

На правах рукописи



Тараненко Павел Александрович

ДИНАМИКА РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА
НА ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ С ПЛАВАЮЩИМИ ВТУЛКАМИ

Специальности:

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры;

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Челябинск – 2011

Работа выполнена на кафедре «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета.

- Научный руководитель – кандидат технических наук, профессор
Слива Олег Кириллович.
- Научный консультант – кандидат технических наук, доцент
Задорожная Елена Анатольевна.
- Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Гуськов Александр Михайлович;
кандидат технических наук
Языков Анатолий Евгеньевич.
- Ведущее предприятие – ЗАО «НПО Турботехника», г. Протвино,
Московская область.

Защита диссертации состоится « 2 » марта 2011 г. в 15 часов на заседании диссертационного совета Д212.298.02 в Южно-Уральском государственном университете: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ауд. 1007.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ЮУрГУ, на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Телефон для справок (351) 267-92-61, (351) 267-93-06 (факс).

Автореферат разослан « 21 » января 2011 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.298.02 –
доктор технических наук, профессор



Чернявский А. О.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. За последние десятилетия в высокооборотных роторах турбокомпрессоров наддува дизельных двигателей широкое применение получили подшипники скольжения с плавающей втулкой. Введение в конструкцию подшипника плавающей втулки и второго смазочного слоя принципиально изменило структуру системы «ротор – подшипники», сделав ее автоколебательной системой с устойчивым предельным циклом, размеры которого удовлетворяют условиям работоспособности подшипников в широком диапазоне рабочих частот вращения ротора. Появление в системе устойчивого предельного цикла открыло возможности управления его размером путем выбора конструктивных и режимных параметров ротора и гидродинамических опор с плавающими втулками на ранних этапах их проектирования. В большинстве работ расчет амплитуд устойчивых предельных циклов и, соответственно, нагруженности подшипников выполняют с использованием модели «автономной опоры», содержащей две массы (цапфу и втулку) и два смазочных слоя, исключая при этом вал, связывающий два подшипника. Однако такой подход не позволяет определять форму установившегося движения ротора, обусловленную взаимосвязью ротора и обоих подшипников в единую систему. Модель ротора на двух подшипниках с плавающими втулками использована в относительно небольшом числе других работ, однако в них вопросы исследования формы установившегося движения ротора в широком диапазоне частот вращения остались незатронутыми. Поэтому исследование формы установившегося движения единой системы «ротор – подшипники с плавающей втулкой» и ее влияния на нагруженность подшипников представляется актуальным.

Цель работы: разработка математической модели, методики, эффективного алгоритма и программы расчета динамики связанной автоколебательной системы «ротор турбокомпрессора на подшипниках с плавающими втулками» и исследование амплитуд колебаний ротора и нагруженности подшипников в широком диапазоне частот вращения для обоснования выбора конструктивных и режимных параметров системы.

Для достижения цели работы потребовалось **решить следующие задачи:**

1. Построить дискретную модель ротора с минимальным числом сосредоточенных масс при условии максимального подобия ее динамических свойств континуальному прототипу.

2. Усовершенствовать приближенный метод расчета реакций смазочного слоя, который позволит определять их с допустимой точностью и приемлемыми затратами времени.

3. Разработать эффективный алгоритм и программу расчета установившегося режима движения связанной системы «ротор – подшипники с плавающей втулкой».

4. Исследовать влияние конструктивных и режимных параметров системы «ротор – подшипники скольжения с плавающей втулкой» на амплитуды колебаний ротора и нагруженность подшипников с целью обоснования практических рекомендаций.

5. Выполнить экспериментальную проверку некоторых результатов расчета динамики ротора с учетом упруго-массовых свойств корпуса турбокомпрессора.

Объект исследования. Динамика ротора на подшипниках скольжения с плавающими втулками.

Предмет исследования. Установившееся движение связанной автоколебательной системы «ротор турбокомпрессора на двух подшипниках скольжения с плавающими втулками».

Методы исследования. Метод конечных элементов, метод конечных разностей, метод Рунге–Кутты–Мерсона, экспериментальные методы исследования турбокомпрессоров при безмоторных стендовых испытаниях.

Научная новизна:

1. Разработана математическая модель ротора на подшипниках скольжения, учитывающая его упруго-массовые свойства и конструктивные особенности опор с плавающими втулками.

2. Разработан новый, двухэтапный алгоритм расчета динамики ротора, обеспечивающий быстрый приближенный расчет установившегося режима движения ротора на первом этапе решения и его уточнение – на втором.

3. Впервые получена в широком диапазоне частот вращения расчетная амплитудно-частотная характеристика связанной системы «ротор – подшипники с плавающей втулкой», позволившая обнаружить скачкообразное увеличение амплитуд колебаний ротора и исчерпание несущей способности подшипников за второй резонансной частотой, обусловленные изменением конической формы прецессии ротора на цилиндрическую.

4. Расчетно-экспериментальным путем установлена близость низших собственных частот корпуса турбокомпрессора к зоне виброактивности его ротора, и необходимость ее учета при проведении экспериментов и последующей обработке данных, характеризующих режимы работы ротора и подшипников.

Достоверность результатов обеспечена строгостью использованных математических методов, исследованиями их точности, сопоставлением полученных автором результатов с известными результатами аналитических, численных и экспериментальных исследований.

Практическая значимость.

1. Создано программное обеспечение, которое позволяет на ранних стадиях проектирования системы «ротор – подшипники с плавающей втулкой» расчетным путем оценивать амплитуды колебаний ротора и нагруженность подшипников (в частности, на резонансных частотах) с учетом упруго-массовых свойств ротора, конструктивных особенностей опор скольжения и изменения температур смазочных слоев.

2. Выполнена расчетная оценка влияния конструктивных и режимных параметров системы «ротор турбокомпрессора ТКР-8,5С – подшипники с плавающей втулкой» на резонансные частоты, амплитуды колебаний ротора и нагруженность подшипников.

Реализация. Разработанный пакет прикладных программ «Гибкий ротор» зарегистрирован в реестре программ для ЭВМ (№2006611094) и использован при проектировании подшипников скольжения с плавающими втулками на ООО «ЧТЗ–УРАЛТРАК» (г. Челябинск) (акт внедрения прилагается).

Апробация. Результаты работы докладывались и обсуждались на международных научно-технических конференциях «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения» (Челябинск, 2006), «Гидродинамическая теория смазки – 120 лет» (Орел, 2006), «Актуальные проблемы трибологии» (Самара, 2007), «Снежинск и наука – 2009. Современные проблемы атомной науки и техники», «The 8th International Conference of Rotordynamic» (12 – 15 September 2010, Seoul, Korea), на ежегодных научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета (2003–2009).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 работ, включая две статьи в журналах, рекомендованных ВАК России, и одно свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения и 7 приложений, изложена на 172 страницах машинописного текста, включая 81 иллюстрацию, 8 таблиц и библиографический список, содержащий 123 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована цель исследования, приведено краткое содержание работы.

В первой главе выполнен обзор литературы, на основе которого выявлено использование двух существенно различающихся подходов к решению задач динамики роторов на подшипниках скольжения.

Основной целью первого из них является расчет и проектирование гидродинамических подшипников скольжения с жидкостной смазкой. Теоретический фундамент этого направления заложен в классических трудах Н. П. Петрова и О. Рейнольдса и получил дальнейшее развитие в работах М. В. Коровчинского, Букера, Э. Л. Позняка, А. Т. Полецкого, А. Г. Бургвица, Г. А. Завьялова, В. Н. Прокопьева, В. А. Максимова, Ю. В. Рождественского, Л. А. Савина, В. И. Суркина, Генки, Лунда и других. При таком подходе с целью детального исследования протекающих в смазочном слое процессов и разработки методов их расчета используют модель «автономной опоры» (цапфа – смазочный слой – корпус), которая исключает взаимное влияние опор. Очевидно, что такой подход не позволяет определять форму установившегося движения ротора и учитывать ее влияние на нагруженность подшипников.

Основной целью второго подхода, используемого в работах П. Л. Капицы, С. И. Сергеева, А. Тондла, Ф. М. Диментберга, Д. В. Хронина, А. С. Кельзона, Э. Л. Позняка, А. Г. Костюка, Г. С. Маслова, В. А. Максимова, Кирка, А. И. Белоусова, В. Г. Луканенко, И. А. Пасынковой, А. Л. Некрасова, М. Ю. Темиса, Г. В. Михальченко является, преимущественно, исследование динамики роторов. Однако используемые в некоторых работах модели нелинейных упруго-вязких опор не обеспечивают даже качественного совпадения с результатами расчета динамики ротора на подшипниках скольжения, реакции которых найдены с использованием уравнения Рейнольдса, допускающего, в общем случае, только численное решение. Другие работы посвящены исследованиям устойчивости статического положения равновесия ротора на подшип-

никах скольжения с одним смазочным слоем и не затрагивают вопросы динамики ротора на гидродинамических подшипниках с плавающей втулкой.

Как показано в экспериментальных, аналитических и численных исследованиях, введение в конструкцию подшипника плавающей втулки и второго смазочного слоя сделало систему «ротор – подшипники» автоколебательной системой с устойчивым предельным циклом, размеры которого удовлетворяют условиям работоспособности подшипников в широком диапазоне рабочих частот вращения ротора. В работах Роде, Танаки, Хори, Эззата, Дун, Чжао, Орката, Нг, В. Н. Прокопьева, А. К. Бояршиновой, Е. А. Задорожной, А. С. Фишера использована модель «автономной опоры» с плавающей втулкой. Эту модель используют, в частности, при разработке методов расчета эпюры давлений в смазочном слое, учитывающих конструктивные особенности опор, шероховатость, некруглости цапфы и втулки, свойства жидкости и другие факторы, не определяя при этом форму установившегося движения ротора, поскольку для ее расчета необходима модель вала, связывающая оба подшипника.

Модели многомассовых роторов на двух подшипниках с плавающими втулками использовали Ли, А. Boyaci, В. Schweizer, L. San-Andres, что позволяло, в принципе, рассматривать ротор на подшипниках скольжения как единую автоколебательную систему и методом численного эксперимента исследовать ее важнейшие динамические характеристики, в частности, форму установившегося движения и ее влияние на нагруженность подшипников. Однако эти вопросы в найденных работах не рассматривались.

Поэтому представляется актуальным объединение высокоэффективного метода расчета реакций смазочного слоя, разработанного В. Н. Прокопьевым, А. К. Бояршиновой и Е. А. Задорожной, с моделью ротора, представляющей собой упругий вал с сосредоточенными массами, и создание методики, алгоритма и программы расчета динамики объединенной системы «ротор–подшипники с плавающими втулками», обеспечивающих эффективное численное исследование ее важнейших динамических характеристик.

Во второй главе на основе анализа характерных особенностей и условий работы ротора турбокомпрессора предложена и обоснована его расчетная схема и математическая модель. Показано, что независимо от жесткости опор форма вынужденных колебаний ротора в технически реализуемом диапазоне частот вращения определяется вкладом лишь первых двух его изгибных собственных форм, для учета которых достаточно использования дискретной модели с малым числом степеней свободы. Дискретная модель ротора (рис. 1) разработана с использованием аналогии между задачей определения величин ее масс и математической задачей построения интерполяционной квадратурной формулы с заданными узлами, что позволило обеспечить высокую степень динамического подобия континуальному прототипу при использовании всего лишь 4 сосредоточенных масс. На рис. 2 приведены две низшие собственные формы конечноэлементной (показаны точками) и дискретной (показаны сплошной линией) моделей, вычисленные при жесткостях опор, линеаризованных в установившемся режиме на рабочей частоте вращения ротора ТКР-8,5С $\omega_{раб}=7000$ рад/с.

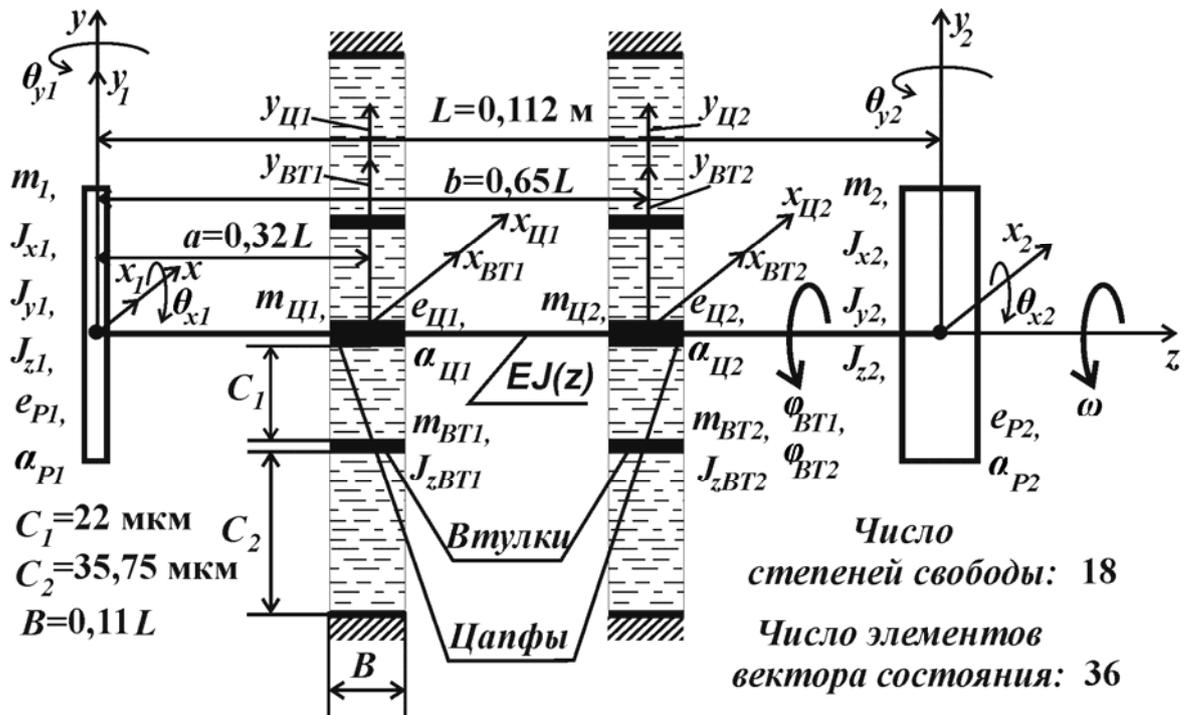
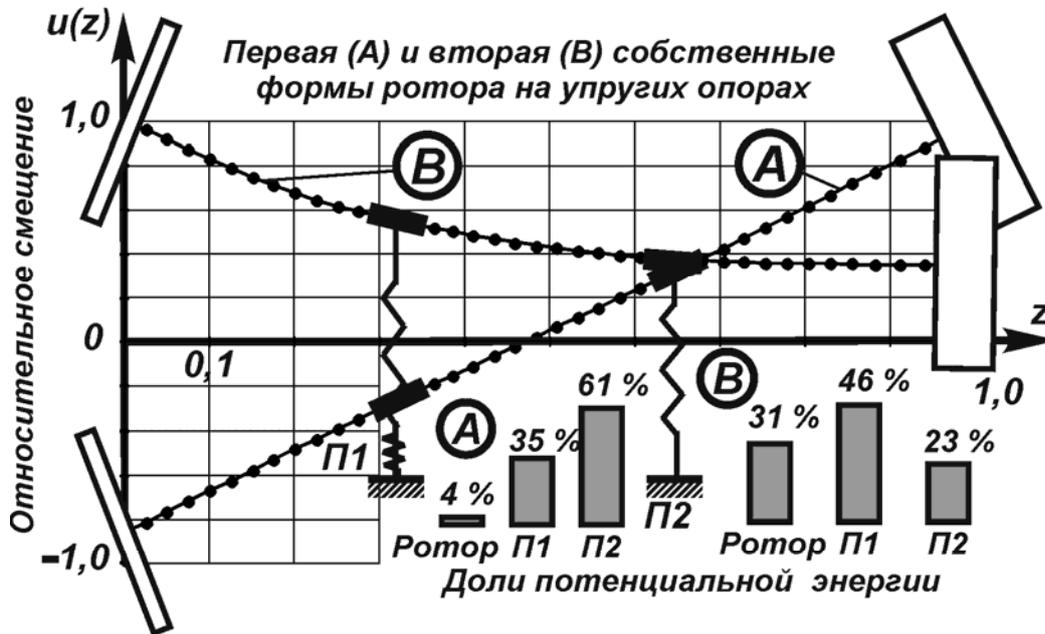


Рис. 1. Дискретная модель ротора



Собственные частоты

	Модели ротора	f_1	f_2
•••	с распределенной массой	118,355 Гц	340,827 Гц
—	дискретная модель	118,353 Гц	340,531 Гц

Рис. 2. Собственные частоты и формы непрерывного ротора и его дискретной модели

Систему уравнений модели «ротор–подшипники с плавающей втулкой» («ротор–ППВ») образуют уравнения движения дисков (1), цапф (2) и втулок (3)

$$\left\{ \begin{array}{l} x_i - \left(x_{\Pi 1} \cdot \frac{b-l_i}{b-a} + x_{\Pi 2} \cdot \frac{l_i-a}{b-a} \right) = \sum_{j=1}^2 \alpha_{ij} F_{xj} + \sum_{j=1}^2 \beta_{ij} M_{yj}, \\ \theta_{yi} - \frac{x_{\Pi 2} - x_{\Pi 1}}{b-a} = \sum_{j=1}^2 \gamma_{ij} F_{xj} + \sum_{j=1}^2 \delta_{ij} M_{yj}, \\ y_i - \left(y_{\Pi 1} \cdot \frac{b-l_i}{b-a} + y_{\Pi 2} \cdot \frac{l_i-a}{b-a} \right) = \sum_{j=1}^2 \alpha_{ij}^{zy} F_{yj} + \sum_{j=1}^2 \beta_{ij}^{zy} M_{xj}, \\ \theta_{xi} - \frac{y_{\Pi 1} - y_{\Pi 2}}{b-a} = \sum_{j=1}^2 \gamma_{ij}^{zy} F_{yj} + \sum_{j=1}^2 \delta_{ij}^{zy} M_{xj}, \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{\Pi k} \ddot{x}_{\Pi k} = \sum_{i=1}^2 F_{xi} \cdot \xi_{ki} + \eta_k \cdot \sum_{i=1}^2 M_{yi} + R_{xk}^{(1)} + m_{\Pi k} e_{\Pi k} \omega^2 \cos(\omega t + \alpha_{\Pi k}), \\ m_{\Pi k} \ddot{y}_{\Pi k} = \sum_{i=1}^2 F_{yi} \cdot \xi_{ki} - \eta_k \cdot \sum_{i=1}^2 M_{xi} + R_{yk}^{(1)} + m_{\Pi k} e_{\Pi k} \omega^2 \sin(\omega t + \alpha_{\Pi k}) - m_{\Pi k} g, \end{array} \right. \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{BTK} \ddot{x}_{BTK} = R_{xk}^{(2)} - R_{xk}^{(1)}, \\ m_{BTK} \ddot{y}_{BTK} = R_{yk}^{(2)} - R_{yk}^{(1)} - m_{BTK} g, \\ J_{zBTK} \ddot{\varphi}_k = T_{1k}^{(1)} - T_{2k}^{(2)}, \end{array} \right. \quad (3)$$

в которых учтены гироскопические моменты и инерционные нагрузки

$$\begin{aligned} F_{xj} &= -m_j \ddot{x}_j + m_j e_{pj} \omega^2 \cos(\omega t + \alpha_{pj}), & M_{yj} &= -(J_{yj} \ddot{\theta}_{yj} - J_{zj} \omega \dot{\theta}_{xj}), \\ F_{yj} &= -m_j \ddot{y}_j + m_j e_{pj} \omega^2 \sin(\omega t + \alpha_{pj}) - m_j g, & M_{xj} &= -(J_{xj} \ddot{\theta}_{xj} + J_{zj} \omega \dot{\theta}_{yj}), \end{aligned} \quad (4)$$

и реакции, действующие на цапфы и втулки со стороны внутренних (s)=(1) и внешних (s)=(2) смазочных слоев

$$\begin{aligned} R_{xk,yk}^{(1)} &= R_{xk,yk}^{(1)} (x_{\Pi k} - x_{BTK}, \dot{x}_{\Pi k} - \dot{x}_{BTK}, y_{\Pi k} - y_{BTK}, \dot{y}_{\Pi k} - \dot{y}_{BTK}, \omega - \omega_{BTK}, \varphi_{BTK}), \\ R_{xk,yk}^{(2)} &= R_{xk,yk}^{(2)} (x_{BTK}, y_{BTK}, \dot{x}_{BTK}, \dot{y}_{BTK}, \omega_{BTK}, \varphi_{BTK}). \end{aligned} \quad (5)$$

Вектор состояния системы содержит 36 элементов, 20 из которых (перемещения и скорости цапф и втулок) входят в правые части уравнений Рейнольдса

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{h}_{ks}^3}{12 \bar{\mu}_{ks}} \frac{\partial \bar{p}_k^{(s)}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_s} \left(\frac{\bar{h}_{ks}^3}{12 \bar{\mu}_{ks}} \frac{\partial \bar{p}_k^{(s)}}{\partial \bar{z}_s} \right) = \chi_{ks} \frac{G_{ks}}{2} \sin(\varphi - \delta_{ks}) - \frac{E_{ks}}{2} \cos(\varphi - \delta_{ks}), \quad (6)$$

из решения которых определяются эпюры избыточных давлений (одна из них приведена на рис. 3), а их интегрированием – реакции смазочных слоев (7)

$$\begin{bmatrix} R_{xk}^{(s)} \\ R_{yk}^{(s)} \end{bmatrix} = - \frac{(\mu_0 \omega B_s D_s / \psi_s^2)}{4 a_s} \cdot \iint_{\bar{S}} \bar{p}_k^{(s)}(\varphi, \bar{z}_s) \begin{bmatrix} \cos(\varphi) \\ \sin(\varphi) \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}_s. \quad (7)$$

В выражениях (1)–(7) $i, j = 1, 2$ – номера дисков, $k = 1, 2$ – опор (цапф и втулок), $\xi_{1i} = (b-l_i)/(b-a)$, $\xi_{2i} = (l_i-a)/(b-a)$, $\eta_k = (-1)^k / (b-a)$.

Уравнения Рейнольдса (6) получены при основных допущениях гидродинамической теории смазки, дополненных допущениями абсолютной жесткости цапф и втулок и отсутствием перекосов цапф во втулках и втулок в корпусе, и решаются при условиях Свифта–Штибера с учетом источников для подачи смазки

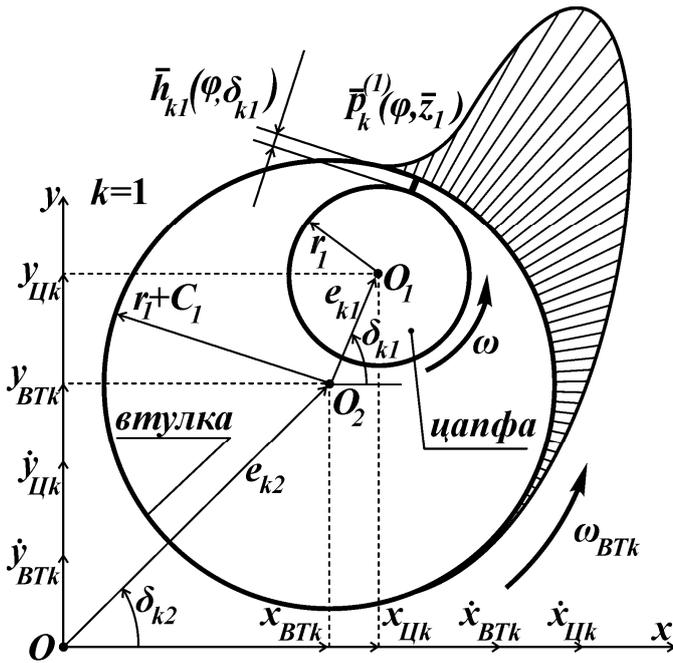


Рис. 3. Эпюра давлений во внутреннем смазочном слое компрессорной опоры

закрывающих систему выражений (1)–(7) модели «ротор – ППВ».

$$\begin{cases} \bar{p}_k^{(s)} = 0, & \text{при } \bar{z}_s = \pm a_s, \\ \bar{p}_k^{(s)}(\varphi, \bar{z}_s) = \bar{p}_k^{(s)}(\varphi + 2\pi, \bar{z}_s), \\ \bar{p}_k^{(s)}(\varphi, \bar{z}_s) \geq 0 & \text{на } \bar{S}, \\ \bar{p}_k^{(s)}(\varphi, \bar{z}_s) = \bar{p}_\gamma & \forall \varphi, \bar{z} \in \Gamma_\gamma. \end{cases}$$

Третья глава посвящена разработке методов расчета динамики связанной автоколебательной системы «ротор турбокомпрессора на подшипниках с плавающими втулками».

Рассматриваемая математическая модель допускает только численное исследование, требующее разработки эффективных численных методов.

Практически вся вычислительная трудоемкость при интегрировании системы уравнений движения (1)–(3) методом Рунге–Кутты–Мерсона от начальных условий до установившегося режима заключена в пятикратном решении уравнений Рейнольдса для каждого из 4 смазочных слоев на каждом шаге по времени. Поэтому представляется рациональным разработка эффективных методов расчета реакций и использование в качестве начальных условий вектора состояния, близкого к установившемуся режиму.

С целью проведения сравнительного анализа затрат времени и точности определения реакций смазочных слоев их расчет выполнен с использованием метода конечных элементов (МКЭ), адаптивного многосеточного алгоритма (АМА) и собственного приближенного численного метода (ПЧМ).

Показано, что отличие между реакциями, найденными МКЭ и АМА, не превышает одного процента, что позволяет использовать для решения уравнения Рейнольдса (6) любой из этих методов. ПЧМ является результатом численного уточнения аналитических аппроксимаций реакций смазочного слоя, опубликованных в работах Генки в 1984 году. Использование ПЧМ позволило в 400 раз уменьшить время расчета реакций смазочных слоев по сравнению с МКЭ и АМА при погрешности, не превышающей 8 %.

Интегрирование с переменным шагом при величине погрешности $\varepsilon=10^{-3}$, определяющей величину текущего шага по времени, привело к занижению амплитуд установившихся колебаний примерно на 6 %. Поэтому все дальнейшие расчеты динамики ротора выполнены при величине $\varepsilon=10^{-5} \dots 10^{-6}$.

Разработан двухэтапный алгоритм (ДА) (рис. 4), заключающийся в приближенном определении амплитуд предельных циклов на первом этапе (с использованием ПЧМ, без учета источников для подачи смазки, при постоянных температурах смазочных слоев) и их последующем уточнении (с использованием АМА, учетом конструктивных особенностей опор скольжения и изменения температур смазочных слоев) – на втором. Использование ДА позволило на порядок ускорить время расчета установившегося режима движения ротора по сравнению с существующим алгоритмом (состоящим только из второго этапа).

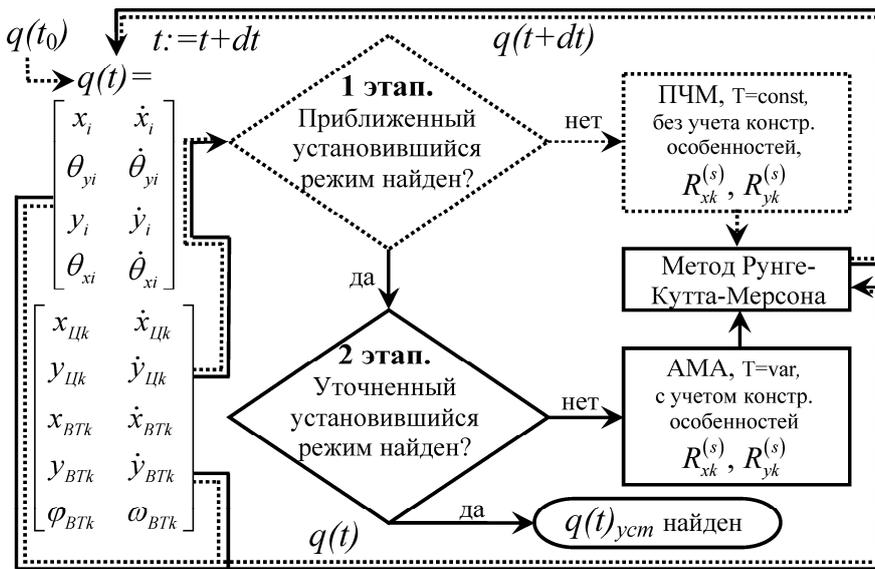


Рис. 4. Схема двухэтапного алгоритма расчета установившегося движения системы «ротор–ППВ»

без учета источников для подачи смазки, при постоянных температурах смазочных слоев) и их последующем уточнении (с использованием АМА, учетом конструктивных особенностей опор скольжения и изменения температур смазочных слоев) – на втором. Использование ДА позволило на порядок ускорить время расчета установившегося режима движения ротора по сравнению с существующим алгоритмом (состоящим только из второго этапа).

В четвертой главе в широком диапазоне частот вращения выполнен анализ влияния конструктивных и режимных параметров системы «ротор – ППВ» на форму ее движения и нагруженность подшипников в установившемся режиме.

В первой серии исследованы амплитуды и форма установившегося движения ротора, обусловленные взаимодействием двух связанных через него автоколебательных систем (ППВ). С целью исключения влияния на результат остальных факторов, ротор принят уравновешенным, температуры смазочных слоев – постоянными (100 °С), источники для подачи смазки не учитывались.

Траектории установившегося движения цапф и втулок практически во

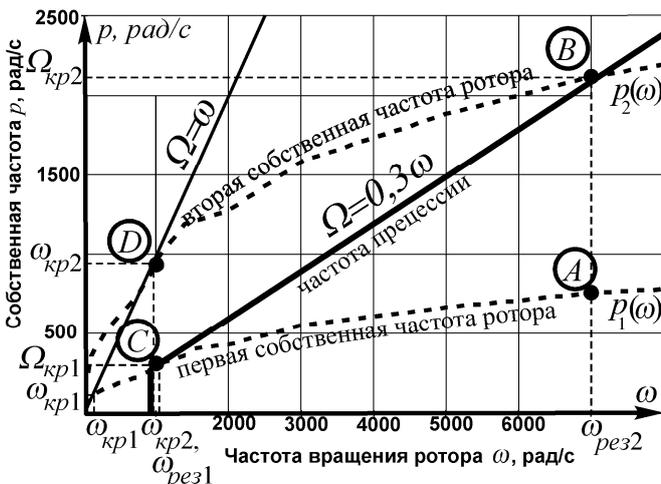


Рис. 5. Резонансная диаграмма ротора

речных колебаний ротора как функции частоты ω его вращения. Результат этих расчетов представлен на рис. 5 в виде резонансной диаграммы ротора.

всем исследованном диапазоне частот оказались близкими к окружностям, что позволило найти их радиусы e_{ks} , и, зная расчетные реакции опор

$$R_k^{(s)} = \sqrt{\left(R_{xk}^{(s)}\right)^2 + \left(R_{yk}^{(s)}\right)^2},$$

последовательно оценить жесткости $c_{ks} = R_k^{(s)} / e_{ks}$ каждого из четырех смазочных слоев, суммарные жесткости опор и, наконец, низшие собственные частоты p_1 и p_2 попе-

С увеличением частоты вращения ω от 1000 до 8000 рад/с первая собственная частота ротора возросла в 2,7, а вторая – в 2,2 раза, что обусловлено, в первую очередь, значительным увеличением жесткостей опор – примерно в 7 раз. Собственные формы, соответствующие частоте вращения ротора $\omega=7000$ рад/с (т. А. и т. В. на рис. 5), приведены на рис. 2.

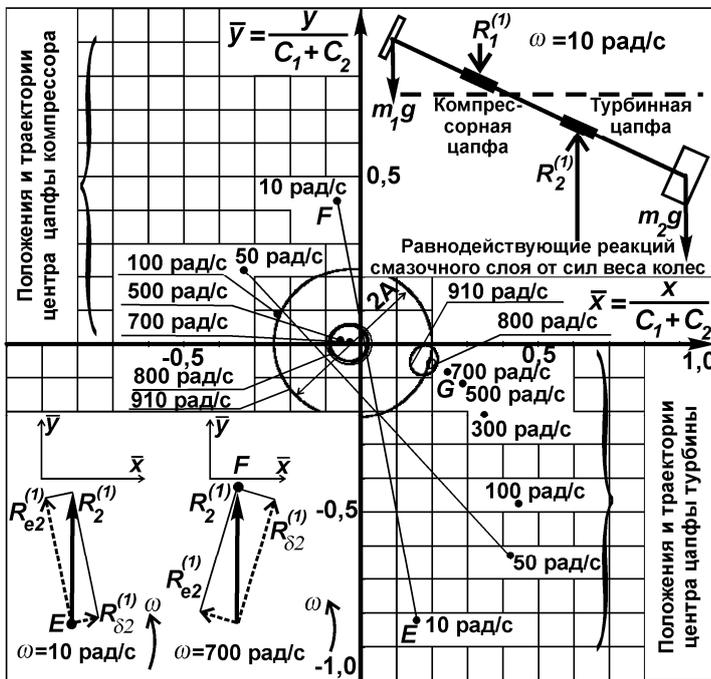


Рис. 6. Положения и траектории центров цапф на малых частотах вращения ротора

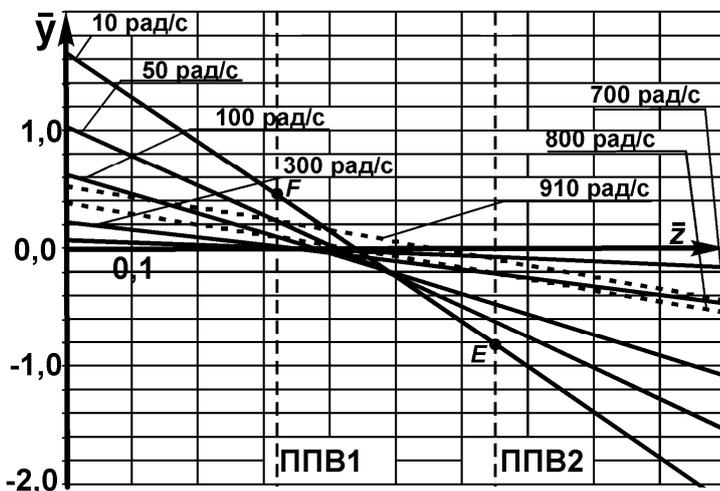


Рис. 7. Положения оси ротора на малых частотах вращения

что на низких частотах почти вся потенциальная энергия сосредоточена в податливых опорах жидкостного трения (см. рис. 2), обладающих высокой демпфирующей способностью. Около частоты 1200 рад/с в автоколебания вовлекается цапфа турбины (см. рис. 8), так что в зоне III ротор представляет собой систему уже двух связанных через него автоколебательных подсистем (подшипников с плавающими втулками).

На малых частотах вращения от 10 до 700 рад/с реакции, действующие на цапфы со стороны внутренних смазочных слоев, вертикальны $R_1^{(1)} = R_{y1}^{(1)}$, $R_2^{(1)} = R_{y2}^{(1)}$ (рис. 6) и удовлетворяют условиям статического равновесия ротора.

С ростом ω ось EF ротора поворачивается (см. рис. 6) и ротор занимает почти горизонтальное положение (рис. 7).

При дальнейшем увеличении частоты ω в компрессорной опоре начинаются автоколебания и ротор начинает прецессировать с частотой $\Omega \approx 0,3\omega$ (рис. 8, начало зоны II). В турбинной опоре, нагруженной значительно большими силами веса, автоколебания еще отсутствуют.

Некоторое увеличение амплитуд на частотах $\omega=1000 \dots 1100$ рад/с можно объяснить наличием в этой области второй критической $\omega_{кр2}$ и первой резонансной частот $\omega_{рез1}$ вращения ротора (см. рис. 5, т. С и т. D). Малая величина резонансного усиления колебаний обусловлена тем,

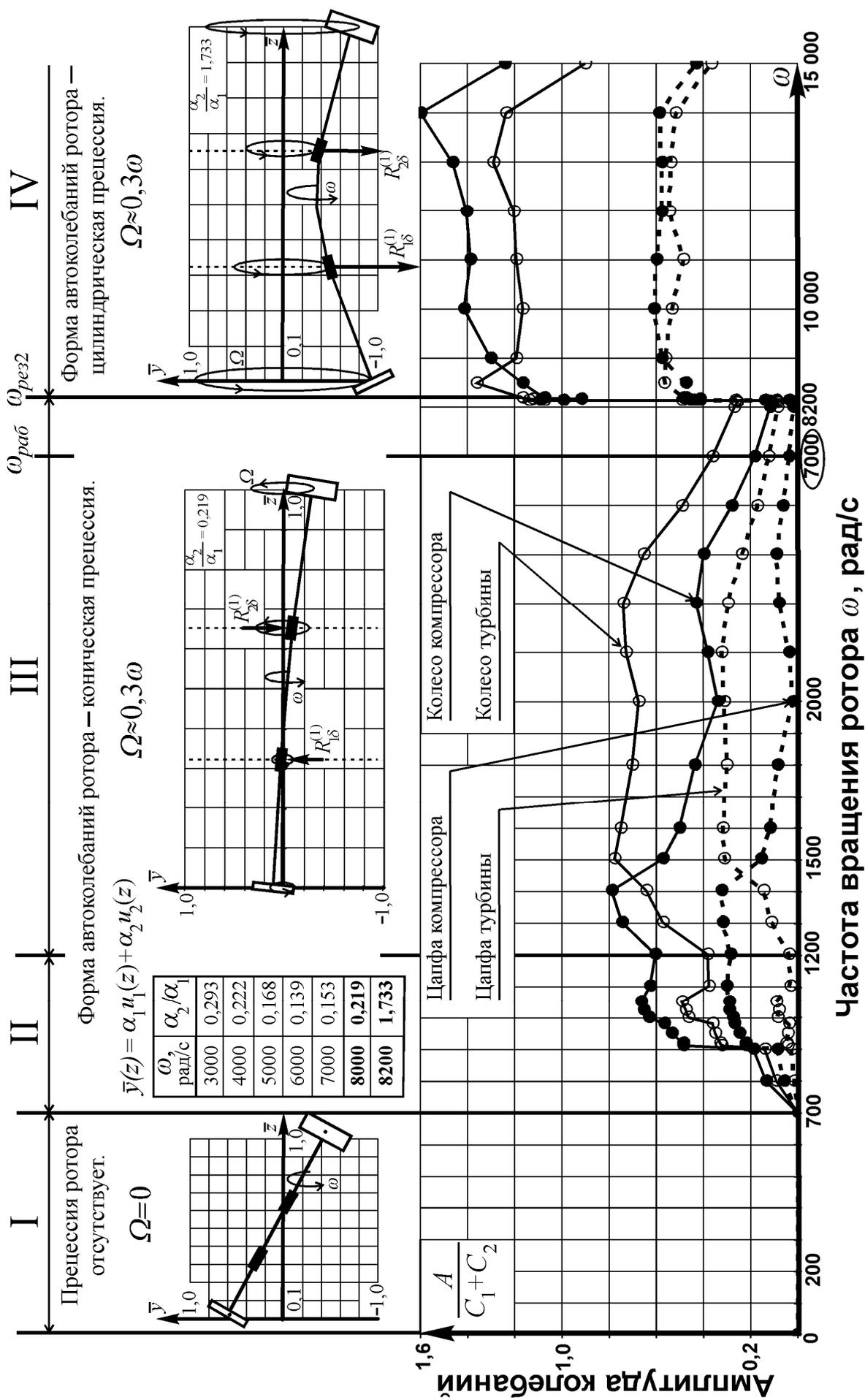


Рис. 8. Амплитуды дисков и цапф и форма прецессии в зависимости от частоты вращения ротора

При увеличении частоты вращения свыше 1500 рад/с происходит некоторое уменьшение амплитуд, обусловленное самоцентрированием ротора в резонансной (по отношению к первой собственной частоте) зоне. Однако форма колебаний в зоне III, несмотря на удаление от первой резонансной частоты, остается конической вплоть до 8200 рад/с. Такое поведение является следствием общих свойств нелинейных систем, в частности, конкуренции форм колебаний, когда (в отличие от свойства суперпозиции в линейных системах) в зависимости от частоты вынуждающей силы реализуется лишь одна форма колебаний: в зоне III – только коническая; в зоне IV – только цилиндрическая.

Чтобы убедиться в этом, выполним разложение формы колебаний $y(z)$ прецессирующего ротора по двум его собственным формам $u_1(z)$ и $u_2(z)$

$$y(z) = \alpha_1 \cdot u_1(z) + \alpha_2 \cdot u_2(z). \quad (8)$$

Коэффициенты разложения α_1 , α_2 , характеризующие вклад k -ой собственной формы в форму прецессии ротора, определим при условии минимума суммы квадратов отклонений суперпозиции $\alpha_1 u_1(z) + \alpha_2 u_2(z)$ двух собственных форм от формы прецессии ротора $y(z)$. Из анализа отношения коэффициентов разложения α_2/α_1 (см. рис. 8) следует, что форма прецессии ротора остается во всем диапазоне частот от первой до второй резонансной частоты практически постоянной, близкой к конической форме, соответствующей первой собственной форме, скачком изменяясь при переходе через вторую резонансную частоту $\omega_{рез2}=8200$ рад/с на цилиндрическую, близкую ко второй собственной форме. На этой же частоте произошло резкое увеличение амплитуд колебаний ротора и нагруженности подшипников.

Понять причину такого роста позволяет анализ величины обобщенных вынуждающих сил, действующих на ротор со стороны двух автоколебательных подсистем. Так, отношение обобщенных вынуждающих сил Q_2/Q_1 на собственных формах $u_1(z)$ и $u_2(z)$ при условии равенства $T_1=T_2$ кинетических энергий системы на этих формах при частоте прецессии $\Omega=\Omega_{кр2}$:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{R_{1\delta}^{(1)} \cdot |u_2(z_2)| + R_{2\delta}^{(1)} \cdot |u_2(z_3)|}{R_{1\delta}^{(1)} \cdot |u_1(z_2)| + R_{2\delta}^{(1)} \cdot |u_1(z_3)|}, \quad (9)$$

где $u_k(z_2)$ и $u_k(z_3)$ – амплитуды колебаний компрессорной и турбинной цапф на k -ой собственной форме; $R_{1\delta}^{(1)}$ и $R_{2\delta}^{(1)}$ – тангенциальные неконсервативные составляющие реакций внутренних смазочных слоев опор ротора, вызывающие его прецессию.

Отношение обобщенных сил $Q_2/Q_1=2,2$, найденное при резонансной частоте вращения ротора $\omega_{рез2}=8200$ рад/с в предположении о независимости сил $R_{1\delta}^{(1)}$ и $R_{2\delta}^{(1)}$ от формы движения ротора, показывает, что при изменении формы колебаний ротора с «конической» на «цилиндрическую» обобщенные вынуждающие силы возрастают в 2,2 раза, что и является причиной скачкообразного увеличения амплитуд. При этом амплитуды колебаний ротора и нагрузки на подшипники, резко возросшие на второй резонансной частоте $\omega_{рез2}$, в резонансной области не уменьшаются.

Такое увеличение нагрузок потребовало, с одной стороны, оценки минимальных толщин смазочных слоев с учетом их температур и конструктивных особенностей опор скольжения, а с другой – исследования влияния конструктивных параметров всей системы «ротор – ППВ» на величину второй резонансной частоты с целью ее смещения в область более высоких частот вращения.

Вторая серия расчетов выполнена с учетом конструктивных особенностей опор скольжения, изменения температур в смазочных слоях и использованием двухэтапного алгоритма (см. рис. 4). Величина дисбаланса принята равной $d_0=0,15$ г·см, температура подачи смазки равной $T_{ex}=80$ °С, давление подачи – $P_{ex}=0,4$ МПа. В результате установлено, что за второй резонансной частотой, расположенной, как и в первой серии, между 8000 и 8500 рад/с, внутренний зазор в компрессорной опоре оказался практически полностью выбранным, что недопустимо для подшипников, а расчетная температура в смазочном слое достигла 200 °С и намного превысила допустимую для смазки величину (рис. 9).

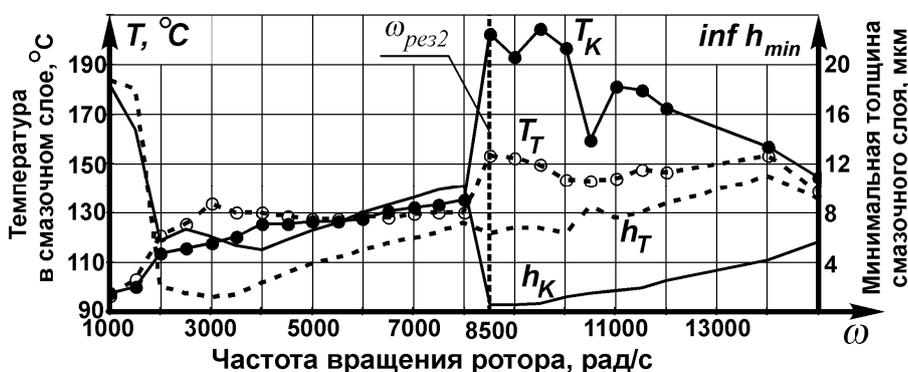


Рис. 9. Минимальные толщины и температуры во внутренних смазочных слоях компрессорной и турбинной опор

амплитуд установившихся колебаний, однако, при этом зазоры в подшипниках выбираются больше, жесткость опор становится выше и в результате вторая резонансная частота $\omega_{рез2}$ практически не изменяется.

Влияние на вторую резонансную частоту $\omega_{рез2}$ конструктивных параметров ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С исследовано в третьей серии расчетов.

Так, изменение с 8 мм до 12 мм диаметра участка вала, прилегающего к колесу компрессора, привело к увеличению резонансной частоты до 8500 рад/с. При увеличении расстояния между опорами с 37 мм до 45 мм (путем передвижения компрессорной опоры) эта частота еще возросла – до 9000 рад/с. В предельном случае – абсолютной жесткой модели ротора – $\omega_{рез2}=17\ 000$ рад/с.

Увеличение внешнего зазора C_2 в подшипниках от 35,75 мкм до 38,5 мкм ($C_1=const=22$ мкм) привело к увеличению податливости опор и снижению второй резонансной частоты до 7000 рад/с. При уменьшении внешнего зазора от 35,75 мкм до 33 мкм эта частота возросла до 9000 рад/с.

Таким образом, при проектировании системы «ротор – ППВ» необходимо обеспечить ее максимальную жесткость на второй изгибной форме, например, путем ожесточения вала, увеличения расстояния между опорами и уменьшения внешних зазоров в подшипниках.

Столь слабое влияние учитываемых факторов на величину резонансной частоты $\omega_{рез2}$ объясняется тем, что рост температур в смазочных слоях приводит к снижению динамической вязкости смазки, увеличению податливости опор и росту

Влияние неуравновешенности ротора на критические частоты, амплитуды и форму прецессии исследовано в четвертой серии расчетов. Остаточная величина дисбаланса, обеспечиваемая балансировочным оборудованием, составляет $d_0=0,15$ г·см. Расчеты выполнены при сосредоточенных в колесах дисбалансах $d=(0; 1; 2,5; 5; 10)d_0$ и их синфазном расположении. Результаты расчета формы и амплитуд колебаний элементов ротора при $d=0$, $d=d_0$ и $d=2,5d_0$ слабо отличаются друг от друга (рис. 10). При $d=5d_0$ на частоте 4000 рад/с наблюдается всплеск, характеризующий возрастающее влияние неуравновешенности ротора, которое становится еще более выраженным при $d=10d_0$.

При увеличении дисбаланса в 10 раз по сравнению с остаточным во всем

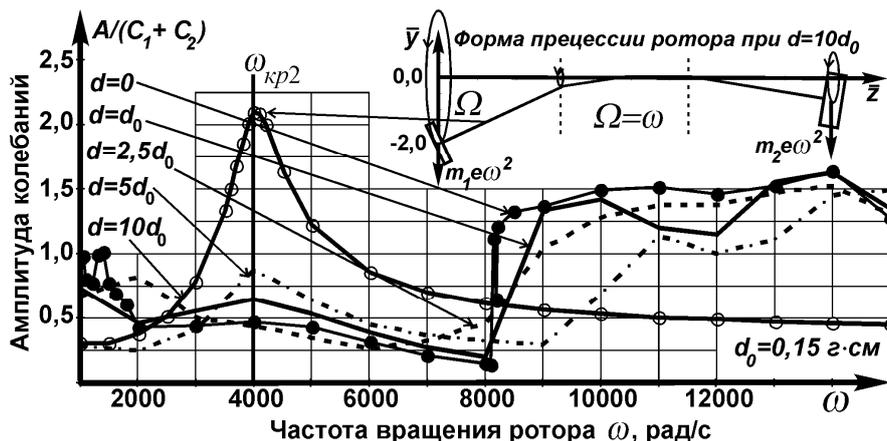


Рис. 10. Амплитуды колеса компрессора при различной величине дисбаланса

диапазоне частот вращения наблюдался классический эффект подавления автоколебаний вынужденными колебаниями и установление прямой регулярной синхронной цилиндрической прецессии ротора. Отсутствие на рис. 10 резонансного пика, соответствующего конической

форме прецессии, объясняется тем, что на первой форме (см. рис. 2) колеса компрессора и турбины движутся в противофазе, обобщенная сила Q_1 при синфазном расположении дисбалансов колес оказывается малой и первая форма во всем исследованном диапазоне частот возбуждается слабо.

При противофазном расположении дисбалансов обобщенная сила оказалась малой уже на второй форме, что привело к исчезновению соответствующего ей резонансного пика. Однако не удалось обнаружить и резонансного всплеска, соответствующего первой форме. На первой форме ротор движется почти как твердое тело (см. рис. 2), практически вся потенциальная энергия упругой деформации заключена в подшипниках скольжения, демпфирующих первую форму даже при коллинеарном к ней расположении дисбалансов.

В заключительной части главы показано, что амплитуда виброускорений корпуса турбокомпрессора (ТК), обусловленных транспортным режимом работы промышленного трактора, не превышает $1,4g$, а спектр частот случайного воздействия расположен в низкочастотной области, лежащей далеко от рабочих частот вращения ротора (около 1000 Гц), что позволяет рассматривать случайное воздействие как статическое нагружение силами, примерно в полтора раза превосходящими вес ротора. Однако нагрузки такого порядка практически не влияют на динамику ротора при рабочих частотах вращения, поэтому вибрации основания ТК, обусловленные транспортным режимом работы промышленного трактора, практически не влияют на динамику ротора ТК.

Пятая глава посвящена расчетно-экспериментальным исследованиям динамики ротора с учетом влияния упруго-массовых свойств корпуса турбокомпрессора (ТК).

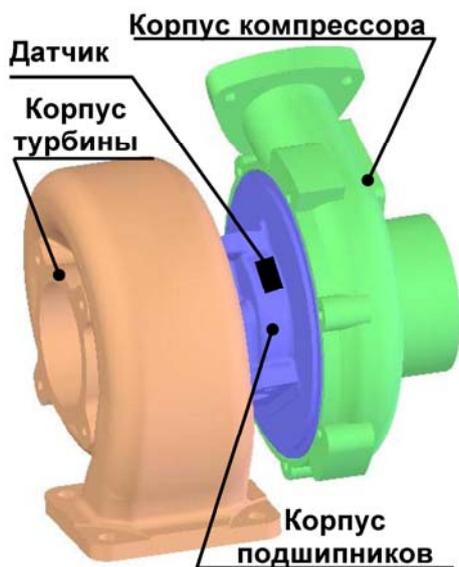


Рис. 11. Схема установки датчика виброускорений на корпусе ТК

Обычно при анализе результатов подобного рода экспериментов корпус ТК, на котором установлен датчик виброускорений (рис. 11), представляют абсолютно твердым телом. Однако, как показано ниже, такое представление не всегда позволяло идентифицировать составляющие спектра виброакустического сигнала, снятого с корпуса ТК.

Так, на рис. 12 сплошной линией показаны зафиксированные при безмоторных стендовых испытаниях виброускорения двух новых турбокомпрессоров ТКР-8,5С, отличающихся только конструкцией подшипникового узла. Первый из них содержал подшипники с плавающей невращающейся (ПН), а второй – с плавающей вращающейся втулкой (ПВ). Перед испытаниями ТК прошли процедуру балансировки, так что в эксперименте следовало ожидать небольшого всплеска амплитуд на частоте вращения ротора, большего на частоте прецессии Ω и значительно меньших – на ее гармониках. И действительно, в спектре виброускорений оказались заметными составляющие $0,25\omega$ (см. рис. 12а) и $0,3\omega$ (см. рис. 12б), вторая из которых подтвердила расчетную оценку частоты прецессии ротора $\Omega=0,3\omega$, полученную с использованием разработанной выше методики.

Однако дальнейший анализ полученных спектров выявил их некоторые особенности, которые не могли быть объяснены только нелинейными свойствами смазочных слоев подшипников скольжения. Так, на результатах спектрального анализа при $\omega=7500$ рад/с (рис. 12а) амплитуда второй гармоники частоты прецессии 2Ω в 4,3 раза превзошла амплитуду ее основной составляющей Ω , а амплитуда четвертой 4Ω – более чем вдвое превзошла третью 3Ω . Особенностью второго спектра, представленного на рис. 12б, являются повышенные амплитуды виброускорений на частоте вращения ротора $\omega=7480$ рад/с.

Рост амплитуд колебаний в этих областях частот можно объяснить резонансным усилением сигнала на собственных частотах корпуса, что потребовало проведения расчетного исследования.

На рис. 12 прерывистой линией показаны виброускорения, полученные расчетом в пакете AnSYS вынужденных колебаний корпуса ТК под воздействием двух противофазных сил, действующих на него со стороны внешних смазочных слоев при конической форме прецессии ротора. Полученные расчетным путем виброускорения корпуса в точке установки датчика позволили полностью объяснить результаты экспериментальных исследований.

Так, чрезмерно большая амплитуда гармоники 2Ω (см. рис. 12а) объясняется ее близостью к резонансной частоте корпуса 3500 рад/с, найденной расчетным путем. Учитывая, что для конструкции сложной формы, граничные условия которой заданы приближенно, нельзя ожидать точного совпадения расчетных и экспериментальных частот, можно предположить, что одна из резонансных частот корпуса при проведении эксперимента находилась в диапазоне 3600...3800 рад/с, куда и попала частота 2Ω . Большие амплитуды гармоник около 7500 рад/с в обоих случаях объясняются близостью к другой резонансной частоте корпуса 7100 рад/с.

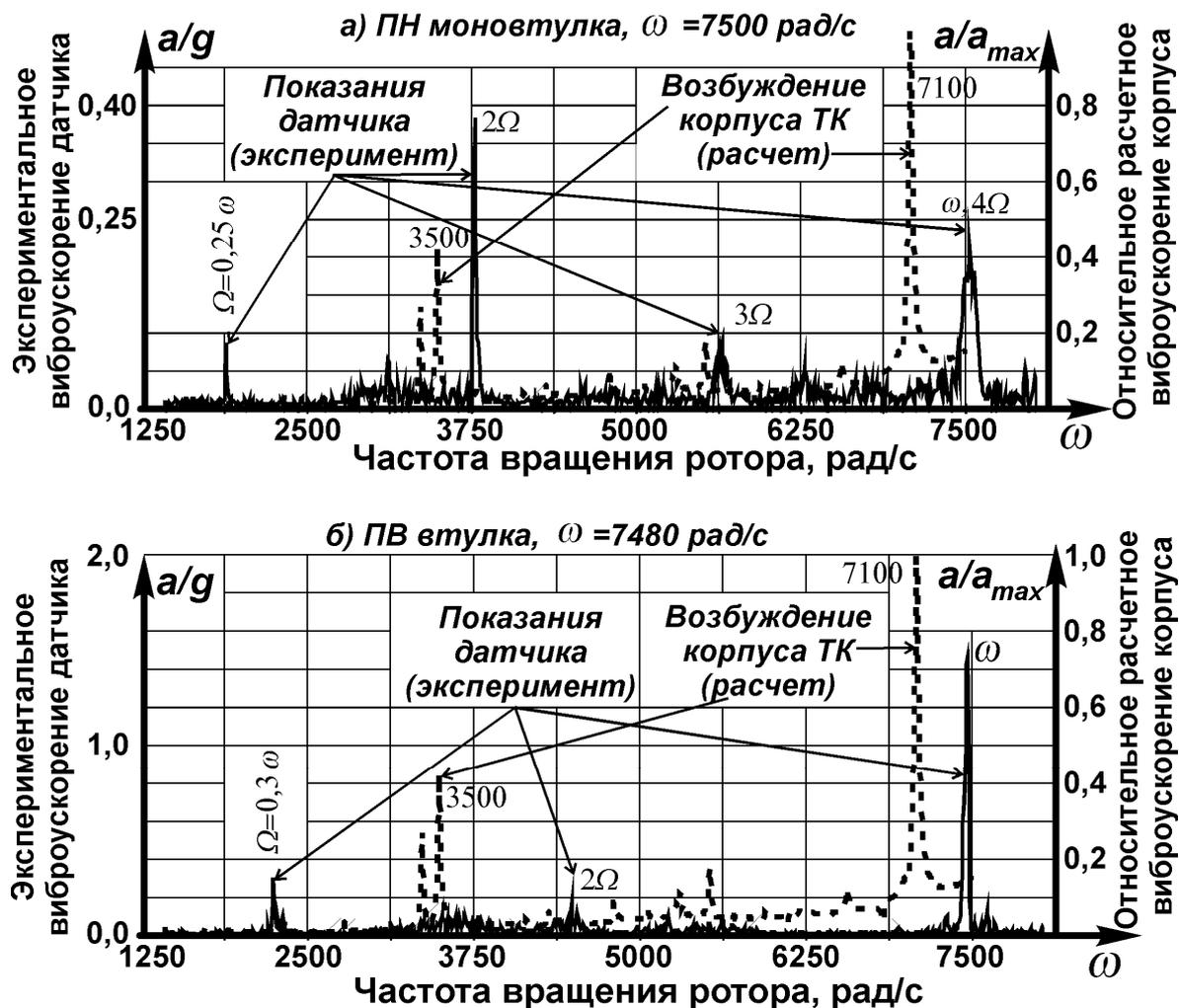


Рис. 12. Экспериментальные и расчетные спектры виброускорений корпуса ТК

Таким образом, сопоставлением результатов расчета и эксперимента установлено резонансное усиление экспериментальных виброускорений, обусловленное влиянием корпуса. Показано, что это усиление необходимо учитывать при проведении экспериментов и обработке экспериментальных данных, характеризующих параметры работы ротора и подшипников.

В заключении подведены итоги работы.

В приложении приведены номинальные параметры математической модели ротора на подшипниках с ПВ втулками, некоторые алгоритмы и аналитические выражения, свидетельство о регистрации программы для ЭВМ.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Построение дискретной модели гибкого ротора, динамически подобной континуальному прототипу, выполнено с использованием научно обоснованного метода, обеспечившего высокую степень точности при минимально возможном числе сосредоточенных масс.

2. Предложен усовершенствованный приближенный численный метод определения реакций смазочного слоя, позволивший уменьшить в 400 раз время их расчета при погрешности, не превышающей 8 % по сравнению с методом конечных элементов и адаптивным многосеточным алгоритмом.

3. Разработан двухэтапный алгоритм, заключающийся в быстром приближенном определении амплитуд предельных циклов на первом этапе (с использованием приближенного численного метода расчета реакций смазочных слоев) и их последующем уточнении (с использованием адаптивного многосеточного алгоритма, учетом конструктивных особенностей опор скольжения и изменения температур смазочных слоев) – на втором. Его использование позволило на порядок ускорить расчет установившегося режима движения по сравнению с алгоритмом, содержащим только второй этап.

4. Установлено, что ротор турбокомпрессора представляет собой сложную механическую систему, включающую в себя две связанные через него автоколебательные подсистемы – подшипники с плавающей втулкой. Показано, что у ротора рассматриваемого типа в практически достижимой области частот вращения существуют две формы прямой регулярной несинхронной прецессии: коническая – с противофазным, и цилиндрическая – с синфазным движением цапф. Переход от конической формы к цилиндрической происходит скачкообразно на второй резонансной частоте вращения $\omega_{рез2}$ ротора и сопровождается недопустимым повышением нагрузок на подшипники во всей зарезонансной области. Показано, что резонансная частота вращения ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С составляет $\omega_{рез2}=8200$ рад/с и близка к его рабочей частоте $\omega_{раб}=7000$ рад/с.

5. Установлено, что обеспечить работоспособность подшипников с плавающими втулками в условиях форсирования рабочих частот вращения роторов турбокомпрессоров возможно лишь за счет повышения второй резонансной частоты системы «ротор – подшипники», что требует максимального увеличения жесткости ротора и подшипников.

6. Выполнено расчетное исследование, показавшее попадание резонансных частот корпуса турбокомпрессора в зону виброактивности его ротора. Сопоставлением результатов расчета и эксперимента установлено резонансное усиление замеренных виброускорений, обусловленное влиянием корпуса, что должно учитываться при обработке экспериментальных данных.

**Основные результаты диссертации опубликованы
в изданиях, рекомендованных ВАК России:**

1. Задорожная, Е. А. Результаты расчета динамики ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С / Е. А. Задорожная, Н. А. Хозенюк, П. А. Тараненко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2006. – Выпуск 8, № 11 (66). – С. 69–77.

2. Слива, О. К. Анализ вибраций корпуса турбокомпрессора ТКР-8,5С при его стендовых испытаниях / О. К. Слива, Д. Ю. Иванов, П. А. Тараненко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2008. – Выпуск 12, № 23 (123). – С. 70–76.

и других источниках:

3. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006611094. Пакет прикладных программ «Гибкий ротор» / В. Н. Прокопьев, А. К. Бояршинова, Е. А. Задорожная, Н. А. Хозенюк, В. Г. Караваев, П. А. Тараненко; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2006610301; заявл. 07.02.06 ; зарегистр. 24.03.06.

4. Задорожная, Е. А. Динамика двухопорного асимметричного ротора на подшипниках с плавающими втулками / Е. А. Задорожная, Н. А. Хозенюк, А. С. Фишер, П. А. Тараненко // Актуальные проблемы трибологии: сб. трудов международной науч.-техн. конференции. – Самара, 2007. – Т. 3. – С. 160–164.

5. Динамика ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С / Е. А. Задорожная, Н. А. Хозенюк, П. А. Тараненко, И. А. Литучая // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: труды международной научно-технической конференции. – Челябинск, 2006. – С. 125–134.

6. Динамика ротора на подшипниках с двумя и тремя смазочными слоями / В. Н. Прокопьев, В. Г. Караваев, Н. А. Хозенюк, Е. А. Задорожная, П. А. Тараненко // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: труды международного научного симпозиума. – Орел, 2006. – С. 436–446.

7. Тараненко, П. А. Решение методом конечных элементов уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое опоры скольжения / П. А. Тараненко // Снежинск и наука – 2009. – Снежинск, 2009. – С. 88 – 90.

8. Dynamics Analysis Of Rotor With Floating Rings Package Bearing / Y. Rozhdestvenskiy, A. Boyarshinova, E. Zadorozhnaya, A. Fisher, P. Taranenko, S. Cherneyko // The 8th International Conference of Rotordynamic 2010. – Seoul, Korea, 2010. – P. 767–776.

Подписано в печать 17.01.2011 г.

Формат 60×84 1/16. Бумага ВХИ 80 гр. Объем 1 усл. п. л.

Тираж 100 экз. Заказ №2125

Изготовлено в полном соответствии с качеством
представленных заказчиком оригиналов
в ООО «РЕКПОЛ», 454048, г. Челябинск, пр. Ленина, 77,
тел. (351) 265-41-09, 265-49-84