней пульсаций давлений на лопастной частоте. Наибольшие успехи в этом направлении принадлежат специалистам Sulzer Pumps. P. Dupont на основе численного моделирования рассмотрел определение кавитационного запаса ЦН, M. Storper выполнил моделирование оптимального режима работы ЦН. Научные исследования в области моделирования гидродинамических процессов оборудования ЦБП проводятся в ряде научно-исследовательских организаций США, Канады и Финляндии.

Исходя из проведенного анализа литературных источников, с учетом поставленной цели исследования, в настоящей работе решаются следующие задачи:

- разработка динамической модели ЦН консольного типа;
- определения показателей контроля режимов работы ЦН;
- разработка гидродинамической модели ЦН консольного типа;
- разработка метода определения напряженно-деформированного состояния основных деталей с учетом протекания гидродинамических процессов;
- экспериментальные определения параметров вибрации и построении характеристик ЦН на стенде для испытаний насосов.

2. Моделирование динамических процессов в центробежных насосах

Моделирование – основа теоретического исследования динамики ЦН. Моделирование проводят с целью определения реакции механической системы от внешнего воздействия. В ЦН связь ротор – опоры представляет механическую систему. Данный раздел посвящен решениям следующих задач: построения динамической модели ЦН консольного типа и представлению ее в конечно-элементном виде; определения динамических воздействий;

определения статической прочности ротора для выбранных режимов работы ЦН: определениям свободных и вынужденных колебаний ротора с учетом упругих свойств опор, сил инерции и присоединенной массы жидкости: анализу вибрации ЦН и определению критерий контроля режимов работы ЦН в условиях эксплуатации.

В первом разделе установлено, использование в массоподводящих системах БМ в основном ЦН консольного типа. Принцип построения динамических моделей таких ЦН одинаков. Динамическая модель представляет собой принципиальную схему ротора установленного в опорах и систему дифференциальных уравнений описывающая движение модели в выбранной системе координат. Ротор ЦН с учетом накладываемых связей совершает поперечные, продольные и крутильные колебания. При сложном характере воздействия происходят совместные колебания.

При составлении динамической модели ЦН внося ряд допущений в частности приведенную жесткость вала, стационарность связей колебания системы описывают дифференциальными уравнениями в частных производных с граничными условиями. В общем виде систему с ограниченным числом степеней свободы описывают уравнениями Лагранжа. Для того чтобы рассмотреть ротор как упругую систему с непрерывно распределенными параметрами (массой и жесткостью) обладающего большим числом степеней свободы и нестационарными связями применяют метод конечных элементов (МКЭ). С помощью МКЭ динамическую модель ЦН представляют близкой к реальному ротору вращающемуся в подшипниках качения. Таким образом движение описывается уравнением:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где $[M]$, $[B]$, $[C]$ – матрицы инерции, демпфирования и жесткости системы; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ – обобщенные перемещения узлов и их производные; $\{F(t)\}$ – обобщенные силы.

Решением уравнения (1) является определение непрерывной величины – перемещения на основе произвольного приращения (вариации) параметров системы.

Обосновав использование МКЭ для решения поставленных задач, представляем ротор в виде конечно-элементной (КЭ) модели (рис.1). КЭ модель ротора – балка переменной жесткости на упругоподатливых опорах с присоединенной консольной массой РК в виде диска.

КЭ модель ротора выполнена в прямоугольной правой системе координат

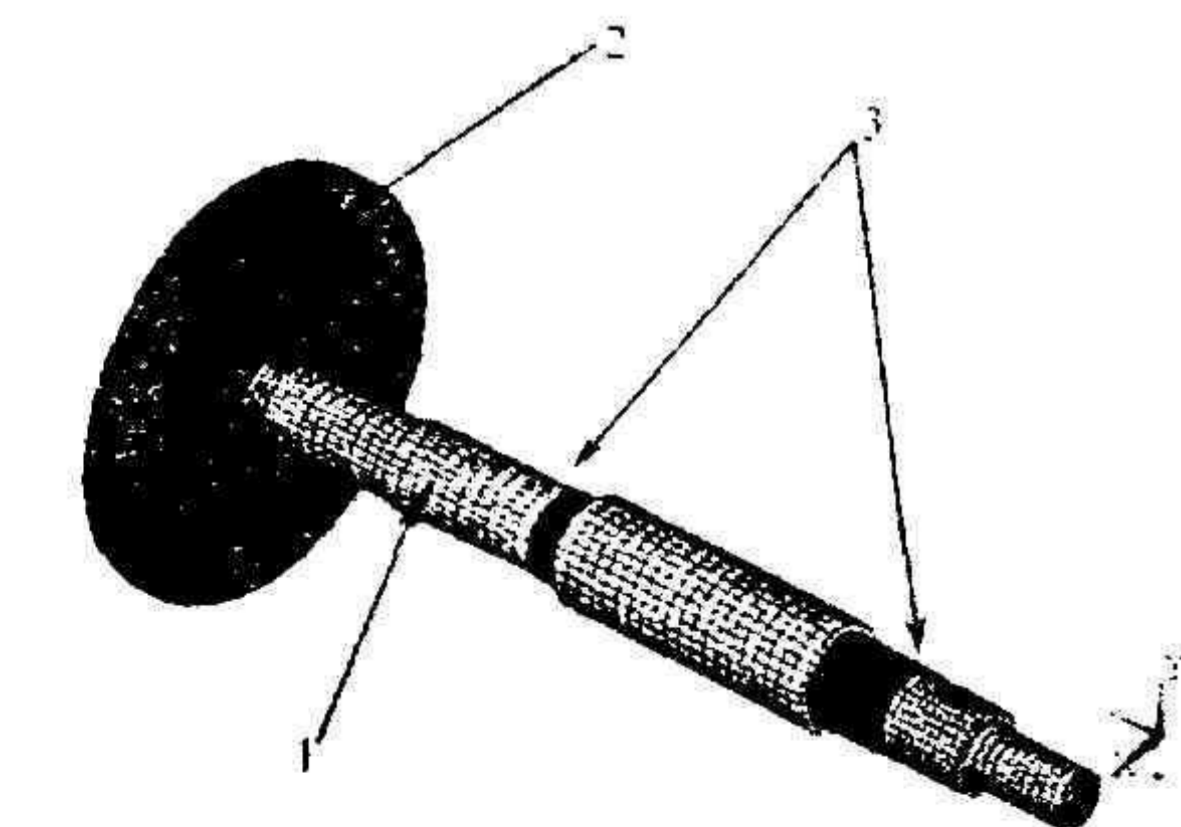


Рис.1. КЭ модель ротора:
1. – вал; 2. – РК; 3. – опоры

из объемных балочных и упругих элементов. Выполнив верифика-

цию модели (сравнение натуральных деталей и модели по массе) получив удовлетворительный результат (погрешность менее 3%) и обосновав размещение упругих опор необходимы граничные условия и динамические воздействия.

В зависимости от режима работы детали ЦН подвержены воздействию разной природы, которые разделяют на массовые (сила тяжести, инерции) и поверхностные (сила гидродинамического давления). Основными динамическими воздействиями в ЦН являются силы гидродинамического давления, величина и направление которых, определяется характером движения жидкости в подводе, проточной части РК, спиральном отводе и боковых пазухах ЦН.

Нагрузки действующие на ротор перпендикулярные оси Z относят к поперечным силам. В этом случае реакция ротора представляет колебания центра масс вдоль оси X и Y . Поперечные силы механической природы обусловлены кинематическим, силовым и параметрическим воздействием, гидравлической природы нарушением осевой симметрией потока жидкости в спиральном отводе. Силовым воздействием являются силы и моменты сил инерции обусловленные неуравновешенностью, несносностью, дефектом муфт и т.п. Силовое воздействие описывают следующим образом:

$$F_u = M\omega^2 E \cos(\omega t), \quad M_u = M\omega^2 EL \cos(\omega t), \quad (2)$$

где E – результирующая неуравновешенность (эксцентриситет); L – расстояние между плоскостями коррекции.

Кинематическое воздействие появляется в результате нарушения геометрических форм сопрягаемых тел, в частности разноразмерность тел качения, волнистость, огранка беговых дорожек и т.п. Силовое и кинематическое воздействие являются гармоническим, учитывая существование независимых источников возбуждения колебаний, отклик системы адекватно описывают следующей функцией:

$$u(t) = \sum_{k=1}^N (a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t), \quad (3)$$

где a_k и b_k – коэффициенты Фурье определяются в зависимости от вида периодической функции $u(t) = u(t+T)$.

Поперечная (радиальная) гидравлическая сила действующая на ротор появляется в результате нарушения равномерного распределения статических давлений в спиральном отводе. Это происходит при работе ЦН на режимах отличных от оптимального. Когда ЦН работает на подачах меньше оптимальной $Q < Q_{\text{опт}}$ давление в спиральном отводе становится неравномерным и возрастает от начального сечения до конечного. В этом случае спиральный отвод работает как диффузор. В случае когда ЦН работает с подачей большей оптимальной $Q > Q_{\text{опт}}$ давление в спиральном отводе уменьшается от начального к конечному сечению, спиральный отвод

работает как конфузор. Величина и направление радиальной нагрузки зависит от типа спирального отвода и режима работы ЦН. Для приближенного расчета радиальной силы используют следующую зависимость:

$$F_r = K_r \cdot \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{opt}}} \right)^2 \right] \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (4)$$

где K_r - коэффициент радиальной силы, $K_r=0.36$; D_2 - диаметр колеса на выходе, $D_2=0.515$ м; b_2 - ширина колеса на выходе, $b_2=0.111$ м; γ - удельный вес, $\gamma=9810$ Н/м³; Q_{opt} - оптимальная подача, $Q_{\text{opt}}=1000$ м³/ч; Q - текущая подача, м³/ч; H - текущий напор, м.

Нагрузки действующие на ротор вдоль оси Z относятся к осевым силам. РК одностороннего входа подвергается действующей осевой силе из-за разницы давлений на внешних сторонах дисков (основного и покрывающего). Для приближенного расчета осевой силы используют следующую зависимость:

$$P_z = k_a \gamma H \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (5)$$

где k_a - коэффициент осевой силы, $k_a=0.65$; D - средний диаметр колеса, $D=0.338$ м; d - диаметр втулки РК (вала), γ - удельный вес, $\gamma=9810$ Н/м³; H - текущий напор, м.

Внешней нагрузкой на ротор является крутящий момент, так как вал передает от двигателя вращение РК. Крутящий момент определяется следующей зависимостью:

$$M_{кр} = 9750 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6)$$

где N - потребляемая мощность ЦН, кВт; n - частота вращения вала, об/мин.

Для определения статической прочности ротора выбраны следующие режимы работы ЦН: недогрузки - режим нулевой подачи $Q=0$; оптимальный - режим максимального КПД $Q=Q_{\text{opt}}$; перегрузки - режим максимальной подачи $Q=Q_{\text{max}}$; Результаты расчета приведены в табл.1

Таблица 1

Результаты расчета статической прочности ротора

Режим работы ЦН	Радиальная сила F_r , кН	Осевая сила, P_z , кН	Крутящий момент $M_{кр}$, кН·м	Эквивалентные напряжения $G_{экв}$, МПа
недогрузки	7,1	18,6	0,6	32,7
оптимальный	0,01	17,8	1,1	30,8
перегрузки	6	11,9	1,3	41,7

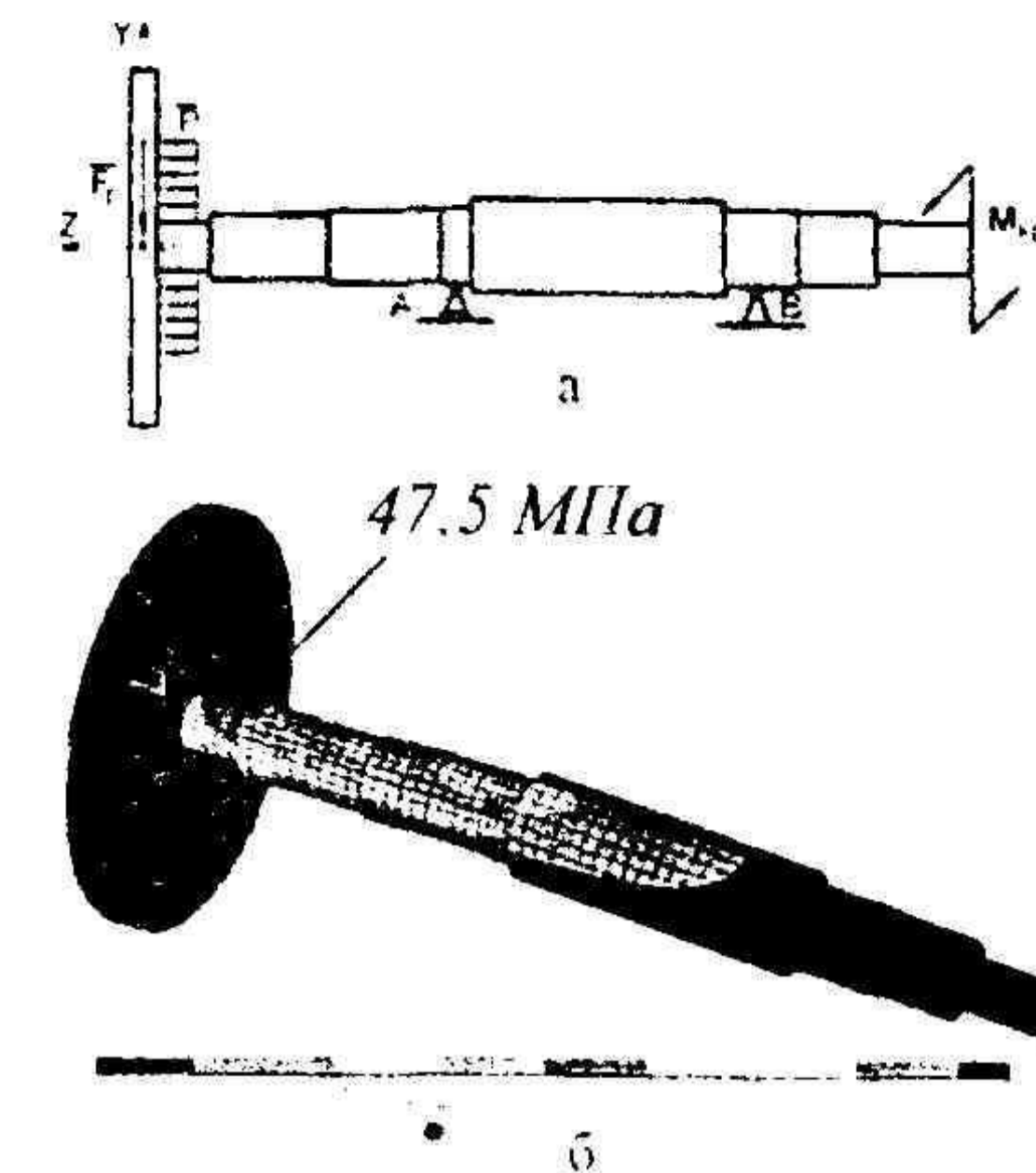


Рис.2. Расчетная схема (а) и эквивалентные напряжения ротора (б) на режиме перегрузки

По результатам расчета на статическую прочность ротора установлено наиболее опасное сечение, эквивалентные напряжения и реакции опор. В практике часто происходит разрушение вала в месте максимальных напряжений опасного сечения. Особенностью валов ЦН консольного типа является совместное действие изгиба, кручения, а также растяжение - сжатия при действии продольных усилий - осевого давления. В общем случае осевая сила направлена в сторону всасывания.

Для определения запасов устойчивости и построения АЧХ ротора рассмотрены свободные и вынужденные колебания. Спектр колебаний получен при закреплении ротора в шарнирно-жестких опорах, упругих и с учетом присоединенной массы жидкости. Результаты расчета приведены в табл.2.

Таблица 2

Свободные колебания ротора

Форма колебаний ротора	Значения частот свободных колебаний, Гц			Действительный запас устойчивости
	жесткие опоры	упругие опоры	упругие, с массой жидкости	
изгибная, по оси X	82,1	67,3	60,8	3,8
изгибная, по оси Y	82,1	72,6	66,9	4,2
крутильная, вокруг Z	111,2	111,2	100,2	6,3
осевая, по оси Z	806,3	806,3	738,1	46,2

Упругие свойства опор определены расчетом коэффициентов жесткости в направлении осей координат. Присоединенную массу жидкости учитывали увеличением плотности недеформированного диска на величину плотности перекачиваемой жидкости. Во всех случаях расчет выполнен с учетом дополнительного прогиба упругой линии ротора от сил инерции. Действительный запас устойчивости ротора определен отношением наименьшей частоты свободных колебаний ротора к оборотной частоте вращения.

$$n = \frac{\nu_{sp}}{\nu}, \quad (7)$$

где ν_{sp} - значение частоты свободных колебаний, ν - оборотная частота вращения ротора $\nu = 16$ Гц.

АЧХ точек упругой линии ротора определены из условия детерминированного воздействия со стороны потока жидкости. При этом радиальная сила представлена в виде периодической функции. В качестве результата гармонического анализа на рис. 3. приведена АЧХ точки центра тяжести сечения опоры:

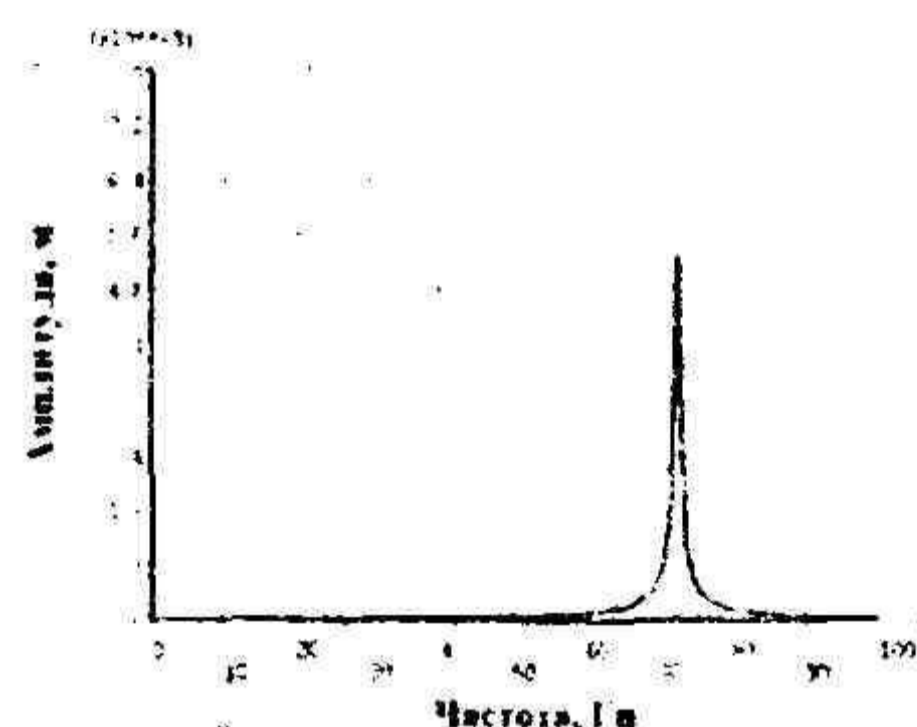


Рис. 3. АЧХ точки центра тяжести сечения опоры

Нестационарный режим работы ЦН необходимо рассматривать на основе анализа вибрации. Установлено, что общий уровень вибрации ЦН (СКЗ виброскорости) имеет минимальное значение только на режиме оптимальной подачи. Это вызвано равномерным (симметричным) распределением статических давлений на периферии РК, то есть отсутствием радиальной гидравлической силы.

Нестационарный режим работы ЦН характеризуется изменением показателей назначения (подачи, напора) во времени. В частности неравномерность подачи вызвана биениями ротора от механической и гидродинамической неуравновешенности, кавитацией. Появление в частотном спектре лопастной гармоники при измерении вибрации на корпусах подшипниках подтверждает изменение режима работы ЦН во время эксплуатации.

3. Моделирование гидродинамических процессов и определение напряженно-деформированного состояния основных деталей центробежных насосов

Моделирование основа теоретического исследования гидродинамики ЦН. Основной задачей исследования гидродинамических процессов является установление закона (картины) движения жидкости при взаимодействии ее с элементами ЦН. Это позволяет создавать методы гидродинамических и прочностных расчетов. Данный раздел посвящен решениям следующих задач:

построения области сплошной среды; построения гидродинамической модели ЦН консольного типа; определения картины течения жидкости в проточной части ЦН; определения напряженно-деформированного состояния (НДС) ротора и спирального отвода от гидродинамического воздействия; разработке метода определения НДС основных деталей ЦН с учетом протекания гидродинамических процессов и рекомендациям по использованию метода для модернизации ЦН в системах массоподвода.

Построение гидродинамической модели ЦН необходимо для исследования внутреннего течения жидкости, с целью определения гидродинамических давлений в качестве распределенной нагрузки на основные детали ЦН.

Для решения основной задачи гидродинамики - определения кинематических и динамических параметров потока необходимо уравнение движения жидкости. В проточных каналах ЦН движение вязкой сжимаемой жидкости определяется системой двух уравнений:

- общим уравнением динамики вязкой жидкости

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu \nabla^2 \vec{v}, \quad (8)$$

- уравнением неразрывности

$$\text{div } \vec{v} = 0, \quad (9)$$

Уравнение Навье-Стокса (8) справедливо для любого режима движения жидкости ламинарного или турбулентного. При моделировании течения жидкости в проточной части ЦН режим движения принимают – турбулентный.

Для того чтобы использовать уравнение Навье-Стокса для решения практических задач вводится понятие местной усредненной скорости, которая определяется соотношением:

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_{t-T}^{t+T} \vec{u} dt, \quad (10)$$

В системе уравнений Навье-Стокса выполняются усреднения каждого из членов. Уравнение (8) в проекциях на ось X представляют в следующем виде:

$$F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \nabla^2 \bar{u}_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} (\rho \bar{u}_x \bar{u}_x) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} (\rho \bar{u}_y \bar{u}_x) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} (\rho \bar{u}_z \bar{u}_x) = \bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial y} + \bar{u}_z \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial z}, \quad (11)$$

Уравнение (11) называют осредненным уравнением Навье-Стокса или уравнением Рейнольдса. Для решения практических задач систему уравнений Рейнольдса (11) замыкают, то есть устанавливается связь между турбулентными напряжениями и другими переменными входящими в систему уравнений. Модели турбулентности основаны в частности на гипотезах Буссинеска и Прандтля.

В практике задачи гидродинамики решают с применением численных методов в частности методом конечных (контрольных) объемов (МКО). Для этого используют в частности двухпараметрическую $k-\varepsilon$ модель турбулентности, где $k-\varepsilon$ параметры модели турбулентности:

k - коэффициент кинетической энергии турбулентных пульсаций; ε - коэффициент скорости диссипации энергии;

$$k = \frac{3}{2} (\bar{u} \cdot I)^2, \quad \varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l}. \quad (9)$$

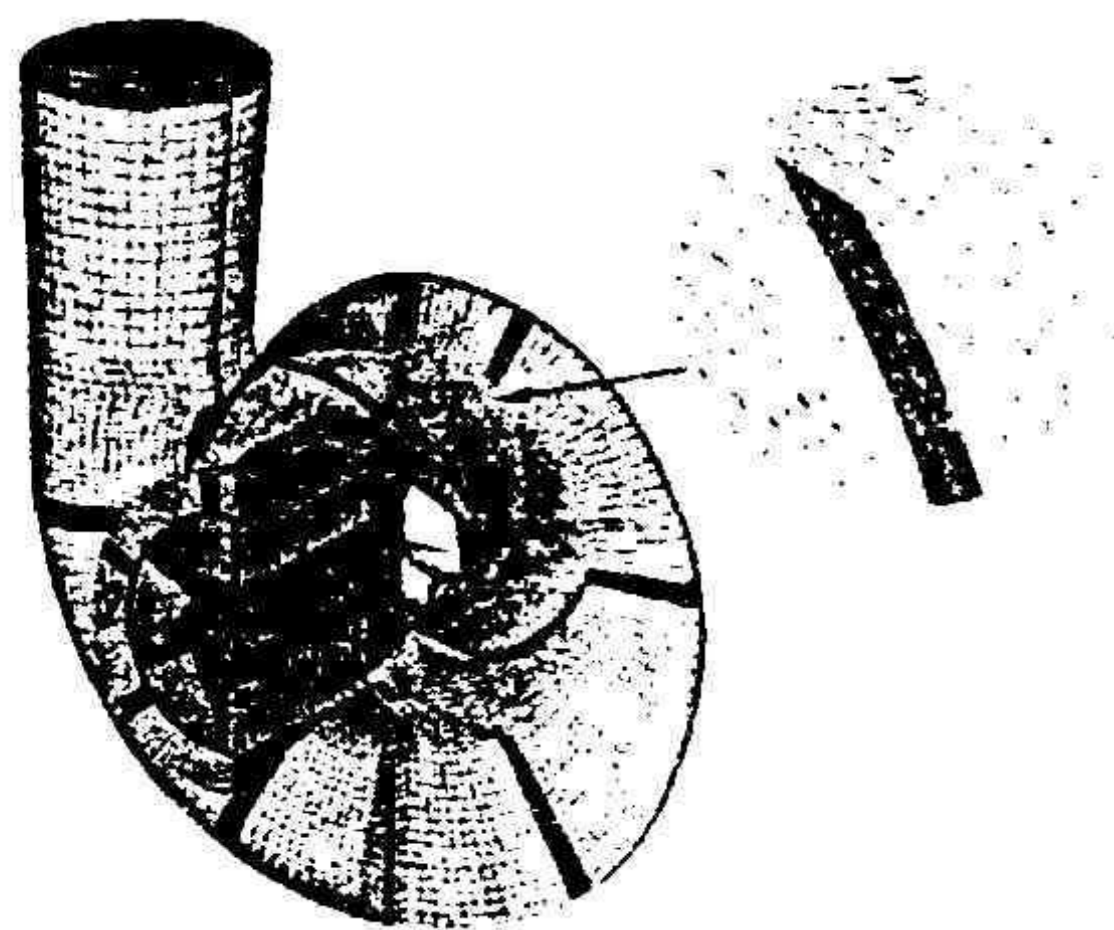


Рис.5. КЭ модель области сплошной среды

Сделав обоснование выбора модели турбулентности, построена пространственная геометрия области сплошной среды для создания КЭ модели регулярной сеткой (рис.5). После назначения граничных условий произведен численный расчет, не получив удовлетворительной сходимости результатов (остаток превысил допустимое значение), пространственная задача представлена совокупностью задач для определения плоской картины течений. Рассмотрена плоскость перпендикулярная оси Z и параллельная оси Z.

В расчетные области плоской (рис.6.а) и осесимметричной (рис.6.б) задачи включена вращающаяся система координат, учитывающая движение (вращение) РК. Граничными условиями являются вход и выход потока жидкости, внутренние стенки спирального отвода, угловая скорость вращения лопастей РК. На входе задаем значения полных давлений определенных при параметрических испытаниях ЦН ХРО1000/34 на стенде. В результате численного эксперимента получены значения статических давлений в проточной части ЦН в виде спектра.

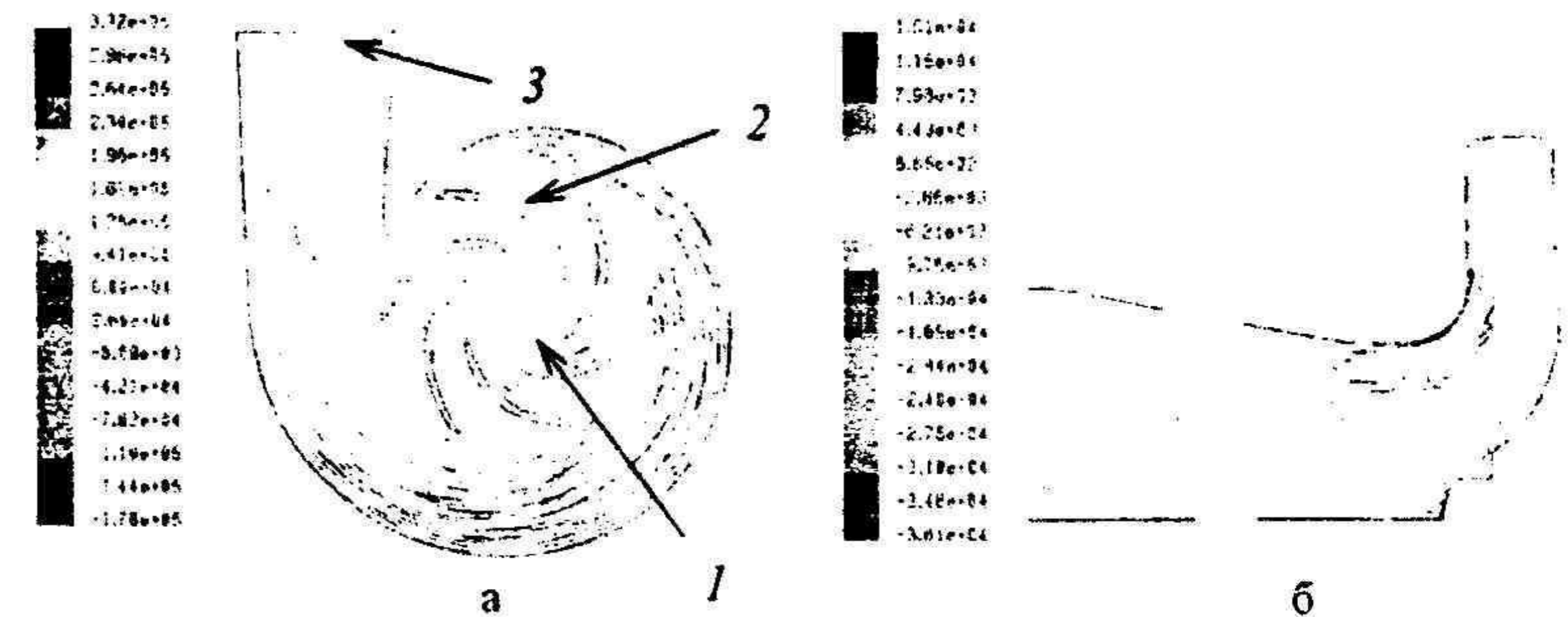


Рис.6. Картина плоского (а) и осесимметричного (б) течения жидкости: 1 - вход; 2 - рабочее колесо; 3 - выход

Для сравнения адекватности полученной картины необходимо сопоставить результаты численного и натурального экспериментов (табл.3).

Таблица 3

Сравнение результатов натурального и численного экспериментов

№ точки на характеристике ЦН	Натурный эксперимент		Численный эксперимент		Погрешность, %	
	показания манометра, $P \cdot 10^{-5} \text{Па}$		граничные условия, $P \cdot 10^{-5} \text{Па}$			кол-во итераций
	вход	выход	вход	выход		
1	0,52	4,25	0,52	3,65	368	14,0
3	0,45	4,2	0,45	3,55	327	15,4
5	0,34	4,0	0,34	3,45	319	13,7
7	0,29	3,77	0,29	3,41	304	9,5
9	0,24	3,46	0,24	3,28	301	5,2
11	0,2	3,0	0,2	3,2	298	6,2

Значения погрешности давления уменьшается по мере приближения к режиму работы ЦН в оптимальной подача. Оценив адекватность картины течения по распределению статических давлений ранее проводимыми экспериментами, установили тем самым, что гидродинамические давления близки к истинным. Значения полных давлений принимали в качестве распределенной нагрузки на поверхность элементов ротора, получив при этом объемную картину НДС ротора (рис.7).

На рис. 7 представлена картина НДС ротора на режиме перегрузки, с учетом действия крутящего момента. Для спирального отвода выполнено построение трехмерной КЭ модели с помощью регулярной сетки, показана схема нагружения и получена пространственная картина НДС.

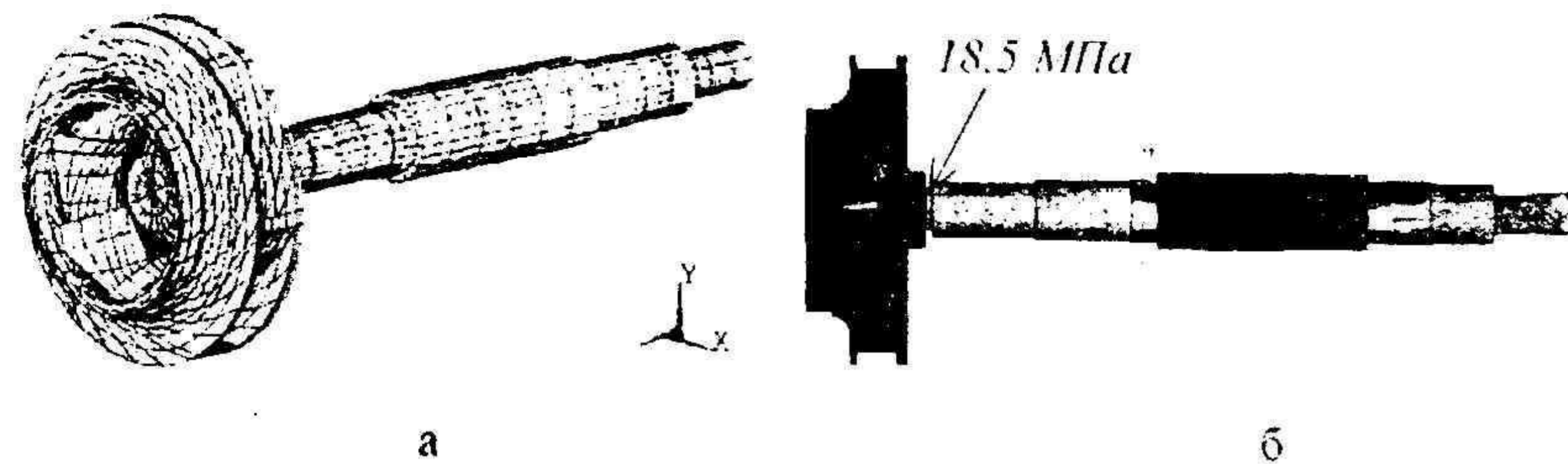


Рис.7. КЭ модель (а) и НДС (б) ротора

В результате исследования предложен метод определения НДС основных деталей с учетом протекания гидродинамических процессов. С помощью метода на основе анализа НДС ротора и спирального отвода подтверждена эксплуатация ЦН типа ХРО1000 34 с увеличенной частотой вращения привода до 1450 об/мин. Основная идея метода заключается в использовании гидродинамической модели ЦН и КЭ моделей ротора и спирального отвода для решения задач модернизации ЦН массоподводящих систем БМ.

4. Экспериментальное определение характеристик центробежного насоса и исследование вибрации

Экспериментальное определение характеристик ЦН проведено с целью установления количественных значений динамических нагрузок радиальной и осевой гидродинамической силы, а также крутящего момента, для этого использовано текущее значение подачи, напора и потребляемой мощности ЦН. Испытания ЦН типа ХРО1000 34 проведены в соответствии ГОСТ 6134-87, на основе программы и методики ПМ испытаний на испытательном стенде ЦН №12 ОАО «Уралгидромаш».

Испытания ЦН представляет процесс определения основных характеристик: напорной $H=f(Q)$; энергетической $N=f(Q)$, $\eta=f(Q)$; кавитационной $\Delta h=f(Q)$. Для построения характеристик ЦН работает в нескольких режимах, устанавливая подачу ЦН измеряют следующие параметры:

-давления на входе и выходе, частоты вращения, мощности ЦН, температуры жидкости. На основании замеренных и вычисленных результатов строятся характеристики ЦН. Значения давлений использовано для определения граничных условий в гидродинамической модели ЦН.

В эксплуатации определить давление возможно только с помощью контрольно-измерительных приборов, но по причине отсутствия (манометров) этого сделать невозможно. Для того чтобы определить давление в нескольких точках требуется изменение режима работы ЦН, что в практических условиях не всегда возможно. Таким образом, наиболее правиль-

ным с точки зрения верификации модели проведение натурных испытаний на стенде для ЦН.

Исследование вибрации ЦН проведено с целью установления критерий контроля режимов работы. Вибрация измерялась на месте эксплуатации ЦН в массоподводящей системе БМ №14 «МБП Сыктывкарский ЛПК». Эксперимент по исследованию вибрации включал разработку маршрута обхода технологических позиций ЦН, определение точек измерения вибрации в соответствии с рекомендациями ГОСТ ИСО 10816-1-97, а также дополнительных точек в частности на корпусе ЦН с целью идентификации в спектре гармоник лопастной частоты.

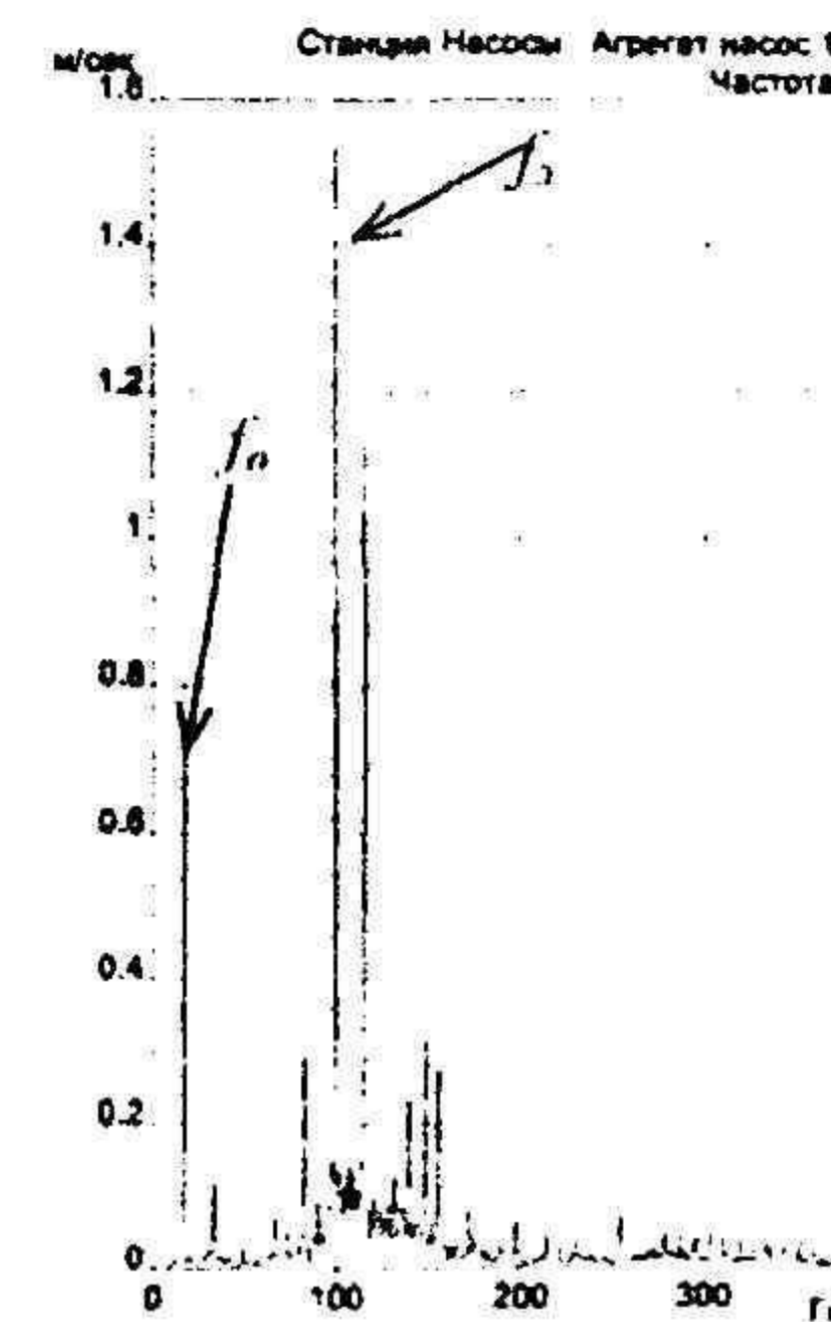


Рис.8. Спектр сигнала на корпусе подшипника

Установлена следующая зависимость, часто увеличение общего уровня вибрации сопровождается появлением в частотном спектре гармоник лопастной частоты, при отсутствии других частот неисправности (рис.8.). Таким образом можно утверждать, что центр масс ротора совершает колебания в поперечном направлении под действием радиальной гидродинамической силы, появление которой обусловлено неоднородностью потока жидкости в спиральном отводе.

Для установления нормированного значения гармоник лопастной частоты можно использовать портативный расходомер, что позволит сопоставить значение неравно-

мерности подачи смесительных и массных насосов.

Измерения вибрации выполнены с помощью анализатора вибрации «Топаз», обработка данных проводилась в программе «Диамант».

Заключение

1. Предложена динамическая модель ЦН консольного типа и ее конечно-элементное представление для определения динамических характеристик механической системы ротор – опоры.

2. Определены динамические воздействия для выбранных режимов работы ЦН с целью расчета статической прочности ротора которая оценивается по эквивалентным напряжениям при сложном сопротивлении.

3. Исследованы свободные и вынужденные колебания ротора с учетом упругих свойств опор, сил инерции и присоединенной массы жидко-

сти. Построены АЧХ точек упругой линии ротора. Показан действительный запас динамической устойчивости ротора при изгибных, крутильных и осевых колебаниях.

4. Предложены критерии контроля режимов работы ЦН. Показано, что появление в спектре вибрационного сигнала лопастной частоты (f_{06z}) при измерении вибрации на корпусе подшипника указывает на неравномерность подачи ЦН, при этом вклад в общий уровень вибрации лопастной частоты превышает оборотную при отсутствии других частот неисправности. Это можно эффективно использовано при диагностировании смесительных и массных насосов.

5. Предложена гидродинамическая модель ЦН консольного типа и ее конечно-элементное представление для определения гидродинамических характеристик потока жидкости.

6. Получена объемная картина напряженно-деформированного состояния ротора и спирального отвода от гидродинамических давлений. Предложена методика определения напряженно-деформированного состояния основных деталей ЦН с учетом протекания гидродинамических процессов.

7. Анализ динамических характеристик и результат напряженно-деформированного состояния ротора и спирального отвода на основании предложенной методики подтверждает эксплуатацию ЦН типа ХРО1000/34 с увеличенной частотой вращения привода до 1450об/мин.

Основное содержание диссертации изложено в публикациях:

1. Соколов Е.В. Диагностическая имитационная модель смесительного насоса в массоподводящей системе // Сборник материалов международной научно-технической конференции «Социально-экономические и экологические проблемы лесного комплекса» / Урал. гос. лесотехн. ун-т.– Екатеринбург, 2003. – С.166-168.

2. Соколов Е.В. Особенности эксплуатации центробежных насосов на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности / Е.В. Соколов, Д.Т. Анкудинов // Материалы научно-технической конференции студентов и аспирантов Уральского государственного лесотехнического университета апрель 2004г. / Урал. гос. лесотехн. ун-т.– Екатеринбург, 2004. – С.119-122.

3. Соколов Е.В. Анализ вибрационного состояния насосного агрегата при контрольных испытаниях как способ оценки его надежности / Е.В. Соколов, Д.Т. Анкудинов, А.В. Феофанов // Материалы всероссийской научно-технической конференции, посвященной 90-летию УГГА «Математическое моделирование механических явлений» 28-29 мая 2004г. / Урал. гос. горно-геолог. акад. - Екатеринбург, 2004. - С.68-72.

4. Соколов Е.В. Применение численного метода для определения собственных частот колебаний ротора центробежного химического насоса / Е.В.

Соколов, Д.Т. Анкудинов // Материалы II всероссийской научно-технической конференции студентов и аспирантов 17-26 апреля 2006г. / Матер. науч.-техн. конф. Ч.1 - Урал. гос. лесотехн. ун-т.– Екатеринбург, 2006. – С.188-191.

5. Соколов Е.В. Динамические процессы нагружения деталей центробежных химических насосов / Е.В. Соколов, Д.Т. Анкудинов, А.В. Феофанов // «Насосы и оборудование». – 2006. №2. – С.22-24.

6. Соколов Е.В. Моделирование течения жидкости в центробежных насосах / Е.В. Соколов, Д.Т. Анкудинов // Труды Евразийского симпозиума «Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века» 20-21 сентября 2006г. Урал. гос. лесотехн. ун-т.– Екатеринбург, 2006. – С.217-221.

7. Соколов Е.В. Исследование напряженно-деформированного состояния основных деталей центробежных насосов / Е.В. Соколов, Д.Т. Анкудинов // Изд-во Моск. гос. гор. ун-т. – Горный информационно-аналитический бюллетень. - № 12. – 2006. Деп. в ГИАБ. 12.10.06. №524/12-06.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 620100, г. Екатеринбург, ул. Сибирский тракт, 37, УГЛТУ, ученому секретарю диссертационного совета. Факс.: (343) 254-62-25, e-mail: bsovet@usfeu.ru

Подписано в печать 21.11.2006 г. Объем 1 п.л. Заказ № 428 Тираж 100
620100, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37.
Уральский государственный лесотехнический университет
Отдел оперативной полиграфии