

01.02.06
3-156

На правах рукописи



Задорожная Елена Анатольевна

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ И РАСШИРЕНИЕ
ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА РАСЧЕТА
ДИНАМИКИ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ С ПЛАВАЮЩИМИ ВТУЛКАМИ

Специальность 01.02.06 – «Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратура»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск
2002

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Прокопьев В.Н.

Официальные оппоненты : доктор технических наук, профессор Некрасов С.Г.;
кандидат технических наук Языков А.Е.

Ведущее предприятие – Головное специализированное конструкторское бюро
«Трансдизель», г. Челябинск.

Защита состоится 24 апреля 2002 г., в 15 часов, на заседании специализированного диссертационного совета Д212.298.02 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им.В.И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр.им.В.И.Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый совет.

Автореферат разослан 23 марта 2002 г.

Ученый секретарь специализированного
диссертационного совета Д212.298.02,
доктор технических наук, профессор



Чернявский А.О.

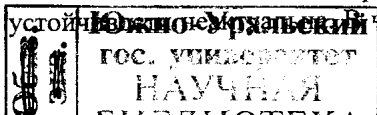
Актуальность темы. В энергетическом и транспортном машиностроении широкое распространение получили турбомашины с роторами на виброустойчивых подшипниках скольжения. В качестве таковых часто используются опоры гидродинамического трения с плавающими вращающимися (ПВ) и не вращающимися (ПН) втулками.

При конструировании опор скольжения с плавающими втулками степень совершенства их конструкций общепринято оценивать расчетами характеристик устойчивости подвижных элементов и гидромеханических характеристик, к которым относят потери на трение, расходы смазки, толщины смазочных слоев и их температуры, значения гидродинамических давлений. Гидромеханические характеристики позволяют непосредственно или косвенно оценивать теплонапряженность и усталостную долговечность подшипников, износостойкость и склонность к задирам поверхностей трения.

Расчет нелинейной динамики опор скольжения и их гидромеханических характеристик, сводится к совместному интегрированию уравнения Рейнольдса для давлений в смазочных слоях и системы уравнений движения ротора и втулок под действием внешних нагрузок. В качестве таковых традиционно учитывают только силы веса подвижных элементов и силы, обусловленные их неуравновешенностью. Другие нагрузки, возникающие, например, вследствие колебаний турбомашин с ротором и его подшипниками, не учитываются.

Все гидромеханические характеристики опор зависят от их конструктивных особенностей, которые помимо массогабаритных параметров определяются способами подачи смазки, наличием и расположением канавок и отверстий на поверхностях трения втулок. Учету конструктивных особенностей опор с плавающими втулками в известных методах расчета их динамики уделяется мало внимания. Это объясняется тем, что в случае включения в число исследуемых факторов конструктивных особенностей, влияющих на динамику опор, нельзя использовать упрощенные методы, базирующиеся на теории короткой опоры или каких-либо приближенных аппроксимирующих зависимостях. Например, такой фактор, как отклонения формы поверхностей трения втулок от «идеальной» можно учесть только прямым численным интегрированием уравнения Рейнольдса (уравнения в частных производных второго порядка), а при расчетах динамики ротора и плавающих втулок лишь одного варианта конструкции опоры число интегрирований этого уравнения исчисляется тысячами. Желание выполнить многовариантные расчеты за «разумное» время и при этом иметь возможность включать в перечень учитываемых наибольшее число факторов порождает задачу совершенствования известных методов расчета динамики и гидромеханических характеристик опор с ПВ и ПН втулками.

Опоры с плавающими втулками применяются не только с целью обеспечения устойчивости быстровращающихся роторов малоразмерных турбомашин, но и для снижения потерь на трение при сравнительно низких частотах вращения валов, при которых задача обеспечения устойчивости



ности, имеются сведения, что применение плавающих втулок в нетрадиционных областях, например, в качестве опор коленчатого вала и вала уравнивающего механизма двигателей внутреннего сгорания обеспечивает снижение потерь на трение порядка 30%. В этих нетрадиционных областях применение расчётов динамики опор с ПВ и ПН втулками для улучшения гидромеханических характеристик подшипников не получило широкого распространения из-за ограниченных возможностей, предоставляемых известными методами таких расчётов.

В свете вышесказанного тема настоящей работы представляется актуальной. Работа выполнялась в рамках Комплексной программы фундаментальных исследований УрО РАН на 1995 – 2005 год (раздел 2 – «Машиностроение», направление 2.4 – «Трибология в машиностроении»); по планам Министерства образования РФ 1996–1998 годов (направление «Динамика и оптимальный синтез машин и рабочих процессов, закономерности трения, износа и смазки в машинах», подраздел «Проблемы механики»); в 2001 г. при финансовой поддержке Министерства образования РФ по направлениям: «Машиноведение и детали машин» (грант ТОО-6.1-1467); «Турбостроение и двигателестроение» (грант ТОО-6.7-1476).

Цель исследования заключается в разработке метода расчета динамики опор скольжения с плавающими втулками, который бы за счет возможности моделирования влияния на гидромеханические характеристики большинства из наиболее значимых факторов обеспечивал получение всесторонней информации, необходимой для совершенствования конструкции таких опор и обоснования новых нетрадиционных областей их применения.

Научная новизна

1. В исходной системе уравнений разработанного метода расчета динамики опор с плавающими втулками учтены их конструктивные особенности и действие на ротор и втулки произвольных нагрузок.

2. Для определения сил, действующих на подвижные элементы опор с ПВ и ПН втулками, а также гидромеханических характеристик, разработан адаптивный многосеточный итерационный метод интегрирования уравнения Рейнольдса, который не накладывает каких либо ограничений на геометрию поверхностей, ограничивающих смазочный слой, обеспечивает устойчивость и повышенную скорость сходимости итераций в широком диапазоне конструктивных параметров опор.

3. Задача устойчивости ротора и втулок в линейном приближении решена не на основе приема линеаризации, а с помощью детально разработанной универсальной процедуры прямого численного интегрирования уравнений движения.

4. Впервые получены результаты расчета нелинейных колебаний и гидромеханических характеристик опор с ПВ и ПН втулками под действием ударных нагрузок, обусловленных колебаниями малоразмерной турбомашин с ротором и его подшипниками.

5. Для быстровращающихся роторов малоразмерных турбомашин с использованием разработанного метода обоснованы новые конструктивные схемы

опор с ПВ и ПН втулками с улучшенными гидромеханическими характеристиками.

6. На примере нетрадиционной области применения опор с ПВ и ПН втулками показана возможность создания конструкций подшипников для коленчатого вала и уравнивающего механизма двигателей внутреннего сгорания, обеспечивающих существенное снижение потерь на трение.

Достоверность полученных результатов обосновывается: строгостью используемого в работе математического аппарата; исследованиями точности разработанных методов и алгоритмов; сопоставлением результатов, полученных автором с известными теоретическими и экспериментальными результатами.

Практическая ценность работы заключается в том, что применение разработанного метода расчета нелинейной динамики и гидромеханических характеристик опор скольжения с плавающими втулками расширяет область его применения для совершенствования конструкций опор с целью решения традиционной задачи обеспечения устойчивости ротора, а также для снижения потерь на трение, температуры смазочных слоев, расходов смазки и других параметров, влияющих на работоспособность подшипниковых узлов.

Реализация. Разработанные методы расчета и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании гидродинамических сложнагруженных подшипников скольжения на машиностроительных предприятиях: «Барнаултрансмаш», «ГСКБД «Трансдизель», «ГСКБ ОАО ЧТЗ». В РосАПО зарегистрированы программы "РОТОР" (Версия 1.0) и "ТЕМПО" (Версия 1.0).

Апробация работы. Содержание основных результатов работы докладывалось и обсуждалось на научно-технической конференции «Повышение долговечности и качества подшипниковых узлов» (Пермь, 1989 г.), на XII конференции молодых ученых института машиноведения «Актуальные проблемы машиноведения» (Москва, 1989 г.), на международной научно-технической конференции «Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте» (Самара, 1999 г.), на XXI Российской школе по проблемам науки и технологий (г.Миасс, 2001 г.), на ежегодных научно-технических конференциях ЮУрГУ (1989, ..., 2001 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 статей в научных сборниках.

На защиту выносятся следующие основные научные результаты.

1. Метод расчета нелинейной динамики опор скольжения с плавающими втулками, учитывающий их конструктивные особенности, произвольный характер действующих внешних нагрузок.

2. Адаптивный многосеточный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для давления в смазочных слоях опор с плавающими втулками, позволяющий моделировать наличие источников смазки на поверхностях трения втулок и обеспечивающий устойчивость и повышенную скорость сходимости итерационных процедур в широком диапазоне конструктивных параметров опор.

3. Метод решения задачи устойчивости подвижных элементов опоры в линейном приближении, основывающийся не на приеме линеаризации уравнений движения, а на их прямом численном интегрировании, что позволяет учесть «неидеальную» геометрию смазочных слоев.

4. Метод и результаты расчета нелинейных колебаний опор с ПВ и ПН втулками, обусловленных нагрузками, возникающими при колебаниях турбомашин вместе с ротором и подшипниками.

5. Результаты применения разработанного метода для совершенствования конструкций подшипников ротора малоразмерной турбомашин, а также результаты расчета нелинейной динамики и гидромеханических характеристик опор с плавающими втулками для опор коленчатого вала и вала уравнивающего механизма двигателей внутреннего сгорания.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из Введения, 5 глав, Заключения и Приложения, изложена на 170 страницах машинописного текста, включая 69 иллюстраций, 18 таблиц и список литературы, содержащий 98 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе рассмотрены конструктивные особенности подшипников с плавающими втулками быстроходных роторов малоразмерных турбомашин. Выполнен анализ литературы, посвященный теоретическим и экспериментальным исследованиям динамики и гидромеханических характеристик опор с плавающими втулками, проанализирована возможность применения таких опор в нетрадиционных областях.

Исследованиям опор с промежуточными элементами посвящены работы отечественных и зарубежных авторов: Аболтина Э.В., Богодяжа И.П., Бояршиновой А.К., Бургвица А.Г., Васильева И.М., Дун, Джао, Завьялова Г.А., Кларка, Кнельца В.Ф., Кожевникова А.А., Ли, Лямцева П.Ф., Макарова М.А., Нг, Орката, Роде, Сергеева С.И., Суркина В.И., Танака, Тевелева А.Л., Хамидуллина И.В., Ханина Н.С., Хори, Эззата. Существенные результаты в области динамики роторов на подшипниках с плавающими втулками получены в Вузовско-академической лаборатории «Триботехника» (ЮУрГУ).

Большая часть экспериментальных исследований опор с ПВ и ПН втулками выполнена применительно к малоразмерным турбомашинам и, в частности, турбокомпрессорам систем наддува двигателей внутреннего сгорания.

Применению опор с промежуточными элементами для вала уравнивающего механизма двигателей внутреннего сгорания посвящены работы Васильева И.М., Ли, Суркина В.И.

Многосеточному методу интегрирования дифференциальных уравнений второго порядка, который используется в диссертации для интегрирования уравнения Рейнольдса, посвящены публикации Брандта, Ильина В.П., Федоренко П.П.

Глава заканчивается формулировкой следующих задач исследования.

1. В исходной системе уравнений метода расчета динамики опор с плавающими втулками учесть их конструктивные особенности и действие на подвижные элементы ударных нагрузок, обусловленных колебаниями корпуса опоры.

2. Разработать более эффективный многосеточный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочных слоях опор с плавающими втулками, позволяющий моделировать наличие источников смазки на поверхностях трения втулок и обеспечивающий устойчивость и повышенную скорость сходимости итерационных процедур в широком диапазоне конструктивных параметров опор.

3. На примере подшипников ротора малоразмерной турбомашины продемонстрировать возможности разработанного метода расчета нелинейной динамики опор с плавающими втулками при многовариантных расчетах. Изучить влияние на динамику и гидродинамические характеристики опор конструктивных особенностей и условий нагружения, оценить степень совершенства некоторых конкретных конструкций подшипников с ПВ и ПН втулками.

4. Разработать комплекс прикладных программ пригодных как для расчета характеристик устойчивости подвижных элементов опор с ПВ и ПН втулками, так и для применения в нетрадиционных областях, примером которых являются подшипники с плавающими втулками для колеччатого вала и уравновешивающего механизма двигателей внутреннего сгорания.

5. Оценить точность теоретических результатов сравнением решений тестовых примеров с известными решениями и экспериментальными результатами.

Во второй главе сформулирована исходная система уравнений для расчета динамики опор с плавающими втулками и их гидромеханических характеристик, состоящая из уравнений движения подвижных элементов опоры, уравнений Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочных слоях и уравнения тепловых балансов для каждого из них.

Интегрированием уравнения Рейнольдса определяются реакции смазочных слоев, действующие на втулки и шейки ротора, а из уравнений тепловых балансов находятся среднеинтегральные (расчетные) температуры смазочных слоев. Пошаговое интегрирование уравнений движения позволяет построить траектории движения подвижных элементов опоры и определить параметры их нелинейных колебаний, оценить характеристики устойчивости.

Для несжимаемой смазки уравнение Рейнольдса, интегрированием которого определяются гидродинамические силы, действующие на ротор и втулки, для внутреннего $i = 1$ и наружного $i = 2$ смазочных слоев записывалось в виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_i} \left(\frac{h_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_i}{\partial \varphi_i} \right) + r_i^2 \frac{\partial}{\partial z_i} \left(\frac{h_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_i}{\partial z_i} \right) = \frac{1}{2} r_i^2 \left(\Omega_i \frac{\partial h_i}{\partial \varphi_i} + \frac{\partial h_i}{\partial t} \right). \quad (1)$$

Здесь $p_i(\varphi, z, t)$ – гидродинамическое давление; φ, z – координаты точки смазочного слоя; $h_i = h_i[\varphi, z, x_i(t), y_i(t)]$ – толщина слоя, где x_i, y_i – координаты центров шипа и втулки; t – время; $\mu(\varphi, z, t)$ – коэффициент динамической вяз-

кости смазки, соответствующий температуре, осредненной по толщине смазочного слоя; r_i – радиус шипа и наружный радиус втулки; $\Omega_1 = (\omega_1 - \omega_2)$, $\Omega_2 = \omega_2$, где ω_1 и ω_2 – угловые скорости вращения шипа и втулки.

Заметим, что $h_i(t)$ зависит от координат x_i, y_i центров шипа и втулки, а μ_i является функцией температуры смазочных слоев.

К гидромеханическим характеристикам опор помимо характеристик устойчивости подвижных элементов отнесены: частота вращения втулки ω_2 ; относительные эксцентриситеты χ центров шипа (шейки ротора) и втулки; амплитуды их колебаний; экстремальные за цикл нагружения значения толщин смазочных слоев $\inf h_{\min}$ и гидродинамических давлений $\sup P_{\max}$; средние за цикл расходы смазки, вытекающей в торцы опоры из внутреннего и наружного смазочных слоев Q^* и средние суммарные потери N^* ; расчетные температуры смазочных слоев T^* . Все характеристики являются нелинейными функциями давлений p_i .

На внутренних и наружных поверхностях плавающих втулок могут располагаться канавки и отверстия (источники смазки), на контурах которых давления считаются известными. На рис.1,а представлена развертка внутренней (наружной) поверхности втулки. Ось $O\varphi$ совпадает с осью симметрии втулки, контуры Γ_a и $\Gamma_{\bar{a}}$ ограничивают соответственно закрытую (не соприкасающуюся с торцами опоры) и открытую (соприкасающуюся с торцами) канавки; $\Gamma_{\bar{a}}$ – квадрат, введенный в расчетную схему для аппроксимации контура отверстия.

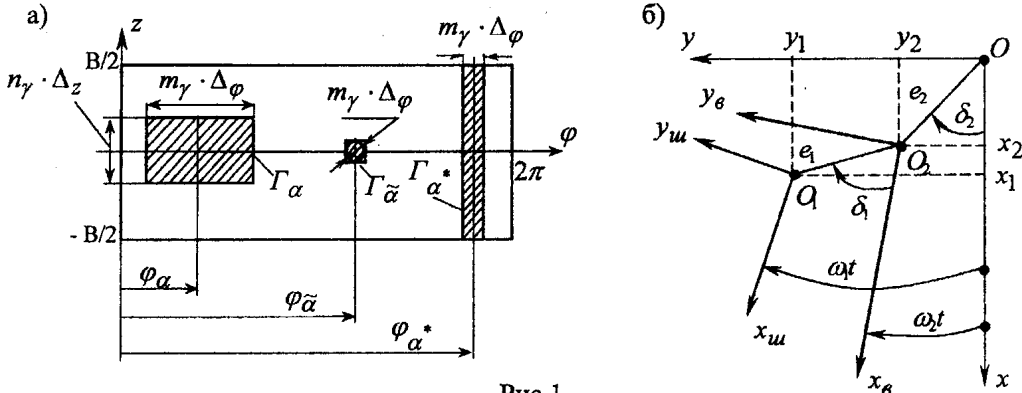


Рис.1

Совокупность ограничений на функцию $p(\varphi, z)$, с помощью которых оцениваются отличия геометрии поверхностей, ограничивающих смазочные слои, от «идеальной», записывается в виде

$$p(\varphi, z) = p(\varphi + 2\pi, z) = \begin{cases} \geq 0, & S \in (0 \leq \varphi \leq 2\pi, -B/2 \leq z \leq B/2); \\ p^\pm, & z = \pm B/2; \\ p_\gamma(\varphi, z) \in \Gamma_\gamma, & \gamma = 1, 2, \dots, \bar{\gamma}; \\ \bar{\gamma} = \alpha, \alpha^*, \tilde{\alpha}. \end{cases} \quad (2)$$

Расположение источников задается координатами геометрических центров (углами $\varphi_\alpha, \varphi_{\alpha^*}, \varphi_{\tilde{\alpha}}$), а протяженность источников формулами:

$$\bar{b}_{\gamma\varphi} = m_\gamma \cdot \Delta_\varphi, \quad \bar{b}_{\gamma z} = n_\gamma \cdot \Delta_z; \quad m_\gamma = \text{int}(b_\varphi / \Delta_\varphi); \quad n_\gamma = \text{int}(b_z / \Delta_z), \quad (3)$$

где b_φ, b_z – протяженности источников в направлении осей φ и z ; m_γ, n_γ – масштабные множители.

Система xOy , в которой рассчитываются траектории центров шипа и втулки (рис.1,б), закрепляется на корпусе и считается инерциальной. Системы $x_\sigma O_2 y_\sigma$ и $x_{ш} O_1 y_{ш}$, в которых задаются $h_i(\tau)$, закрепляются соответственно на плавающей втулке и шипе. Координаты центра шипа O_1 и втулки O_2 в системе xOy определяются интегрированием уравнений движения шипа (4 – 5) и втулки (6 – 8):

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = m_1 g + m_1 \varepsilon_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t - \left(R_1^{(x_\sigma)} \cos \omega_2 t - R_1^{(y_\sigma)} \sin \omega_2 t \right) - m_1 j(\tau) + F_1^{(x)}; \quad (4)$$

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} = m_1 \varepsilon_1 \omega_1^2 \sin \omega_1 t - \left(R_1^{(x_\sigma)} \sin \omega_2 t + R_1^{(y_\sigma)} \cos \omega_2 t \right) + F_1^{(y)}; \quad (5)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = m_2 g + m_2 \varepsilon_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t - R_2^{(x)} + \left(R_1^{(x_\sigma)} \cos \omega_2 t - R_1^{(y_\sigma)} \sin \omega_2 t \right) - m_2 j(\tau); \quad (6)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = m_2 \varepsilon_2 \omega_2^2 \sin \omega_2 t - R_2^{(y)} + \left(R_1^{(x_\sigma)} \sin \omega_2 t + R_1^{(y_\sigma)} \cos \omega_2 t \right); \quad (7)$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M^{(6)} + M^{(н)}. \quad (8)$$

Здесь m_1 и m_2 – расчетные массы шипа и втулки; g – ускорение свободного падения; ε_1 и ε_2 – расстояния (дисбалансы) центров масс шипа и втулки; $R_1^{(x_\sigma)}(x_i, \dot{x}_i, y_i, \dot{y}_i), R_1^{(y_\sigma)}(x_i, \dot{x}_i, y_i, \dot{y}_i)$ – реакция первого смазочного слоя (нижний индекс) на шип в системе $x_\sigma O_2 y_\sigma$, закрепленной на втулке;

$m_1 j(\tau), m_2 j(\tau)$ – силы инерции, обусловленные кинематическими возбуждениями, т.е. движениями с ускорением $j(\tau)$ корпуса опоры в положительном направлении оси Ox ; $F_1^{(x)}, F_1^{(y)}$ – любые из возможных внешних нагрузок, действующих на шип; $R_2^{(x)}(x_i, \dot{x}_i, y_i, \dot{y}_i), R_2^{(y)}(x_i, \dot{x}_i, y_i, \dot{y}_i)$ – реакции второго смазочного слоя на втулку в системе xOy , закрепленной на корпусе; J_2 – момент инерции втулки; $M^{(\theta)}(x_i, \dot{x}_i, y_i, \dot{y}_i), M^{(n)}(x_i, \dot{x}_i, y_i, \dot{y}_i)$ – моменты трения на внутренней и наружной поверхностях трения втулки.

Уравнения тепловых балансов, отражающие равенства количеств теплоты, выделившейся в смазочных слоях и отведенных из них в торцы опоры, включаются в исходную систему уравнений для расчета динамики опоры с целью определения температуры смазочных слоев.

В качестве отдельного раздела в главу включено описание разработанного в диссертации метода построения диаграмм устойчивости подвижных элементов статически нагруженной опоры, базирующийся не на приеме линеаризации уравнений движения, а на их прямом численном интегрировании.

Для построения диаграмм устойчивости уравнения (4 – 8) переписывались в виде системы девяти уравнений первого порядка, а из нее при $\ddot{x}_i, \ddot{y}_i, \dot{x}_i, \dot{y}_i, \dot{\omega}_2 = 0$ методом Ньютона отыскивались координаты центров шипа и втулки, а также скорость ω_2 ее вращения, соответствующие статическому нагружению. Затем нелинейная система из девяти уравнений интегрировалась численно при произвольных начальных координатах и скоростях центров подвижных элементов. В результате выявлялись траектории, по которым центры шипа и втулки возвращаются (не возвращаются) в положение равновесия. Если при определенном сочетании нагрузки, скорости ротора, зазоров и других массогабаритных параметров опоры после некоторого переходного периода времени конечные значения координат центров подвижных элементов совпадали с их координатами, соответствующих статическому нагружению, констатировался факт наличия устойчивости движений.

В третьей главе приводится методика расчета гидродинамических сил, действующих на подвижные элементы опор с плавающими втулками. Эта методика базируется на разработанном в диссертации многосеточном адаптивном алгоритме (АМА) интегрирования уравнения в частных производных второго порядка, к которым относится уравнение (1).

Уравнение (1) с условиями (2) в сеточной области $S^{(k)}$, где k – номер сетки с шагами $\Delta_\varphi^{(k)}$ и $\Delta_z^{(k)}$, аппроксимировалось консервативной разностной схемой и записывалось в виде $L^{(k)} p^{(k)} = F^{(k)}$, где L – дифференциальный оператор, а $L^{(k)} p^{(k)}$ – соответствующие ему выражения, включающие значения $p^{(k)}$ в соседних узлах. Задача (1) с ограничением $p \geq 0$, известная в вычислительной математике, как линейная задача дополненности, решалась с помощью про-

екционного метода. Вначале, после s -ой итерации, находилось предварительное значение давления $p^{(k,s+1/2)} = p^{(k,s)} + \Delta p^{(k,s+1)}$, а затем его проекция $p^{(k,s+1)} = \max(0, p^{(k,s+1/2)})$.

Численными экспериментами установлено, что при трех уровнях сеток и числе интервалов на самой мелкой из них $M_\varphi = 96$, $N_z = 25$, обеспечиваются относительные погрешности расчета давлений не выше 10^{-4} . В этом случае гидромеханические характеристики в рабочем диапазоне амплитуд колебаний подвижных элементов опоры с плавающими втулками определяются с погрешностью не выше 3%.

В разработанном многосеточном методе интегрирования уравнения (1) обоснованы критерии перехода с крупной сетки на мелкую и наоборот, число итераций и критерии замедления скорости сходимости на сетке k , вид экстраполяционных и интерполяционных формул, используемых при переходе с грубой сетки на мелкую и наоборот, приемы обеспечения ограничения $p \geq 0$.

Детальные исследования позволили разработать алгоритм, эффективность которого вдвое выше известных его версий, не предусматривающих возврата с мелких сеток на крупные. Его устойчивость и скорость сходимости мало чувствительна к геометрии поверхностей трения и другим конструктивным параметрам опоры.

В диссертации приводятся примеры применения разработанного метода для расчета поля гидродинамических давлений в смазочных слоях опор с источниками смазки на поверхностях, их ограничивающих.

Четвертая глава посвящена результатам исследований динамики и гидромеханических характеристик подшипников ротора серийного турбокомпрессора ТКР-8.5, выпускаемого ОАО ЧТЗ.

Основная цель первого этапа исследований заключалась в сравнении характеристик устойчивости шипа (шеек ротора) и плавающей втулки в линейном и нелинейном приближении. Исследования проводились в широком диапазоне массогабаритных параметров опоры, в том числе с учетом параметра γ_c , равного отношению зазоров во внутреннем и наружном смазочных слоях.

Диаграмма устойчивости в линейном приближении (рис.2) строилась при варьировании двух параметров Лунда λ, ν , первый из которых зависит от нагрузки, зазора, диаметра шипа, частоты вращения, вязкости смазки, второй — только от частоты и зазора.

Исследованиями установлено, что линейный анализ можно применять только для установления факта наличия либо отсутствия устойчивости равновесного положения центров шипа и втулки (наличия точечной устойчивости). При высоких скоростях вращения ротора, характерных для малоразмерных турбомашин, а также при наличии дисбалансов ротор и втулки движутся по некоторым траекториям (орбитам), рассчитывать которые можно только с помощью нелинейного анализа. Примеры расчетных траекторий приведены на рис.3.

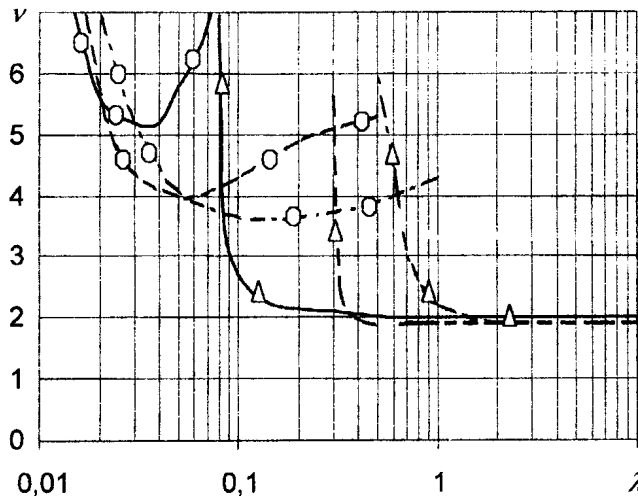


Рис. 2. Диаграмма устойчивости подшипника с ПВ втулкой:

○ – ПВ втулка; Δ – шип;

————— $-\gamma_c = 1$; - - - - - $-\gamma_c = 1,5$; - · - · - $-\gamma_c = 2$

Второй этап исследований заключался в оценке влияния на динамику подвижных элементов серийной опоры турбокомпрессора ТКР-8.5, колебаний его корпуса, вследствие которых в правых частях уравнений движения появляются силы инерции $m_i j(\tau)$. Исследовано несколько зависимостей $j(\tau)$, две из которых представлены на рис.4. Точка А соответствует равновесным положениям (равновесным орбитам) шипа и втулки, участки АВ описывают движения под действием возмущения, участки ВА – движениям после снятия возмущения.

Расчеты показали, что вид возмущения слабо влияет на характер траекторий шипа (втулки). Наибольшие значения максимальных относительных эксцентриситетов центров шипа и втулки наблюдаются при действии серии возмущений.

При исследованных значениях параметров возмущений относительные эксцентриситеты шипа и плавающей втулки, характеризующие амплитуды их колебаний, могут возрасти в несколько раз, но при этом во всех рассмотренных вариантах они не превышают значений 0.8, что является допустимым

При всех частотах вращения ротора отклонение от равновесных положений шипа у опоры с ПВ втулкой под действием колебаний корпуса значительно меньше, чем у обычной опоры. Число циклов (оборотов ротора), за которые центр шипа обычной опоры после снятия возмущений возвращается на устойчивую траекторию, значительно (в отдельных случаях в несколько раз) больше, чем у опор с ПВ втулками.

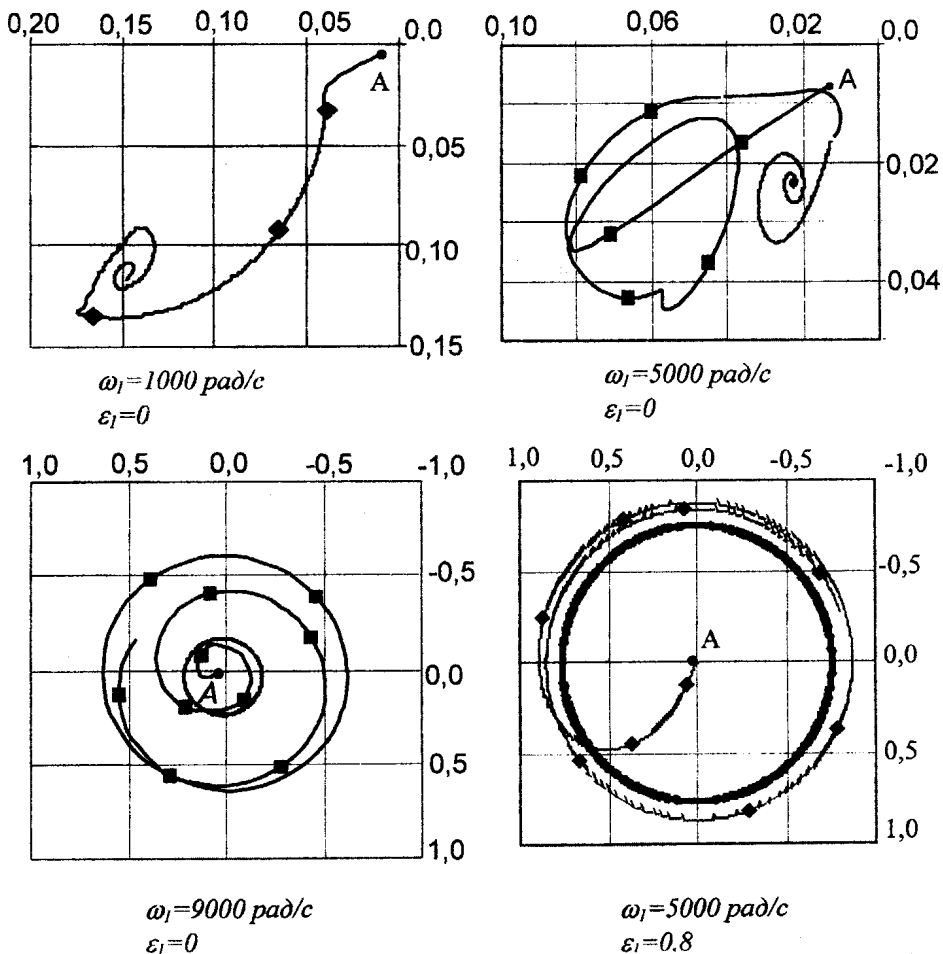


Рис.3.

При параметрических исследованиях опор с плавающими втулками варьировались: частота вращения ротора ω_1 (рис.5), его дисбаланс ε_1 , внешний ε_2 и внутренний ε_1 зазоры, давление $P_{\text{ж}}$ и температура $T_{\text{ж}}$ подачи смазки, масса ротора m_1 и втулки m_2 .

Исследованиями показано, что амплитуды колебаний центров шипа и втулки растут с ростом частоты вращения, оставаясь всегда ограниченными. Амплитуды вихревых движений ПВ втулки больше, чем у шипа, во всем исследованном диапазоне скоростей. Вместе с ростом амплитуды колебаний шипа и втулки уменьшаются толщины смазочных слоев. С увеличением дисбаланса ротора размер траектории растет в начале монотонно, а при некоторых значениях ε амплитуды резко возрастают до значений, при которых получить замкнутые траектории не удастся.

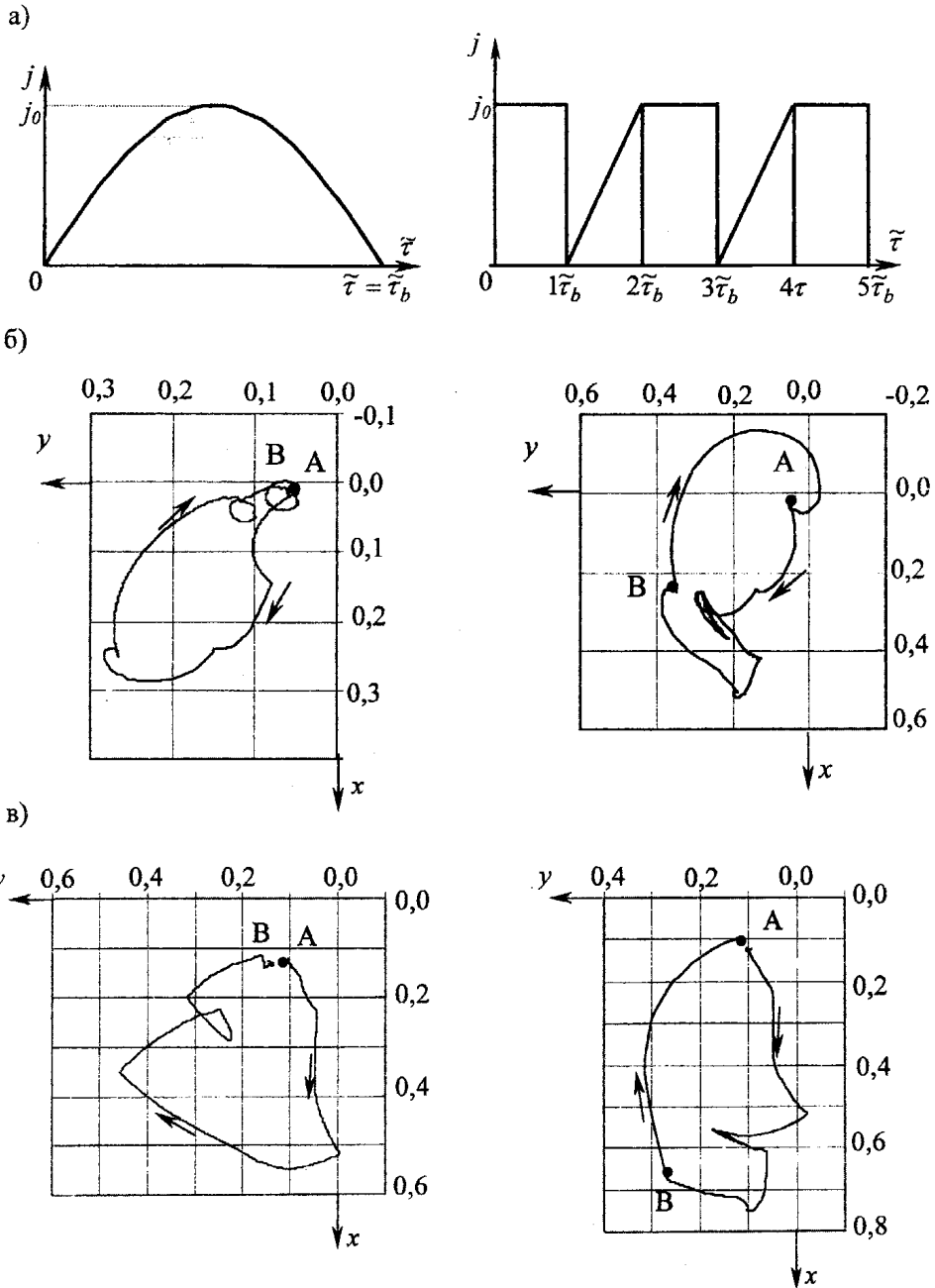


Рис. 4. Влияние колебаний корпуса: а – варианты нагрузений; б – траектории шипа; в – траектории втулки

Некоторые расчетные зависимости гидромеханических характеристик для серийной опоры показаны на рис.6.

Уже упоминалось, что на характеристики устойчивости роторов и на гидромеханические характеристики влияют схемы подачи и распределения смазки по поверхностям трения, т.е. конструктивные особенности опор.

Исследования показали, что наличие на внутренней поверхности втулки серийной опоры полной окружной канавки не является оптимальным решением. Более предпочтителен вариант подачи смазки из наружной окружной канавки во внутренний смазочный слой через четыре отверстия. Новая конструктивная схема вращающейся втулки обеспечивает снижение температур смазочных слоев на 10°C , амплитуд колебаний при $\omega_1 = 1000 \text{ рад/с}$ – в 1,5, а при $\omega_1 = 9000 \text{ рад/с}$ – в 2 раза.

Известны конструктивные схемы плавающих втулок, отличающиеся наличием на внутренней поверхности нескольких поперечных канавок. Такие канавки, как показали наши исследования, хотя и увеличивают расходы смазки в торцы опоры, но и приводит к увеличению температуры смазочных слоев на $4 - 7^{\circ}\text{C}$, росту потерь на трение в 1,5 раза, а так же к существенному увеличению амплитуд колебаний шеек ротора и втулок.

Применительно к малоразмерным турбомашинам проанализирована возможность применения в подшипниках ротора невращающихся моновтулок (рис. 7) с центральной а) и торцевой б) схемами подачи смазки. При торцевой схеме на внутренней поверхности моновтулки выполняются три продольные канавки, а при центральной смазка во внутренний слой подается через четыре отверстия из окружной канавки на наружной поверхности втулки

Как показали расчеты, при торцевом подводе смазки в опору с ПН втулкой (рис.7, б) температура на $2 - 5^{\circ}$ ниже, чем при центральном подводе (рис.7,а). С позиций обеспечения устойчивости движений рассмотренные конструкции примерно одинаковы.

У опоры с ПН втулками потери на трение имеют место только во внутреннем слое, но по сравнению с опорой с ПВ втулкой значения их в 1,5-1,7 раза больше.

При увеличении ω_1 наблюдается рост температуры в смазочных слоях и потерь на трение. У опоры с ПН моновтулкой и центральной подачей смазки температура во внешнем смазочном слое практически не отличается от температуры на входе $T_{ex} = 80^{\circ}\text{C}$. При увеличении ω_1 от 1000 до 7000 рад/с расчетная температура внутреннего смазочного слоя увеличилась с 84 до 112°C . При центральном подводе смазки температура внутреннего смазочного слоя у опоры с ПН моновтулкой \sim на 3° выше, чем у опоры с ПВ втулкой ($\omega_1 = 7000 \text{ рад/с}$). При увеличении частоты вращения ротора эта разница температур возрастает. При номинальной частоте вращения ($\omega_1 = 7000 \text{ рад/с}$) у опоры с ПВ втулкой амплитуда колебаний шипа в 1,5-1,7 раза меньше, чем у опоры с ПН моновтулками.

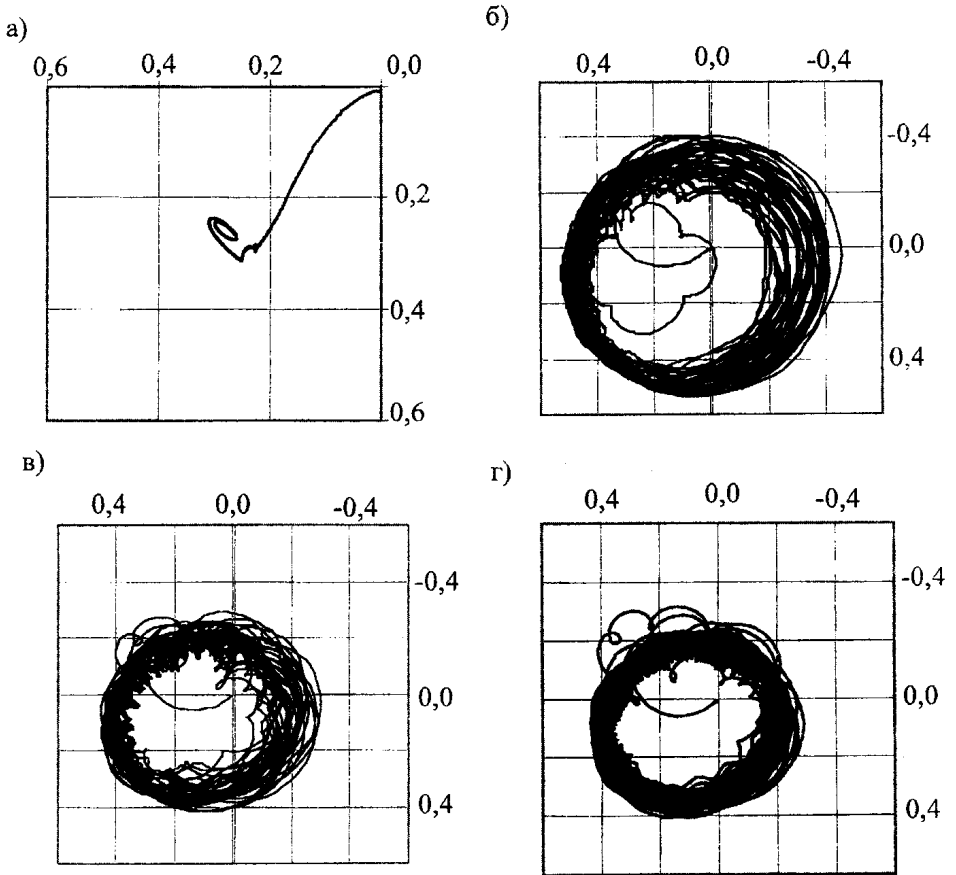


Рис.5. Траектории движения центр шипа относительно втулки:
 а – $\omega_1 = 1000 \text{ рад/с}$; б – $\omega_1 = 7000 \text{ рад/с}$;
 в – $\omega_1 = 12000 \text{ рад/с}$; г – $\omega_1 = 15000 \text{ рад/с}$

Исследование влияния изменения внутреннего зазора на гидромеханические характеристики опор показало, что соотношение наружного и внутреннего зазора γ_c для опор с ПВ и ПН втулками должно быть больше 1.8.

Потери мощности на трение уменьшаются по мере увеличения зазоров c_1 и c_2 , при этом существует такое значение $\gamma_c \approx 2,2$, при превышении которого снижение потерь мощности оказывается незначительным, а их величина приближается к определенному значению. У опоры с ПВ втулкой потери всегда (при любых соотношения зазоров) остается на 10 – 20% ниже, чем у опоры с ПН втулкой.

При сравнении опор с ПВ и ПН втулками оценивалась их способность выдерживать ударные нагрузки, обусловленные кинематическими возмущениями

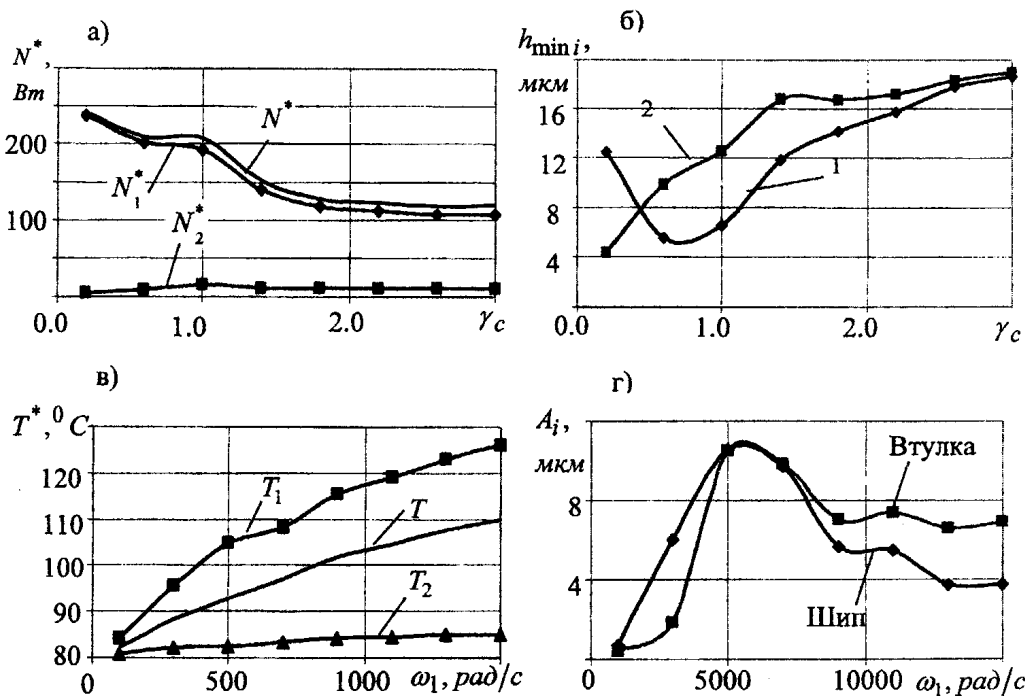


Рис.6. Гидромеханические характеристики: а – потери мощности на трение; б – минимальная толщина смазочного слоя; в – расчетные температуры смазочных слоев; г – амплитуда колебаний центров подвижных элементов опоры

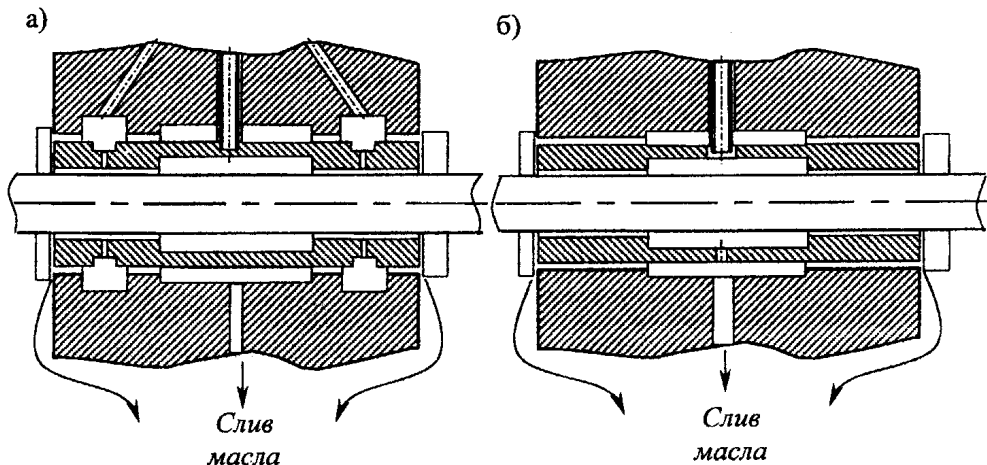


Рис.7. Конструктивные схемы опор с ПН

корпуса турбокомпрессора при $\omega_1 = 5000 \text{ рад/с}$. При всех рассмотренных частотах вращения ротора опоры с ПВ и ПН втулками реагируют на действие возмущений примерно одинаково.

Таким образом, проведенные параметрические исследования опор ротора турбокомпрессора ТКР-8,5 показали, что вариант использования в качестве промежуточных элементов плавающих вращающихся втулок по сравнению с невращающейся моновтулкой является предпочтительным.

В пятой главе описывается комплекс прикладных программ «Ротор», разработанный на кафедре «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ при непосредственном участии автора и зарегистрированный в Российском Агентстве по правовой охране программ для ЭВМ, баз данных и топологий интегральных систем под № 98041. Комплекс предназначен как для расчета характеристик устойчивости роторов (традиционная область), так и для расчета гидромеханических характеристик опор с ПВ и ПН втулками в нетрадиционных областях их применения, а именно в качестве опор коленчатого вала и вала уравнивающего механизма двигателей внутреннего сгорания, подшипников поршневых компрессоров, кривошипных прессов и многих других механизмов и машин.

В качестве одного из примеров возможного применения комплекса программ «Ротор» в диссертации приводятся результаты расчета динамики шатунного и коренного подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания, выполненного с использованием исходных данных Роде. Расхождения в результатах расчета траекторий и гидромеханических характеристик, полученных с использованием комплекса «Ротор» и результатов Роде не превышают 15%.

Возможности комплекса программ «Ротор» продемонстрированы расчетами динамики шатунной и коренной опоры коленчатого вала двигателя КамАЗ-740. Чтобы сделать результаты расчетов сопоставимыми, конструкция подшипников была изменена (рис.8): на вкладышах коренного подшипника вместо частичной предусмотрена окружная канавка, на вкладышах кривошипной головки шатуна также предусмотрена окружная канавка (у реальной конструкции шатунного подшипника канавка отсутствует).

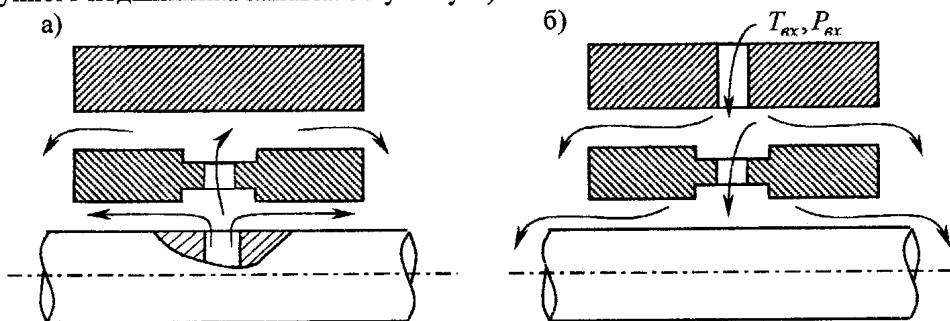


Рис.8. Расчетные схемы: а – шатунная опора; б – коренная опора

Результаты расчета (рис.9) показали, что возможное использование промежуточных элементов в тяжело нагруженных подшипниках коленчатого вала приведет к существенному снижению потерь на трение. Толщина смазочного слоя и максимальные гидродинамические давления в слоях остаются на том же уровне, что и для обычной опоры.

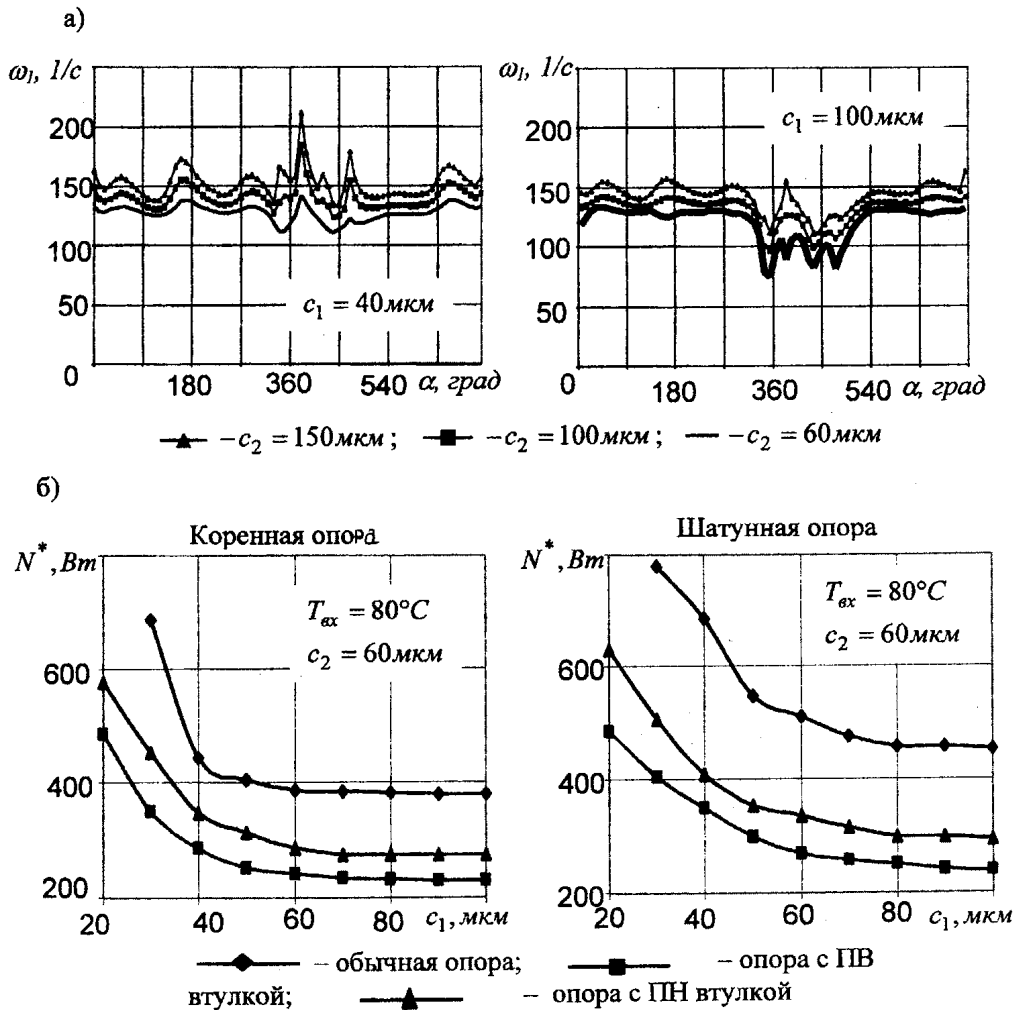


Рис.9. Результаты расчета: а – зависимости скорости вращения втулки первой коренной опоры от угла поворота коленчатого вала; б – потери мощности на трение

Потери мощности на трение у опоры с ПВ втулкой уменьшаются на $\approx 40-50\%$, а с ПН втулкой – на $15-30\%$. Снижение потерь на трение приводит к снижению температур смазочных слоев на $5-6^{\circ}C$.

Глава заканчивается сравнением результатов расчета динамики вала уравновешивающего механизма двигателя Д-160 с экспериментальными результатами, полученными совместно с А.В. Неустроевым на стенде кафедры «Тракторы и автомобили» Челябинского Государственного Агроинженерного Университета. Кроме этого, часть экспериментальных результатов, использованных в диссертации для сравнения с теоретическими, предоставлена в наше распоряжение И.М. Васильевым.

Стенд, на котором выполнялись эксперименты, оборудован балансирующей электрической машиной постоянного тока типа МПБ 24,2/22 Харьковского электромеханического завода с пультом управления и питающим агрегатом ЗУК-155/230 и автономной системой смазки. Вращающийся момент на вал уравновешивающего механизма передавался через специальную пружину, угол закрутки которой пропорционален моменту трения в подшипниках. Отсчет угла закрутки пружины проводился по шкале с помощью стробоскопического тахометра СТ-5.

Частота вращения вала измерялась тахогенератором ТПП-1ЭТ и контролировалась ручным тахометром типа СК-75 с точностью измерения $\pm 5 \text{ мин}^{-1}$. Давление масла на входе в подшипник измерялось манометром класса точности 0,6 с ценой деления шкалы 0,02 МПа. Температура подшипника, масла на входе в смазочные слои и не сливе регистрировалась потенциометром КПС-3П с ценой деления шкалы 1°C , класса точности 0,25.

Запись быстро протекающих процессов, таких как толщина смазочного слоя, гидродинамические давления, частота вращения втулки проводилась с помощью осциллографа одновременно с записью отметки начала отсчета. Для передачи сигналов от датчиков, установленных в шейке вращающегося вала, использовался концевой ртутный токосъемник ТРК-12.

В ходе эксперимента выявлено, что при работе уравновешивающего механизма с валом на подшипниках с ПВ втулками значительно снижается шум и вибрация механизма в целом, а также установлен диапазон скорости вращения вала ($\omega_1 = 1000 \dots 2500 \text{ об/мин}$), в котором заметен эффект использования ПВ втулки. Типичные расчетные $(\omega_2/\omega_1)_p$ и экспериментальные $(\omega_2/\omega_1)_e$ соотношения частот вращения втулки и вала приведены на рис.10.

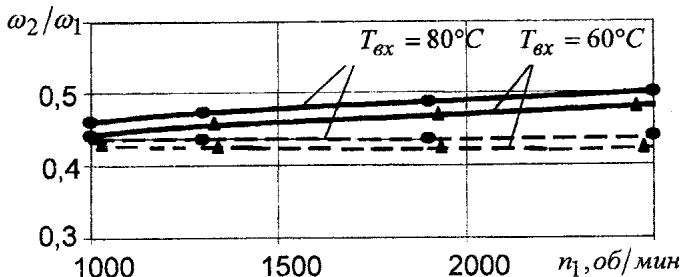


Рис.10. Относительная скорость вращения втулки:

— — — — — эксперимент; — — — — — расчет

Гидромеханические характеристики сравниваются в таблице, из которой следует, что применение промежуточных элементов в опорах вала уравнивающего механизма уменьшает потери мощности на ~40 % и способствует уменьшению температуры смазочных слоев на 1–3°C.

Таблица

Влияние частоты вращения ротора на выходные параметры опор

n , об/ мин	T , °C обыч ная опора	Опора с ПВ Втулкой		N , Вт		Обычная опора	Опора с ПВ Втулкой	
		T_1 , °C	T_2 , °C	Обыч ная опора	Опора с ПВ втулкой		$h_{\min 1}$, мкм	$h_{\min 1}$, мкм
1000	–	82*	81	87,5	37,5	–	17	20
	82,7	82,04**	81,52	65,1	38,58	15,23	20,26	22,02
1300	–	83	82	112,5	56,25	–	15	18
	83,42	83,16	82,36	117,3	62,6	11,47	17,87	19,59
1900	–	84	83	218,7	112,5	–	13	14
	86,9	85,75	84,33	280,0	134,8	10,31	14,51	16,13

* Эксперимент; ** Расчет.

В заключении кратко подводятся итоги выполненного исследования, а в приложении помещены материалы, подтверждающие использование результатов работы и свидетельства об официальной регистрации разработанных программ для ЭВМ

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработанный метод расчета динамики опор скольжения с плавающими втулками дает возможность полнее учитывать их конструктивные особенности и характер действующих нагрузок, что расширяет возможную область применения метода для совершенствования конструкции подшипниковых узлов.

2. Для определения гидродинамических сил, действующих на ротор и плавающие втулки, разработан многосеточный адаптивный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса, применение которого не накладывает каких-либо ограничений на геометрию поверхностей трения ПВ и ПН втулок, обеспечивает устойчивость и повышенную скорость итерационных процедур в широком диапазоне конструктивных параметров опор. Показано, что для интегрирования уравнения Рейнольдса целесообразно использовать три сеточные уровни с числом интервалов на самой мелкой из них $M_\varphi = 96$, $N_z = 25$. Относительные погрешности расчета давлений при этом не превышают 10^{-4} , а характеристики устойчивости и гидромеханические характеристики определяются с погрешностями не выше 3%. Эффективность разработанного алгоритма вдвое выше известных его версий, не предусматривающих переход с мелких сеток на крупные.

3. На примере подшипников ротора серийного турбокомпрессора ТКР-8,5 выполнено сравнение характеристик устойчивости подвижных элементов опор с ПВ втулками в линейном и нелинейном приближении. Для построения диаграмм устойчивости равновесного положения центров шейки ротора (шипа) и втулки разработан универсальный алгоритм, базирующийся не на приеме линеаризации уравнений движения, а на их прямом численном интегрировании. Оценено влияние на динамику подвижных элементов серийной опоры турбокомпрессора ТКР-8,5 ударных нагрузок. Установлено, что амплитуды колебаний ротора и втулок под действием ударных нагрузок остаются ограничены, а их величины всегда заметно меньше, чем у обычной опоры.

4. Для малоразмерных турбомашин установлены закономерности в изменениях характеристик устойчивости и гидромеханических характеристик опор с ПВ и ПН втулками для широкого диапазона массогабаритных, конструктивных, скоростных и нагрузочных параметров. Предложена новая конструктивная схема вращающейся втулки, обеспечивающая снижение температуры смазочных слоев на 10°C , амплитуды колебаний до двух раз.

5. Проанализирована возможность применения для подшипников роторов малоразмерных турбомашин невращающихся моновтулок с торцевой и центральной схемами подачи смазки. Показано, что по совокупности гидромеханических характеристик конструкции опор с ПН уступают конструкциям опор с вращающимися втулками.

6. Разработан комплекс программ предназначенный как для расчета характеристик устойчивости роторов, так и гидромеханических характеристик опор с ПВ и ПН втулками в нетрадиционных областях их применения и, в частности, в качестве опор коленчатого вала и вала уравнивающего механизма двигателей внутреннего сгорания. Показано, что применение опор с ПВ и ПН втулками в нетрадиционных областях снижает потери на трение на 15-50%, а также способствует улучшению других гидромеханических характеристик.

7. Выполнены экспериментальные исследования опор с ПВ втулками вала уравнивающего механизма двигателя Д-160. Установлено, что расчеты разработанным методом с приемлемой для практических задач точностью совпадают с экспериментальными результатами.

8. Разработанные методы расчета и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании сложнагруженных гидродинамических подшипников скольжения на машиностроительных предприятиях: «Барнаултрансмаш», «ГСКБД «Трансдизель», «ГСКБ ОАО ЧТЗ». В РосАПО зарегистрированы программы "РОТОР" (Версия 1.0) и "ТЕМПО" (Версия 1.0).

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах.

1. Задорожная Е.А. Сравнение параметров колебаний ротора на подшипниках с вращающимися и невращающимися втулками // Вестник ЧГАУ. – Челябинск, 1995. – Т.13. – С13–17.

2. Задорожная Е.А, Бояршинова А.К Динамика высокоскоростных роторов на

- опорах с плавающими втулками. Депонировано в НИИЭУ Автопром. №11 ап95.
3. Задорожная Е.А., Неустроев А.В. Использование опор с промежуточными элементами в уравновешивающих механизмах // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Сб. научн. трудов. – Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С.46–49.
 4. Прокопьев В.Н., Задорожная Е.А. Динамика ротора турбокомпрессора на опорах с вращающимися и невращающимися втулками // Там же. – С.25–38.
 5. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А. Виброустойчивость ротора турбокомпрессора на подшипниках с промежуточными элементами // Материалы международного научно-практического симпозиума «Славянтрибо-4. Трибология и технология». – Санкт-Петербург, 1997. – С.56–60.
 6. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А. Нелинейная динамика опор с промежуточными элементами в виде пакета плавающих втулок // Материалы международной научно-технической конференции «Двигатель-97». – М.: МГТУ им. Баумана Н.Э., 1997. – С.61.
 7. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А. Применение промежуточных элементов для повышения надежности опор скольжения роторов // Труды международной конференции «Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте». – Самара: СГТУ, 1999. – С.93–95.
 8. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А. Характеристики устойчивости подвижных элементов опор ротора турбокомпрессора систем наддува двигателей транспортных машин // Вестник Уральского межрегионального отделения Российской академии транспорта. – 2001. – №3–4. – С. 180–186.
 9. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А. Адаптивный многосекционный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнагруженных опор скольжения // Там же. – С.187–193.

Издательство Южно-Уральского государственного
университета

ИД № 00200 от 28.09.99. Подписано в печать 19.03.2002.

Формат 60×84 1/16. Печать трафаретная Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1,08.

Тираж 100 экз. Заказ 451/27.

Группа МЭНП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.