

Челябинский государственный технический
университет

На правах рукописи

Бояршинова Алла Константиновна

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО
И ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ОПОР С ПЛАВАЮЩИМИ
НЕВРАЩАЮЩИМИСЯ ВТУЛКАМИ

Специальность 05.02.02 -
"Машиноведение и детали машин"

Автореферат диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Челябинск - 1993

Работа выполнена на кафедре "Автомобильный транспорт" Челябинского государственного технического университета.


Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Прокопьев В.Н.
Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Суркин В.И.;
кандидат технических наук,
Замятин Н.И.
Ведущее предприятие - Научно-производственное
объединение "Наука",
г. Москва.

Защита состоится 19 мая 1993 года, в 15 часов, на заседании специализированного совета К 053.13.02 при Челябинском государственном техническом университете.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять ученому секретарю совета по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан "16" апреля 1993 г.

Ученый секретарь специализированного
совета, кандидат технических наук  В.В. Жестков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь т е м ы. Повышение надежности быстроходных роторных машин связано главным образом с решением проблемы создания конструкций подшипниковых узлов, обеспечивающих виброустойчивость роторов.

В связи с тенденцией роста частоты вращения роторов конструкции их опор, в качестве которых чаще всего используются подшипники скольжения, совершенствуются в двух направлениях:

профилирования рабочих поверхностей подшипников канавками, т.е. придания им формы, отличающейся от круглоцилиндрической;

применения в опоре жестких или упругих промежуточных элементов в виде лепестков, вращающихся и невращающихся втулок.

Конструкции подшипников с плавающими невращающимися втулками (ПНВ) применяются в турбокомпрессорах (ТКР), входящих в систему турбонаддува двигателей внутреннего сгорания. Подшипниковые узлы должны обеспечить устойчивое вращение ротора ТКР при частотах 100 000 об/мин и выше в условиях напряженных тепловых режимов и сложного динамического нагружения.

Известные методы расчета ПНВ базируются на упрощенных моделях, не учитывающих всю совокупность внешних нагрузок, тепловые явления в смазочных слоях, реальную геометрию опорного узла и условия подачи смазки, и позволяют в лучшем случае лишь качественно оценить работу подшипников ТКР. Недостаточная разработанность методов гидродинамического и теплового расчетов опор с ПНВ приводит к тому, что на стадии проектирования турбокомпрессоров конструктивные параметры подшипниковых узлов выбираются без достаточного обоснования. Процесс их доводки растягивается и сопровождается длительными эксплуатационными испытаниями.

Работа выполнялась по планам научно-исследовательских работ Челябинского государственного технического университета в соответствии с научно-технической програм-

раммой "Надежность" на период до 1995 г., утвержденной 7 мая 1987 г. ГКНТ СССР и Президиумом АН СССР; комплексной инновационной научно-технической программой "Надежность конструкций" Миннауки РФ на 1992-1995 гг.; общеакадемической программой РАН на 1990-2000 гг. "Повышение надежности систем "машина-человек-среда", соисполнителем которых является ЧРТУ.

Ц е л ь р а б о т ы заключается в разработке метода расчета, позволяющего на этапе проектирования роторных машин моделировать нелинейные динамические и тепловые процессы в системе "вал-смазочные слои-плавающая втулка" и на этой основе сокращать затраты времени и средств на создание, экспериментальные исследования и доводку конструкций опор с плавающими невращающимися втулками.

Н а у ч н а я н о в и з н а диссертаций заключается в том, что разработанный алгоритм многоуровневого численного интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочных слоях опоры обеспечивает повышенную скорость сходимости итерационных процедур и позволяет рассчитывать поле давлений при произвольной геометрии смазочных слоев и наличии источников смазки на поверхностях трибосопряжений. В алгоритме теплового расчета, разработанном для опор с ППНВ впервые, помимо уравнений теплового баланса используется гидравлическая схема, моделирующая подачу смазки, работу радиальных и упорных подшипников. Анализ нелинейной динамики ротора на опорах с ППНВ базируется на более точных методах гидродинамического и теплового расчетов, полнее учитывающих внешние нагрузки на ротор, в том числе вибрации корпуса ТКР. В параметрических исследованиях изучен весь реализуемый на практике диапазон изменения конструктивных параметров опор, влияющих на их выходные параметры, характеризующие прямо или косвенно виброустойчивость ротора, а также ресурс трибосопряжений.

П р а к т и ч е с к а я ц е н н о с т ь р а б о т ы. Использование разработанного метода гидродинамического и теплового расчета опор с плавающими невраща-

шимися втулками, алгоритмов и программ расчета, рекомендаций по выбору параметров способствует созданию конструкций ТКР с улучшенными характеристиками виброустойчивости ротора, снижает потери на трение и рабочие температуры в подшипниковых узлах, увеличивает минимальные толщины слоев смазки и обеспечивает в итоге увеличение долговечности ППНВ. Выполнение разработанным методом многовариантных расчетов сокращает затраты времени и средств на проектирование и доводку трибосопряжений роторных машин.

Р е а л и з а ц и я р а б о т ы. Разработанный метод гидродинамического и теплового расчета опор с плавающими невращающимися втулками в виде пакета программ "Ротор" применялся для проведения параметрических исследований подшипниковых узлов турбокомпрессоров ТКР-11ф (ПО "УРАЛТРАК"), ТКР-7,5 (АО КАМАЗ), питательного насоса ПН-1500-350-1 (УРАЛВТИ). Исследования позволили определить рациональные диапазоны изменения конструктивных параметров опор, сформулировать некоторые рекомендации по совершенствованию конструкций подшипниковых узлов.

А п р о б а ц и я. Результаты диссертации докладывались на научно-технической конференции "Повышение надежности и качества подшипниковых узлов" (Пермь, 1989 г.), на 1-й Всесоюзной конференции "Математическое моделирование в машиностроении" (Куйбышев, 1990 г.), на семинаре с международным участием "Триболог-8М" (Ростов, 1990 г.), на 4-м Всесоюзном научно-техническом совещании "Динамика и прочность автомобиля" (Москва, 1990 г.), на Всесоюзной научно-технической конференции "Надежность машин, математическое и машинное моделирование задач динамики" (Киев, 1991 г.), на Всесоюзной конференции "Математическое моделирование в машиностроении" (Самара, 1991 г.), на Всесоюзном семинаре по методам решения задач динамики опор скольжения (Челябинск, 1989, 1991 гг.), на научно-техническом семинаре "Динамика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей" (Санкт-Петербург, 1992 г.), на ежегодных научно-технических конференциях Челябинского государственного технического университета (1989-1992 гг.).

П у б л и к а ц и и. По теме диссертации опубликовано 9 печатных работ.

С т р у к т у р а и о б ъ е м р а б о т ы. Диссертационная работа с таблицами и рисунками изложена на 189 страницах и состоит из введения, четырех глав, выводов и приложения на 5 страницах. Библиография содержит 120 наименований трудов отечественных и зарубежных авторов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В о в е д е н и и обоснована актуальность темы, сформулирована цель работы, ее научная новизна и практическая значимость.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Аналитическому обзору литературы, посвященной исследованиям гидродинамических подшипников с плавающими невращающимися втулками, предшествует формулировка задачи нелинейной динамики ротора, разработанная автором, с учетом известных моделей опор и некоторых дополнительных факторов.

Система уравнений нелинейной динамики подвижных элементов опорного узла турбокомпрессора (рис. 1): плавающей невращающейся втулки и ротора - в неинерционной системе координат Окуз, связанной с корпусом, представлена в следующем виде:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{\vec{p}}_1 &= \vec{f}_1(\vec{p}_1, \vec{p}_2) - \vec{f}_2(\vec{p}_1, \dot{\vec{p}}_1, \vec{p}_2, \dot{\vec{p}}_2, \omega) + \vec{F} + \vec{W}_1; \\ m_2 \ddot{\vec{p}}_2 &= \vec{f}_2(\vec{p}_1, \dot{\vec{p}}_1, \vec{p}_2, \dot{\vec{p}}_2, \omega) + \vec{W}_2. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь m_1, m_2 - массы втулки и ротора; ω - частота вращения ротора; \vec{p}_1, \vec{p}_2 - радиус-векторы центров втулки и шипа; \vec{f}_1, \vec{f}_2 - реакции внешнего и внутреннего смазочных слоев; \vec{F} - реакция штифта на втулку; \vec{W}_1, \vec{W}_2 - внешние нагрузки на втулку и ротор, включающие вес ротора и втул-

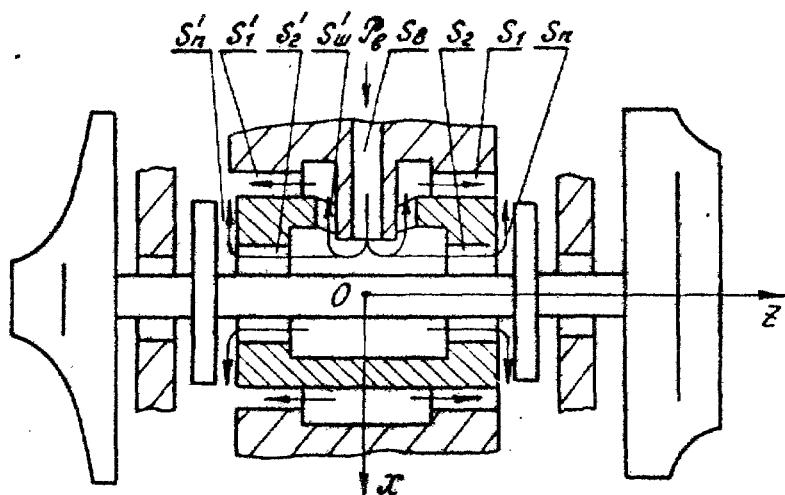


Рис. 1. Схема опоры с плавающей неврещающейся втулкой

ки, силы, вызванные статическим дисбалансом ротора, переносные силы инерции, обусловленные движениями корпуса турбокомпрессора.

Расходы смазки Q определяли из системы уравнений напорного течения жидкости:

$$f_Q(Q, \bar{p}_1, \bar{p}_2, T_1, T_2, T_n, P_{вх}) = 0, \quad (2)$$

где T_1, T_2, T_n - рабочие температуры в смазочных слоях внешних и внутренних опорных подшипников и подпятниках; $P_{вх}$ - давление подачи смазки.

Исходя из допущения, что все тепло, выделяющееся в смазочных слоях, уносится потоком смазки, рабочие температуры подшипников определяли из уравнений теплового баланса:

$$f_T(T_{вх}, T_1, T_2, T_n, N_1, N_2, Q_1, Q_2, Q_n) = 0, \quad (3)$$

где $T_{вх}$ - температура масла на входе; $N_1, N_2, N_n, Q_1, Q_2, Q_n$ - мощности тепловыделений и расходы в смазочных слоях.

Реакции смазочных слоев, входящие в правые части уравнений движения (1), определяли из решения обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений \mathcal{P} :

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{H^3}{\mu} \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial \varphi} - 6z\omega H \right) + z^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{H^3}{\mu} \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial z} \right) = 12z^2 \frac{\partial H}{\partial t}, \quad (4)$$

в котором φ - угловая координата; $H = c - x \cos \varphi - y \sin \varphi$ - толщина смазочного слоя; μ - коэффициент динамической вязкости; z - радиус; ω - частота вращения; z - координата вдоль оси вращения; t - время; c - радиальный зазор.

Граничные условия на торцах подшипников определяют решение системы уравнений (2). При наличии канавок, соединяющих торцы подшипников, течение смазки в канавках полагалось Пуазейлевским и распределение давления в канавках описывалось линейной функцией координаты z . Функция $\mathcal{P}(\varphi, z)$ считалась периодической:

$$\mathcal{P}(\varphi, z) = \mathcal{P}(\varphi + 2\pi, z) \quad (5)$$

и на нее накладывалось дополнительное условие

$$\mathcal{P}(\varphi, z) \geq \mathcal{P}_{\text{кав}} \quad (6)$$

исключающее из решения область разрыва смазочной пленки ($\mathcal{P}_{\text{кав}}$ - давление кавитации).

Подобный способ задания граничных условий обеспечивает возможность численного решения гидродинамической задачи для давлений в смазочных слоях произвольной геометрии и при наличии источников смазки на рабочих поверхностях подшипников. Решением поставленной задачи является комплекс выходных параметров, прямо или косвенно характеризующих виброустойчивость опоры и ресурс трибосопряжений: траектории вихревых движений центров шипа и втулки;

$$f_T(T_{вх}, T_1, T_2, T_n, N_1, N_2, Q_1, Q_2, Q_n) = 0, \quad (3)$$

где $T_{вх}$ - температура масла на входе; $N_1, N_2, N_n, Q_1, Q_2, Q_n$ - мощности тепловыделений и расходы в смазочных слоях.

Реакции смазочных слоев, входящие в правые части уравнений движения (1), определяли из решения обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений \mathcal{P} :

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{H^3}{\mu} \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial \varphi} - 6z\omega H \right) + z^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{H^3}{\mu} \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial z} \right) = 12z \frac{\partial H}{\partial t}, \quad (4)$$

в котором φ - угловая координата; $H = c - x \cos \varphi - y \sin \varphi$ - толщина смазочного слоя; μ - коэффициент динамической вязкости; z - радиус; ω - частота вращения; z - координата вдоль оси вращения; t - время; c - радиальный зазор.

Граничные условия на торцах подшипников определяют решение системы уравнений (2). При наличии канавок, соединяющих торцы подшипников, течение смазки в канавках полагалось Пуазейлевским и распределение давления в канавках описывалось линейной функцией координаты z . Функция $\mathcal{P}(\varphi, z)$ считалась периодической:

$$\mathcal{P}(\varphi, z) = \mathcal{P}(\varphi + 2\pi, z) \quad (5)$$

и на нее накладывалось дополнительное условие

$$\mathcal{P}(\varphi, z) \geq \mathcal{P}_{\text{кав}} \quad (6)$$

исключающее из решения область разрыва смазочной пленки ($\mathcal{P}_{\text{кав}}$ - давление кавитации).

Подобный способ задания граничных условий обеспечивает возможность численного решения гидродинамической задачи для давлений в смазочных слоях произвольной геометрии и при наличии источников смазки на рабочих поверхностях подшипников. Решением поставленной задачи является комплекс выходных параметров, прямо или косвенно характеризующих виброустойчивость опоры и ресурс трибосопряжений: траектории вихревых движений центров шипа и втулки;

3. Провести сравнение теоретических и экспериментальных результатов.

4. На основе решения практических задач сформулировать рекомендации по проектированию опор турбокомпрессоров с плавающими невращающимися втулками.

2. ХАРАКТЕРИСТИКИ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ ПОДШИПНИКОВ С ПЛАВАЮЩИМИ НЕВРАЩАЮЩИМИСЯ ВТУЛКАМИ

В соответствии с основной идеей многоуровневых методов краевая задача о давлении (4,...,6) решалась на серии равномерных по координатам φ, z сеток с последовательно удваивающимся количеством интервалов разбиения. На фиксированной сетке краевая задача (4,...,6) с использованием консервативной разностной схемы заменялась системой линейных алгебраических уравнений относительно сеточной функции давления и решалась итерационным методом Зейделя. При достижении сходимости по давлению кубической интерполяцией решение переносилось на сетку следующего уровня; построение решения завершалось при выполнении критерия сходимости на самой мелкой из выбранных сеток. Для ускорения сходимости в этот известный алгоритм введена процедура контроля и управления скоростью сходимости итерационного процесса Зейделя. Оказалось, что удобным и надежным критерием оценки скорости сходимости \mathcal{V}_{cx} на данном уровне является отношение

$$\mathcal{V}_{cx} = \bar{\delta}^{n+1} / \bar{\delta}^n, \quad (7)$$

в котором n - номер итерации Зейделя, $\bar{\delta}$ - квадратичные невязки, определенные как суммы квадратов локальных невязок системы сеточных уравнений для давлений.

При замедлении сходимости на данном уровне осуществлялся переход на сетку предыдущего уровня, где по известным локальным невязкам рассчитывали поправки к давлению. Затем выполнялся обратный переход на исходный уровень, на котором с помощью найденных поправок производилась корректировка решения.

Для подтверждения точности приближения сеточного решения к решению краевой задачи о давлении (4, ..., 6) проведено численное определение порядка сходимости расчетной схемы. На основании расчетов большого числа тестовых вариантов подшипников с различной геометрией рабочих поверхностей показано, что средняя величина расчетного порядка сходимости $S = 1,8$ и достаточно близка к теоретически возможному пределу ($S = 2$), равному порядку аппроксимации дифференциального оператора краевой задачи разностным.

Детально разработанный алгоритм многоуровневого метода с циклическим взаимодействием между уровнями обеспечил снижение затрат времени на расчет реакций смазочных слоев в сотни раз по сравнению с традиционными одноуровневыми и в 1,5...2 раза по сравнению с многоуровневыми, не использующими взаимодействие между уровнями. Высокая эффективность метода дала возможность ставить и решать задачи нелинейной динамики ротора на опорах с плавающими невращающимися втулками при произвольной геометрии смазочных слоев и наличии источников смазки на рабочих поверхностях трибосопряжений.

На основе рассмотрения течения смазки в каждом из слоев и использования закона Ньютона для касательных напряжений в движущейся жидкости получено уточненное выражение для моментов сил вязкого трения, действующих на рабочих поверхностях вала и втулки,

$$M^{TP} = \frac{2\pi\mu\tau^2\omega}{c\sqrt{1-\chi^2}} \pm \frac{eR^{\sigma}}{2} + 2\pi\mu \int_0^{2\pi} \frac{(-x\sin\varphi + y\cos\varphi)}{H} d\varphi \quad (8)$$

Здесь B - протяженность смазочного слоя в осевом направлении (ширина подшипника); $\chi = e/c$ - эксцентриситет; $e = \sqrt{x^2 + y^2}$ - смещение центра шипа или втулки; R^{σ} - проекция реакции смазочного слоя на нормаль к линии центров. Во втором слагаемом знаки плюс и минус относятся соответственно к внутренней и внешней поверхностям втулки.

Численными экспериментами показано, что наиболее существенный вклад в M^{TP} вносят первые два слагаемых. Пренебрежение вторым слагаемым, часто допускаемое из-за его малости, может привести к погрешностям при вычислении моментов в сотни процентов.

3. НЕЛИНЕЙНАЯ ЗАДАЧА ДИНАМИКИ РОТОРА НА ОПОРАХ С ПЛАВАЮЩИМИ НЕВРАЩАЮЩИМИСЯ ВТУЛКАМИ

Математическая модель движения подвижных элементов опоры (1) учитывает произвольный характер внешних силовых воздействий, в том числе колебаний корпуса турбокомпрессора. Расчет параметров нелинейных колебаний ротора и плавающей невращающейся втулки базировался на численном интегрировании уравнений (1) методом Кутты-Мерсона с шагом интегрирования, адаптирующимся к решению.

На основе многовариантных расчетов опор турбокомпрессоров с ППНВ предложена классификация различных форм траекторий центров вала и плавающей невращающейся втулки: траектории, сходящиеся в точку или к предельному циклу; незамкнутые траектории, располагающиеся в некоторой замкнутой области; расходящиеся (рис. 2).

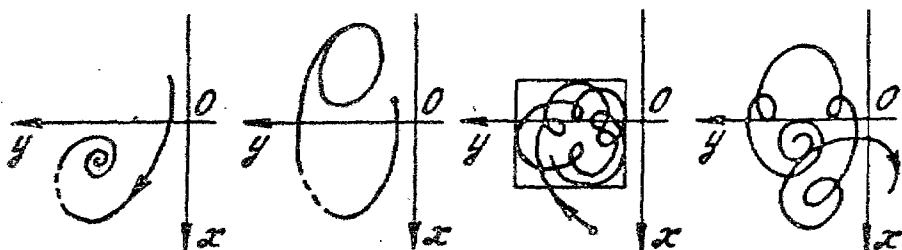


Рис. 2. Траектории центров вала и втулки

В общем случае амплитуды A колебаний центров вала и втулки определялись через размеры области, ограничивавшей их движения.

$$A = \max \left\{ \frac{1}{2} (x_{\max} - x_{\min}), \frac{1}{2} (y_{\max} - y_{\min}) \right\}, \quad (9)$$

где $X_{max}, X_{min}, Y_{max}, Y_{min}$ экстремальные координаты множества точек траектории.

Кроме определения амплитуд колебаний и форм траекторий центров подвижных элементов, предусмотрено проведение Фурье-анализа установившегося движения с целью нахождения амплитуд A_p и частот ω_p спектра колебаний.

Задача нелинейной динамики ротора и втулки решалась совместно с гидравлическим и тепловым расчетами подшипникового узла. Течение смазки в каналах и щелевых зазорах рассматривалось как пуазейлевское, ламинарное и изотермическое, теплообмен с твердыми поверхностями не учитывался.

При рассчитанных положениях подвижных элементов и рабочих температур в смазочных слоях определяли (см. рис. 1) коэффициенты гидравлических сопротивлений: S_g - входного рестриктора; $S_{ш}$ - в зазоре между штифтом и втулкой; S_2, S_2' - внутренних радиальных подшипников, профилированных канавками прямоугольного сечения; S_1, S_1' - внешних подшипников; S_n, S_n' - подпятников. Соответствующие расходы смазки через элементы опоры находили из решения системы линейных алгебраических уравнений (2). По известным температуре масла на входе, мощностям тепловыделений в смазочных слоях, величинам расходов смазки через элементы опоры из уравнений теплового баланса рассчитывали приращения температуры и, следовательно, рабочие температуры радиальных подшипников и подпятников, а также соответствующие этим температурам коэффициенты динамической вязкости $\mu(T)$. Последние использовали при гидродинамическом расчете полей давления в слоях смазки.

4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОПОР С ПЛАВАЮЩИМИ НЕВРАЩАЮЩИМИСЯ ВТУЛКАМИ, СРАВНЕНИЕ С РЕЗУЛЬТАТАМИ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

На основе методического, алгоритмического и программного обеспечения гидродинамического и теплового расчета опорных узлов с плавающими невращающимися втулками разработан пакет прикладных программ "Ротор", предназначенный

для решения широкого круга задач нелинейной динамики роторов. Пакет включает в себя набор программ и баз данных ряда турбокомпрессоров и позволяет при произвольных видах нагружения с учетом конструктивных особенностей системы "ротор-подшипники" рассчитывать комплекс выходных параметров.

В диссертации представлены результаты многовариантных расчетов опорного узла турбокомпрессора ТКР-11Ф. Диапазоны измерения варьируемых входных параметров назначались исходя из возможностей их реализации на практике.

Методика проведения численного исследования предусматривала:

- 1) сравнение результатов решения задач с учетом и без учета тепловыделений.
- 2) сравнение выходных параметров опор ротора на ППНВ и на обычных подшипниках.
- 3) изучение взаимосвязи входных и выходных параметров опор ротора с профилированными и гладкими втулками.

Анализ результатов расчета опор без учета тепловыделений в смазочных слоях и разработанным методом показал, что игнорирование тепловых явлений в опорном узле ТКР приводит к погрешностям определения критической скорости, потери устойчивости положения равновесия и амплитуд колебаний подвижных элементов опоры в сотни процентов. Использование ППНВ по сравнению с опорами без промежуточных элементов снижает потери мощности на трение в 1,5...2 раза, амплитуды колебаний ротора - в 2...3 раза при значительном увеличении минимальных толщин смазочной пленки (в 3...4 раза).

Ротор на ППНВ обладает свойством самоцентрирования: после прохождения области резонанса и дальнейшем увеличении частоты вращения амплитуды колебаний снижаются и стабилизируются. Наиболее существенное влияние на выходные параметры опоры оказывают изменение частоты вращения ротора, соотношения зазоров и осевых протяженностей смазочных слоев радиальных подшипников, отношение массы втулки к массе ротора, параметры профилирования внутренней поверхности втулки, температура масла на входе, диаметры

цапф ротора. При определенных отношениях внешнего радиального зазора C_1 к внутреннему C_2 , а также внешней протяженности смазочного слоя B_1 к внутренней B_2 обеспечиваются снижение амплитуд колебаний подвижных элементов, потерь мощности на трение, рабочих температур и повышение минимальных толщин смазочных пленок. Для опорного узла ТКР-11Ф рекомендованы отношения: C_1/C_2 в диапазоне 1,5, ..., 2; B_1/B_2 - 1,6, ..., 2,5. При увеличении отношения массы втулки m_1 к массе ротора m_2 свойства опоры с ППНВ начинают приближаться к свойствам опоры с запрессованной втулкой, поэтому отношение m_1/m_2 нецелесообразно увеличивать выше некоторого порогового значения. Для ТКР-11Ф пороговое отношение $m_1/m_2 = 0,24$. Подача в подшипниковый узел смазки с "низкой" или слишком "высокой" температурой ведет к росту амплитуд колебаний подвижных элементов.

Расчеты опор с плавающими втулками, профилированными смазочными канавками, показали, что профилирование слабо влияет на динамические характеристики системы "ротор-плавающая невращающаяся втулка" и значительно - на рабочие температуры смазочных слоев и расходы смазки. Для ТКР-11Ф профилирование втулки тремя канавками снижает по сравнению с непрофилированными втулками рабочие температуры в смазочных слоях на 10...15°C.

Для подтверждения обоснованности предлагаемого метода расчета опор ППНВ и достоверности полученных результатов параметрического исследования проведено сравнение теоретических зависимостей с экспериментальными данными, полученными на заводах-изготовителях ТКР.

Расчетом подтверждены полученные Б. ф. Дяцевым для ТКР-11 (ЯМЗ) экспериментальные зависимости амплитуд колебаний ротора от изменения внутреннего C_2 и внешнего C_1 зазоров в подшипниках (рис. 3 а). Согласуются расчетные и полученные И. П. Богодяком с соавторами (АО "УРАЛТРАК") зависимости амплитуд колебаний ротора ТКР-11 от частоты его вращения (рис. 3 б). В опоре устанавливалась бронзовая втулка, профилированная 4-мя канавками.

Полученные в научно-техническом центре КАМАЗ для опоры ТКР-7,5 экспериментальные зависимости расхода смазки $Q(\omega)$ и ее температуры на сливе $T_{сл}(\omega)$ согласуются с точностью 9% по расходам и 4% по температурам с результатами численного эксперимента (рис. 3 в, г).

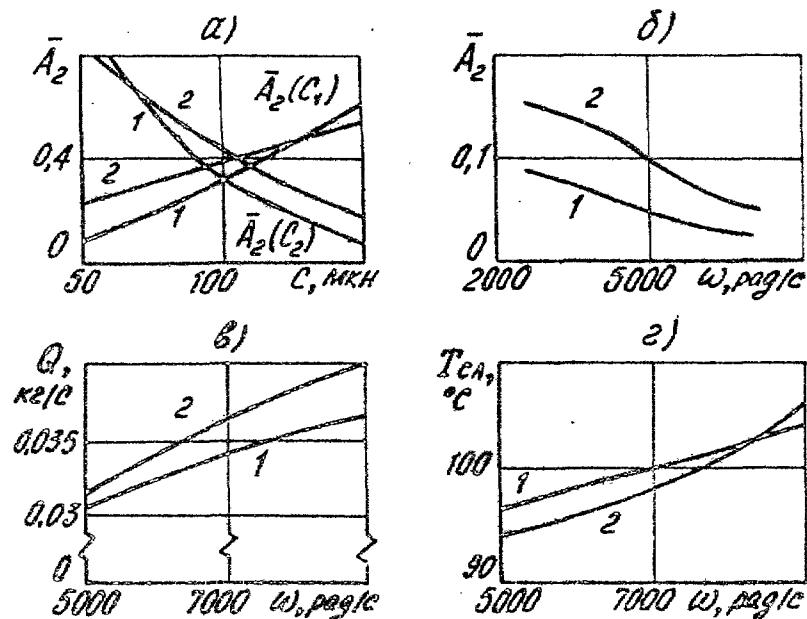


Рис. 3. Сравнение расчетных (1) и экспериментальных (2) данных.

\bar{A} - безразмерная амплитуда

Разработанный метод гидродинамического и теплового расчетов опор с плавающими невращающимися втулками, реализованный в пакете прикладных программ "Ротор", применялся для решения практических задач по заказам АО "УРАЛТРАК",

АО "КАМАЗ", УРАЛВТИ (опоры ротора турбокомпрессоров ТКР-11Ф, ТКР-7,5, питательного насоса ПН-1500-350-1). Для АО "УРАЛТРАК" проведены обширные параметрические многовариантные расчеты опорного узла ТКР-11. Исследовано влияние практически всех входных параметров, выработаны рекомендации по проектированию опор с повышенной виброустойчивостью и меньшими потерями мощности на трение.

Аналогичные исследования выполнены для опорного узла ТКР-7,5 (АО "КАМАЗ"). Для снижения потерь мощности на трение в опорном узле и амплитуд колебаний ротора в 1,5...2 раза предложено изменить соотношения зазоров и осевых протяженностей смазочных слоев. Рекомендации приняты к внедрению.

В результате выполнения совместных работ с УРАЛВТИ (НТИ "Эксперт") по снижению уровня вибрации в опорах питательного насоса ПН-1500-350-1 предложена конструкция опоры с промежуточной плавающей невращающейся втулкой. Использование рекомендаций по выбору ее массы, а также конструктивных параметров, обеспечивающих требуемые жесткость и демпфирование смазочных слоев, позволили снизить уровень вибрации до допустимых пределов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

На основе гидродинамической теории смазки опор скольжения с промежуточными элементами разработан метод гидродинамического и теплового расчетов опор с плавающими невращающимися втулками, его алгоритмическое и программное обеспечения. Метод позволяет с малыми затратами времени и средств анализировать влияние на нелинейные процессы в системе "ротор-подшипники" конструктивных и эксплуатационных факторов. Применение предложенного метода теплового и гидродинамического расчетов при проектировании роторных машин обеспечивает за счет выбора рациональных конструктивных параметров опор с плавающими невращающимися втулками снижение потерь на трение, повышение виброустойчивости и износостойкости трибосопражений.

Основные итоги работы сводятся к следующему:

1. При интегрировании уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений детально исследован и реализован многоуровневый алгоритм, предусматривавший взаимодействие между уровнями. Высокая эффективность алгоритма обеспечила снижение затрат времени на расчет реакций смазочных слоев в сотни раз и дала возможность ставить и решать задачи нелинейной динамики ротора на опорах с плавающими невращающимися втулками при произвольной геометрии смазочных слоев и наличии источников смазки на рабочих поверхностях трибосопряжений. Из-за несовершенства известных алгоритмов и больших затрат времени решение таких задач лежало за пределами возможностей современных ЭВМ.

2. В разработанном методе расчета параметров нелинейных колебаний ротора и промежуточного элемента, базирующемся на численном интегрировании уравнений движения, учитывается произвольный характер внешних силовых и кинематических воздействий, в том числе колебаний корпуса турбокомпрессора. Предложены классификация возможных видов траекторий центров ротора и втулки, метод построения областей, ограничивавших траектории, с последующим проведением амплитудно-частотного анализа перемещений.

3. В алгоритме теплового расчета, разработанном для гидродинамических опор с ППНВ, впервые, помимо уравнений теплового баланса, являющегося исходным при определении температур смазочных слоев, моделируются конструктивные особенности опор представлением рестрикторов, канавок, шелевых зазоров, радиальных и упорных подшипников и др. системой гидравлических сопротивлений. Моделирование позволяет определять общий расход смазки через всю систему и через каждый ее элемент, учитывать влияние параметров подаваемой смазки.

4. На основе методического, алгоритмического и программного обеспечений гидродинамического и теплового расчетов опор с плавающими невращающимися втулками разработан пакет прикладных программ "Ротор" для решения широкого круга задач нелинейной динамики роторов. Пакет включает в себя набор программ и баз данных ряда турбокомп-

рессоров и позволяет при произвольных видах нагружения с учетом конструктивных особенностей системы "ротор-подшипники" рассчитывать комплекс выходных параметров: траектории движения центров ротора и втулки, амплитудно-частотный спектр их колебаний, гидродинамические давления в смазочных слоях и их толщины, коэффициенты передач, потери мощности на трение, рабочие температуры, расходы смазки. Эти параметры непосредственно или косвенно характеризуют виброустойчивость ротора и ресурс трибосопряжений.

5. На примере расчета нескольких типов ТКР показана возможность выбора рациональных конструктивных параметров трибосопряжений. Установлено, что по сравнению с обычными подшипниками применение плавающих невращающихся втулок расширяет область работоспособности опор роторов турбокомпрессоров в несколько раз. Параметрическими исследованиями подтверждены некоторые из известных экспериментальных результатов, установлены принципиальные взаимосвязи входных и выходных параметров. В частности, главным фактором, влияющим на все выходные параметры и, особенно, на виброустойчивость опор является частота вращения ротора. На температуру, минимальные толщины смазочных слоев, максимальные гидродинамические давления наибольшее влияние оказывают конструктивные особенности опоры: величины и соотношения внешнего и внутреннего зазоров, профилирование рабочих поверхностей втулки, ее масса.

6. Методическое, алгоритмическое и программное обеспечение теплового и гидродинамического расчетов опор турбокомпрессоров с плавающими невращающимися втулками в виде пакета прикладных программ "Ротор" внедрено на предприятиях АО "УРАЛТРАК", АО "КАМАЗ", УРАЛВТИ. Расчеты, проведенные для АО "УРАЛТРАК", подтвердили перспективность использования ШПНВ в опорных узлах турбокомпрессоров тракторных двигателей. Для конкретных конструкций турбокомпрессоров рекомендованы рациональные диапазоны конструктивных параметров опор роторов.

Внедрение рекомендаций по изменению величин зазоров в опорах ротора ТКР-7,5 (АО "КАМАЗ") подтвердило возможность снижения потерь мощности на трение в подшипниках в

два раза с одновременным повышением виброустойчивости ротора.

Для УРАЛВТИ сформулированы рекомендации по использованию в насосе ПН-1500-350-1 опор с промежуточными элементами.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Бояршинова А.К. Влияние эффекта профилирования поверхности плавающей втулки на динамические характеристики гидродинамических опор с промежуточными элементами // Контактная гидродинамика: Тезисы докладов 5-й Всесоюзной конференции. - Самара: КУАИ, 1991. - С. 69.

2. Бояршинова А.К., Смирнов В.В. Тепловой и гидродинамический расчет подшипников с подвижными втулками в задаче нелинейной динамики ротора турбокомпрессора // Математическое моделирование в машиностроении: Тр. 1-й Всесоюзной конференции. - Куйбышев: КУАИ, 1990. - С. 34-35.

3. Бояршинова А.К., Смирнов В.В. Динамика ротора турбокомпрессора на подшипниках с подвижными элементами // Динамика и прочность автомобиля: Тр. 4-го Всесоюзного совещания. - М.: НАМИ, 1990. - С. 43.

4. Бояршинова А.К., Смирнов В.В. Оптимизация опор скольжения с подвижными втулками // Оптимизация эксплуатационных свойств опор скольжения. - Тр. школы-семинара "Триболог-6М" с международным участием. - Ярославль: ЯЦИ, 1990. - С. 28-31.

5. Бояршинова А.К., Смирнов В.В. Нелинейная динамика ротора на подшипниках с подвижными втулками // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Темат. сб. научн. тр. - Челябинск: ЧГТУ, 1991. - С. 88-93.

6. Бояршинова А.К. Нелинейный анализ динамики ротора турбокомпрессора в подшипниках с подвижными втулками // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. - Челябинск: ЧПИ, 1990. - С. 46-53.

7. Бояршинова А.К., Смирнов В.В. Моделирование динамики и изнашивания подшипниковых узлов с плавающими втулками роторов турбомашин // Надежность машин, матема-

тическое и машинное моделирование задач динамики: Тезисы докл. Всесоюзной конф. - Кишинев: АН ССРМ, 1991. - С. 78.

8. Бояршинова А.К., Смирнов В.В. Динамика и система смазки подшипникового узла турбокомпрессора турбонаддувного двигателя // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей. - Сб. трудов НТС стран СНГ. - Санкт-Петербург: СПГАУ, 1992. - С. 84.

9. Прокопьев В.Н., Смирнов В.В., Бояршинова А.К. Динамика высокоскоростных роторов на подшипниках с плавающими невращающимися втулками // Проблемы машиностроения и надежности машин. - М.: Наука, в печати.

Смирнов

Бояршинова Алла Константиновна

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО
И ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ОПОР С ПЛАВАЮЩИМИ
НЕВРАЩАЮЩИМИСЯ ВТУЛКАМИ

Специальность 05.02.02 -
"Машиноведение и детали машин"

Автореферат диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических наук

Технический редактор А. В. Миних

Издательство при Челябинском государственном
техническом университете

Подписано к печати 30.03.93. Формат 60x90 1/16. Печ. л. 1,25
Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 69/196.

УОИ издательства. 454080 г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76