

На правах рукописи



Соколов Николай Викторович

**РАЗРАБОТКА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА
ТЕРМОУПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ
НЕСТАЦИОНАРНЫХ И УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ
РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН**

Специальность 2.5.10 – Гидравлические машины, вакуумная,
компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Казань – 2026

Работа выполнена на кафедре «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Казанский национальный исследовательский технологический университет»

Научный консультант: доктор технических наук, профессор
Хадиев Муллагали Бариевич

Официальные оппоненты: **Дроздов Александр Александрович**,
доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург

Ваняшов Александр Дмитриевич,
доктор технических наук, профессор кафедры холодильной и компрессорной техники и технологии ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет», г. Омск

Задорожная Елена Анатольевна,
доктор технических наук, профессор Передовой инженерной школы двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск

Ведущая организация: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», г. Москва

Защита состоится «29» января 2027 г. в 14:00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.312.11 на базе ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет» по адресу: 420015, г. Казань, ул. Карла Маркса, 68, ауд. А-330, e-mail: upak@kstu.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет» и на сайте <https://www.kstu.ru/servlet/contentblob?id=596835>.

Автореферат разослан «__» _____ 2026 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета
24.2.312.11, канд. техн. наук

Райков Алексей Александрович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Последние десятилетия отечественной промышленности отмечены интенсивным развитием газовой, нефтяной, химической, металлургической, энергетической и других отраслей. Одним из основных видов оборудования, предназначенного для повышения давления рабочей среды по требованиям технологического процесса, являются центробежные (ЦК) и винтовые (ВК) компрессоры. Активное развитие отечественных заводов по крупнотоннажному сжижению природного газа (СПГ) совместно с газоперерабатывающими заводами привело к необходимости разработки и изготовления крупногабаритных ЦК. Последовательная разработка месторождений нефти и газа в труднодоступных районах Западной и Восточной Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера привела к созданию обширной сети трубопроводов для перекачки углеводородов и обслуживающего транспорта. Попутный нефтяной газ, выделяющийся в процессе добычи и подготовки нефти, используется для генерации электроэнергии в качестве топлива для газовых турбин или двигателей, для технологии СПГ, нефтехимической промышленности и для закачки обратно в пласт.

В качестве примера использования компрессорного оборудования можно рассмотреть технологию производства СПГ «Арктический каскад»¹, разработанную с участием специалистов АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС). Основным элементом технологии является интегрированная компрессорная установка с приводом от газотурбинного двигателя. ГТД приводит в движение главный трехпоточный мультипликатор, который в свою очередь одновременно раскручивает три центробежных компрессора: для сжатия азота, метана и этана. На номинальном режиме суммарная мощность на приводном валу главного мультипликатора составляет 24577 кВт, из которых механические потери равны 1618 кВт или 6,58 %. В тонких смазочных слоях узлов трения происходит интенсивное выделение теплоты в малом объеме зазора, при этом величина допускаемой температуры смазки не должна превышать 100...110 °С. Отвод теплоты определяется расходом прокачиваемой через узел трения смазки и ограничен величиной рабочего зазора: для подшипников скольжения он составляет 30...80 мкм. Тепловые условия работы узлов трения компрессорной установки определяют надежность работы всей технологической линии производства СПГ. Производительность технологии «Арктический каскад» составляет 1 млн. тонн СПГ в год. При оптовой стоимости сжиженного газа на начало 2025 г. от 22500 до 32000 руб. за тонну один час простоя установки может достигать 3,6 млн. руб. убытков для эксплуатирующей организации.

Конструкция ЦК и ВК состоит из множества корпусных элементов, каждый из которых требует индивидуального подхода при расчете и проектировании. При эксплуатации компрессора в его проточной части происходят различные переменные по времени процессы. Особенность упорного подшипника скольжения (УПС) состоит в восприятии осевой нагрузки, непосредственно зависящей от режима работы компрессора и соответствующих ему силовых нагрузок от перепадов давления сжимаемой среды. Нестационарные режимы работы

¹ Кинематические схемы компрессоров хладагента установок по производству СПГ / О. Е. Васин, Р. М. Минигулов, В. В. Боднарук [и др.] // Компрессорные технологии. – 2019. – № 1. – С. 8-11.

компрессоров возникают при изменении частоты вращения ротора компрессора, сопротивления сети на линиях всасывания или нагнетания, пуске и остановке компрессора. Необходимо отдельно рассматривать также опасные для прочности конструкции ЦК режимы, связанные с нестационарными газодинамическими процессами в проточной части: это вращающийся срыв и помпаж.

Тип и конструктивное исполнение УПС определяют осевую вибрационную надежность компрессоров на нестационарных режимах. Они являются одной из причин выхода из строя и длительного простоя компрессоров. В частности, по статистике АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» 16 % неисправностей ЦК составляет выход из строя упорных подшипников, причем количество отказов растет по мере увеличения выходных параметров компрессорных машин. Это продиктовано тем, что рост единичной мощности и частоты вращения компрессоров приводит при эксплуатации к возрастанию статической и переменной составляющих осевой нагрузки. Местные пульсации высокого гидродинамического давления в сочетании с повышенной температурой могут привести к снижению механической прочности баббитового покрытия подушек и при достижении предела текучести необратимому разрушению поверхности. Именно развитие этих факторов, влияющих на качество работы УПС, часто приводит к остановке компрессорной машины. Обобщение классических уравнений гидродинамической теории смазки с учетом зависимости уравнений Рейнольдса, энергии, теплопроводности подвижного и неподвижного элементов от времени и осевого перемещения упорного диска позволит создать более совершенную математическую модель работы УПС при нестационарных и установившихся режимах работы компрессорных машин. Реализация модели позволит предсказать локализацию на рабочей поверхности подушек подшипника критических параметров давления и температуры.

Степень разработанности темы

Исследования газодинамической неустойчивости компрессоров и системы «компрессор-сеть» и возникающей переменной газовой осевой силы ротора представлены в работах Казакевича В. В., Веселовского В. И., Измайлова Р. А., Старосельского Н. В., Колесинского Л. Д., Потапова Ю. А., Кононова С. В., Кустикова Г. Г., Соколинского Л. И., Нечаева Ю. Н. и Федорова Р. М., Гузельбаева Я. З., Евгеньева С. С., Ваняшова А. Д. и др.

Подшипники скольжения разных областей машиностроения в качестве опор вращающихся роторов изучаются на протяжении длительного времени из-за высокой практической значимости. Гидродинамическая теория смазки, на основных принципах которой строится изучение подшипников жидкостного трения и бесконтактных уплотнений, в конце XIX в. была заложена в работах Петрова Н. П., Рейнольдса О., Зоммерфельда А., Жуковского Н. Е., Чаплыгина С. А., Мичеля. Применительно к разным по конструкции и условиям работы подшипникам скольжения роторного оборудования эта теория получила развитие в трудах Левита Г. А., Коровчинского М. В., Коула Д. А., Соре W. F., Dowson D., Камерона, Детинко Ф. М. и Жихаревича М. С., Эззата и Роде, Хана, Кетлборо, Токаря И. Я., Хановича М. Г., Трифонова Е. В. и Ямпольского С. Л., Подольского М. Е., Ахвердиева К. С., Максимова В. А., Хадиева М. Б., Хамидуллина И. В., Федотова Е. М., Савина Л. А., Полякова Р. Н., Прокопьева В. Н., Рождественского Ю. В., Хозенюка Н. А., Белоусова А. И., Фалалеева С. В., Nicholas J. C., DeCamillo S. M. и др. Динамически нагруженные подшипники скольжения с учетом переменности высоты рабочего зазора от времени под воздействием внешней неуравновешенной

или технологической нагрузки были исследованы в трудах Lund J. W., Позняка Э. Л., Подольского М. Е., Токаря И. Я., Криони А. Д., Калинина Б. П., Олимпиева В. И., Чернина М. Е., Бургвица А. Г. и Завьялова А. Г., Шнеппа В. Б., Хамидуллина И. В., Савина Л. А., Соломина О. В., Корнеева А. Ю., Еркаева Н. В., Рабецкой О. И., Темиса М. Ю., Рождественского Ю. В., Задорожной Е. А., Сережкиной Л. П. и Зарецкого Е. И., Fillon M., He M., Byrne J. M., Cloud C. H. и др.

Описание условий работы подшипника скольжения подразумевает учет нескольких важных факторов: распространение теплоты в смазочном слое и элементах подшипника, зависимость физических характеристик смазки (особенно вязкости) от температуры, термоупругая деформация рабочих поверхностей, формирование температуры смазки на входе в слой. Теоретические исследования подшипников в зависимости от полноты учета указанных факторов можно вести в следующих постановках: изотермная, изовязкая, адиабатная, термогидродинамическая, упругогидродинамическая, термоупругогидродинамическая (ТУГД) и периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД). Большинство исследований направлено на изучение опорных подшипников скольжения, поскольку они связаны с радиальной динамикой системы «ротор-подшипники скольжения». При этом математическая постановка авторов, как правило, упрощена и основывается на адиабатной теории, когда предполагается, что все выработанное тепло уносится смазкой без учета теплообмена со стенками элементов подшипника.

Дополнительный учет распространения теплоты смазочного слоя в элементы подшипника создает определенные математические трудности, решение которых требует применения современных численных методов. Существенная сложность решения заключена также в учете действительных процессов в межподушечных каналах (МПК) подшипника: после смешивания между подушками горячей смазки предыдущей подушки и свежей смазки извне формируется температура на входе в последующую подушку. Поскольку конвективный поток по направлению вращения подвижного элемента является доминантным, эта температура оказывается определяющей для выходных локальных и интегральных характеристик подшипника скольжения. Как правило, такая температура исследователями либо вычисляется на основе упрощенного уравнения теплового баланса с переменным эмпирическим коэффициентом λ процента переноса горячей смазки, либо задается.

Несмотря на имеющийся научно-практический задел, **научной проблемой** остается отсутствие обобщенных методов расчета сопряженных термоупругогидродинамических процессов в смазочных слоях подушек и пограничных слоях межподушечных каналов упорного подшипника скольжения при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК, включая осевое перемещение и изменение частоты вращения во времени упорного диска. Это ограничивает возможность надежного прогнозирования отказов компрессорных машин. Для компрессоров при эксплуатации характерно изменение режимов их работы и осевой нагрузки в зависимости от функционирования системы «компрессор-сеть». Это изменение при колебаниях нагрузки может привести к касанию статорного и роторного элементов УПС и интенсивному «старению» смазки из-за высоких температур. Современным требованиям учета тепловых эффектов в слоях смазки и элементах подшипника и смешивания тепловых потоков в промежуточных маслоподающих каналах отвечает периодическая ТУГД теория.

Объект диссертационного исследования

Упорный подшипник скольжения с самоустанавливающимися и неподвижными

подушками центробежных и винтовых компрессоров.

Предмет диссертационного исследования

Закономерности изменения локальных и интегральных термоупруго-гидродинамических характеристик смазочных слоев подушек и пограничных слоев межподушечных каналов упорного подшипника скольжения в условиях нестационарных и установившихся режимов работы компрессора.

Цель исследования

Развитие научно-технического направления, связанного с разработкой и совершенствованием методов расчета локальных и интегральных характеристик упорных подшипников скольжения компрессорных машин на основе математического моделирования сопряженных термоупругогидродинамических процессов в смазочных и пограничных слоях с учетом нестационарных и установившихся режимов нагружения.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

1. Провести обзор конструкций центробежных и винтовых компрессоров и применяемых упорных подшипников; описать особенности нестационарных и установившихся режимов работы компрессорных машин. Определить характер изменения давления нагнетания и газовой осевой силы, действующей на УПС, при мягком помпаже (вращающемся срыве) и жестком помпаже ЦК.

2. Выполнить критический анализ существующих методов расчета подшипников скольжения, выявить математические ограничения, связанные с описанием сопряженных термоупругогидродинамических процессов в смазочных слоях и межподушечных каналах. Сформулировать требования к обобщенным методам расчета упорных подшипников при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК.

3. Разработать нестационарную математическую модель работы упорного подшипника ЦК и ВК в ПТУГД постановке, учитывающую влияние подушек друг на друга, тепловые состояния самих подушек и упорного диска на гидродинамические и тепловые процессы в смазочном и пограничном слоях при осевом перемещении и изменении угловой скорости вращения упорного диска в зависимости от времени.

4. Осуществить численную реализацию разработанной нестационарной ПТУГД модели. Результаты численной реализации оформить в виде расчетной программы, позволяющей работать в современных операционных системах компьютера.

5. Провести расчетно-теоретические исследования и установить закономерности изменения локальных (распределение давлений, температур, изолиний зазора) и интегральных (несущая способность, потери мощности, расходы смазки, жесткость и демпфирование) термоупругогидродинамических характеристик УПС в зависимости от конструктивных и режимных параметров при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК: при вращающемся срыве (мягком помпаже) и жестком помпаже ЦК; при пуске, изменении угловой скорости вращения упорного диска и остановке компрессора.

6. Спроектировать и изготовить экспериментальный стенд, который позволит изучить термоупругогидродинамические процессы, происходящие в смазочном и пограничном слоях упорного подшипника ЦК. Оснастить стенд информационно-измерительным оборудованием для записи экспериментальных данных.

7. Провести экспериментальные исследования упорного подшипника ЦК с получением данных распределения и изменения давления и температуры в смазочных слоях подушек, потерь мощности и высоты рабочего зазора на нестационарных и установившихся режимах при перемещении (биении) упорного диска.

8. Провести проверку адекватности разработанной нестационарной ПТУГД модели упорного подшипника путем сравнения полученных на экспериментальном стенде данных физических экспериментов с результатами численных экспериментов, а также путем сравнения с данными других расчетных программ.

9. Усовершенствовать с помощью разработанной программы инженерную методику расчета локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик и выработать рекомендации для практики проектирования и изготовления УПС с точки зрения улучшения прогнозирования надежности их работы на разных режимах работы ЦК и ВК.

10. Внедрить созданные обобщенные методы расчета УПС и инженерную методику в производство и проведение реинжиниринга узлов трения отечественных и иностранных ЦК и ВК, в том числе в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС), а также в учебный процесс кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ».

Соответствие исследования паспорту научной специальности

Диссертация выполнена в соответствии с паспортом научной специальности 2.5.10 «Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы» ВАК Минобрнауки РФ (технические науки) и подпунктами 1, 2, 4.

Научная новизна:

1. Разработана обобщенная трехмерная тепловая ПТУГД математическая модель работы упорного подшипника с самоустанавливающимися и неподвижными подушками, учитывающая нестационарные и установившиеся режимы работы центробежного и винтового компрессора при воздействии осевого перемещения, биения и изменения угловой скорости вращения упорного диска. Численно реализованная с некоторыми допущениями ПТУГД модель оформлена в виде программы Sm2px3Tht, позволяющей рассчитывать локальные и интегральные термоупругогидродинамические характеристики упорного подшипника с неподвижными подушками компрессорной машины. На программу в Роспатенте получены свидетельства о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2020615227 от 19.05.2020 и № 2024681330 от 09.09.2024.

2. Впервые предложены и реализованы в программе Sm2px3Tht условия баланса массовых и тепловых потоков смазки в смазочном слое несущей подушки при $0 \leq \varphi \leq \theta_n$, в пограничном слое межподушечного канала при $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ и во всем элементе периодичности при $0 \leq \varphi \leq \theta$ на основе уравнений Рейнольдса и неразрывности (сплошности).

3. Установлены закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС с применением прямой задачи на нестационарных режимах работы ЦК и ВК: осевое перемещение упорного диска в зависимости от времени t происходит по гармоническому закону (соответствует вращающему срыву или мягкому помпажу ЦК) или имеет пилообразную (релаксационную) форму (соответствует жесткому помпажу ЦК) при разных частотах и амплитудах перемещения. Отмечена инерционность тепловых процессов, при этом

гидродинамический процесс устанавливается уже на 2-ом периоде.

4. Установлены закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС при изменении угловой скорости вращения ω упорного диска в зависимости от времени τ на нестационарных переходных режимах работы ЦК и ВК: при пуске, остановке и изменении режима работы компрессора при переходе с одной угловой скорости вращения на другую. Впервые проанализирован процесс выбега ротора при одновременном продолжающемся помпаже ЦК: обнаружено, что при длительном выбеге при $\tau \geq 49$ с. возможно возникновение циклического разрежения давления на рабочей поверхности подушки.

5. Улучшено прогнозирование надежности работы компрессорных машин при нестационарных и установившихся режимах путем установления зависимости условного предела текучести на сжатие баббитового покрытия подушек УПС от совместного воздействия распределения температур и переменного гидродинамического давления. Для этого введен дополнительный ограничивающий параметр: функция уязвимости $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau) = \sigma_{-0,2}(T, N_u) - p(r, \varphi, \tau)$, позволяющая учитывать запас надежности баббитового покрытия подушек подшипника и в целом компрессора.

6. Установлены закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС на основе численных экспериментов программы Sm2px3Tхт и путем сравнения с предыдущей версией программы Sm2px2T на установившихся режимах работы ЦК и ВК. Исследовано влияние вращающегося упорного диска и МПК на характеристики подшипника.

7. Исследовано тепловое состояние элементов УПС на основе численных экспериментов программы Sm2px3Tхт при установившихся режимах работы ЦК и ВК. Представлены трехмерная картина распределения температур в элементах подшипника и соотношение тепловых потоков (за счет теплопроводности и конвекции) и диссипации механической энергии в смазочном и пограничном слоях. Исследовано влияние класса вязкости по ISO 3448 и температуры подачи смазки на локальные и интегральные характеристики подшипника. Подтверждено влияние упорного диска в качестве теплового аккумулятора при прохождении разных по нагреву участков слоев смазки.

8. Получены экспериментальные данные на специальном стенде: распределение гидродинамического давления (расхождение составило не более 14,52 %), температур подушки и потерь мощности на трение двустороннего УПС с неподвижными подушками при разных частотах вращения. Стенд представляет собой воздушную одноступенчатую центробежную компрессорную установку мультипликаторного типа.

9. Разработана усовершенствованная инженерная методика расчета УПС с неподвижными подушками с помощью программы Sm2px3Tхт, позволяющая рассчитывать более точные локальные и интегральные термоупругогидродинамические характеристики упорных подшипников на разных режимах работы центробежных и винтовых компрессоров.

Теоретическая и практическая значимость

1. Разработаны нестационарная трехмерная тепловая ПТУГД математическая модель и численная реализованная на ее основе программа Sm2px3Tхт для персонального компьютера, которая позволяет произвести теоретические исследования УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК при двух вариантах

осевого перемещения и изменении угловой скорости вращения упорного диска. На программу в Роспатенте получены свидетельства о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2020615227 от 19.05.2020 и № 2024681330 от 09.09.2024.

2. Установлены закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС по результатам численных экспериментов программы Sm2px3Tхт, характеризующих его работу при нестационарных и установившихся режимах работы компрессорных машин. Переменное нагружение подшипника продиктовано нестационарным течением смазки в смазочном и пограничном слоях при осевом перемещении упорного диска на помпаже ЦК и/или нестационарных режимах (пуск, остановка, переход с одной частоты вращения на другую).

3. Программа Sm2px3Tхт помимо традиционных минимальной толщины и максимальной температуры смазочного слоя позволяет рассчитать распределение третьего ограничивающего работу подшипника скольжения параметра – функцию уязвимости $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$, представляющую собой разницу между условным пределом текучести баббитового покрытия подушек и возникающим гидродинамическим давлением. Она характеризует запас надежности рабочей поверхности подушек упорного подшипника и в целом компрессора посредством определения локальной области наиболее вероятного разрушения покрытия подушек.

4. Выработаны рекомендации к проектированию и конструктивному оформлению УПС компрессорных машин, требования к материалам и технологии нанесения антифрикционного баббитового покрытия на подушки. На некоторые конструкции упорного и опорных подшипников скольжения получены патенты РФ: № 2538494 от 10.01.2015, № 2688550 от 21.05.2019, № 2842374 от 25.06.2025.

5. Разработана усовершенствованная инженерная методика расчета новых конструкций УПС с неподвижными подушками с помощью программы Sm2px3Tхт с учетом режимов работы ЦК и ВК и рекомендованы соотношения геометрических величин при проектировании.

6. Рассмотрена технология проведения реинжиниринга существующих конструкций УПС отечественных и иностранных компрессоров: алгоритм реинжиниринга, технические и технологические особенности проектирования, измерительное оборудование и программное обеспечение.

Методология и методы исследования

Для описания принципов работы упорного подшипника скольжения ЦК и ВК использовался метод математического моделирования, который включает в себя известные и широко используемые уравнения гидродинамической теории смазки (Рейнольдса и энергии и др.), имеющие оригинальную форму и полученные путем строгого вывода. При выводе уравнений проводилась критериальная оценка порядка малости каждого члена уравнений согласно методу Слезкина-Тарга. Уравнения ПТУГД модели сформулированы на основе фундаментальных законов сохранения массы (уравнение неразрывности), количества движения (Навье-Стокса) и энергии. При разработке численных алгоритмов реализации математической модели применялись методы конечных элементов, сумматорных тождеств и предельный разрывной метод Петрова-Галеркина, а при решении дискретизованных задач – итерационные методы, например, декомпозиции областей. Верификация модели проводилась путем сравнения с известными методиками расчета (инженерная) и лицензионной программой расчета, а также путем сравнения с экспериментальными данными на стенде. При снятии показаний использовались экспериментальные

методы исследования режимов работы УПС и ЦК.

Степень достоверности полученных результатов обеспечивается:

1) использованием современных аттестованных измерительных средств, прошедших метрологическую проверку, анализом точности измерений; 2) применением фундаментальных законов и уравнений; 3) исследованием численных результатов программы Sm2px3Tht путем решения модельных задач; 4) удовлетворительным сравнением результатов численного решения программы Sm2px3Tht с собственными воспроизводимыми экспериментальными данными и с результатами решения других программ и методик расчета упорных подшипников схожей конструкции.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Нестационарная трехмерная тепловая ПТУГД математическая модель течения жидкости в смазочном и пограничном слоях УПС при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК. Нестационарность выражена осевым биением и/или перемещением упорного диска вдоль оси ротора компрессора в случае помпажа ЦК, а также изменением угловой скорости вращения диска ротора компрессорной машины. Модель учитывает взаимное влияние соседних подушек и трехмерное распространение теплоты во всех элементах подшипника, а также разное исполнение подушки (самоустанавливающаяся или неподвижная с разным профилированием рабочей поверхности) [3, 4, 7, 8, 10, 11, 13, 15, 18-23].

2. Закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС с неподвижными подушками на нестационарных режимах работы ЦК и ВК с помощью разработанной программы Sm2px3Tht: при перемещении упорного диска вдоль оси ротора по гармоническому закону (соответствует режиму вращающегося срыва или мягкого помпажа ЦК) и по закону пилообразных (релаксационных) колебаний (соответствует режиму развитого помпажа ЦК), а также при изменении угловой скорости вращения упорного диска [10, 11, 13, 22].

3. Закономерности изменения термоупругогидродинамических характеристик УПС с неподвижными подушками на установившихся режимах работы ЦК и ВК с помощью разработанной программы Sm2px3Tht. Программа построена на основе численной реализации ПТУГД модели при принятии некоторых допущений, в частности рассматриваются характеристики неподвижной несущей подушки [18, 19, 23].

4. Результаты численных исследований теплового состояния УПС с неподвижными подушками на установившихся режимах работы ЦК и ВК с помощью разработанной программы Sm2px3Tht: распространение теплоты во всех его элементах, влияние подачи смазки с разной температурой и классом вязкости по ISO 3448. Выполнить подобный анализ позволяет трехмерная постановка тепловых процессов ПТУГД модели [7, 8, 18-21].

5. Результаты проверки адекватности ПТУГД модели с разными граничными условиями работы упорного подшипника путем сравнения с результатами других расчетных программ, а также путем сравнения с данными физических экспериментов упорного подшипника в стендовых условиях на центробежном компрессоре [1, 2, 4-6, 12, 14, 16, 17, 23].

6. Усовершенствованная инженерная методика расчета с помощью разработанной программы Sm2px3Tht локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик УПС с неподвижными подушками с учетом разных режимов работы ЦК и ВК [23].

7. Требования и алгоритм проведения реинжиниринга упорных подшипников скольжения иностранных компрессоров, описание технического оборудования и программного обеспечения для разработки конструкторской документации в процессе реинжиниринга [9].

Апробация работы

Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на Межд. учебно-научно-практич. конф. «Трубопроводный транспорт» (Уфа, УГНТУ, 2016, 2018 гг.); МНТК по компрессорной технике (Казань, АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», 2017, 2019, 2024 гг.); МНТК «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы» (Казань, КНИАТ, 2018, 2019, 2022 гг.); VIII МНТК «Актуальные проблемы морской энергетики» (СПб, СПбГМТУ, 2019 г.); МНТК «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства» (Омск, ОмГТУ, 2020, 2021, 2024, 2025 гг.); МНТК «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара, Самарский ун-т им. С. П. Королева, 2021, 2023, 2025 гг.); XI МНТК молодых спец. «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин» (Казань, АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», 2022 г.); Межд. конф. «Сеточные методы для краевых задач и приложения» (Казань, К(П)ФУ, 2018, 2020 гг.); XXXV Межд. науч. конф. «Математические методы в технике и технологиях» (Ярославль, ЯГТУ, ЯрГУ, Академия Пастухова, 2022 г.); XXX Всерос. науч. конф. «Нелинейные дни в Саратове для молодых» (Саратов, СГУ, 2023 г.); Межд. конф. «Дифференциальные уравнения и их приложения» (Казань, К(П)ФУ, 2024 г.); XIV научно-практич. конф. молодых учен. и спец. «Новые направления и тренды инновационной деятельности на предприятиях газовой промышленности» (Казань, КНИТУ, 2024 г.); Всерос. науч. конф. с международным участ. «Актуальные проблемы механики сплошной среды» (Казань, К(П)ФУ, 2025 г.); Всерос. науч. конф. «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы» в рамках III Межд. конгресса «Русский инженер» (Москва, МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2025 г.).

Личный вклад автора

Автором сформулированы научная проблема, цель и задачи исследования, выполнен анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований: разработана нестационарная периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) математическая модель; проведены все численные исследования упорного подшипника при нестационарных и установившихся режимах работы компрессора; предложены усовершенствованная инженерная методика расчета упорного подшипника, рекомендации по его проектированию, конструктивному оформлению и применяемым материалам. Разработан алгоритм реинжиниринга существующих образцов УПС. Автор также участвовал в отладке программы Sm2px3Tht в процессе численной реализации модели. Под руководством автора в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд, представляющий собой одноступенчатый центробежный компрессор. Совместно с сотрудниками кафедры «Компрессорные машины и установки» (с 2024 г. соврем. кафедра «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ») проведены монтаж стенда и отладка его технических систем и системы автоматизации и выполнены на стенде экспериментальные исследования двустороннего УПС. Автором разработаны в соавторстве, оформлены и получены патенты на изобретение конструкций упорного

и опорных подшипников и свидетельств о гос. регистрации программы для ЭВМ.

Публикации

По теме диссертации опубликовано 50 научных печатных работ, из них 18 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 10 в изданиях, индексируемых в Scopus и WoS, получены 3 патента на изобретение и 2 свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из двух томов. Том 1 содержит введение, главы 1-4. Том 2 содержит главы 5-9, заключение, список литературы и приложение. Полный объем диссертации составляет 601 страница с 229 рисунками и 38 таблицами (Том 1 – 258 с., Том 2 – 343 с.). Список литературы содержит 351 наименование.

Благодарность

Автор выражает благодарность доктору техн. наук, профессору Хадиеву Муллагали Бариевичу за ценные советы и рекомендации при подготовке диссертационной работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении представлены аннотация и краткое содержание диссертации, обоснована актуальность диссертационного исследования, сформулированы научная проблема, научная новизна, теоретическая и практическая значимость и др.

В главе 1 описаны особенности стационарных (установившихся) и нестационарных режимов работы центробежного компрессора (рис. 1) на термогазодинамической (ТГД) характеристике ЦК и сети нагнетания. Установлены характеры изменения давления нагнетания и, следовательно, газовой осевой силы, действующей на упорный подшипник скольжения, на основе экспериментальных исследований ЦК. Вращающийся срыв или «мягкий помпаж» ЦК связан с гармоническими изменениями давления нагнетания в системе вблизи точки максимального напора и минимального расхода на ТГД характеристике с постоянной частотой; глубокий «жесткий помпаж» ЦК (рис. 2) связан с резкими изменениями давления пилообразной формы больших объемов газа при дальнейшем понижении расхода в виде релаксационных колебаний. Проведен аналитический обзор конструкций одновальных и мультипликаторных центробежных и винтовых компрессоров, мультипликаторов и нашедших в них применение упорных подшипников с неподвижными и самоустанавливающимися подушками. Указаны ограничения по удельной нагрузке и окружной скорости вращения упорного диска и приведен анализ конструктивных решений УПС. Рассмотрены конструктивные и организационные способы эксплуатации упорных подшипников с применением патентного поиска и рекомендации по дальнейшему их развитию.

В главе 2 проведен обзор литературы по известным методам расчета статически и динамически нагруженных упорных подшипников скольжения. Экспериментальные исследования Трифонова Е. В. и Ямпольского С. Л., Де Гурина Д. и Холла Л. Ф., Камерона, Поповича З., Максимова В. А. и др. подтверждают существенные изменения температуры и вязкости смазки в смазочных слоях. Коул Д. А. делает вывод, что при низких частотах вращения конвективный перенос отводит примерно 40 % тепла, а при высоких – примерно 60 %. Подольский М. Е. указывает на необходимость учета изменения температуры, а, значит, и вязкости смазки, как в направлении перемещения подвижного элемента, так и в поперечном

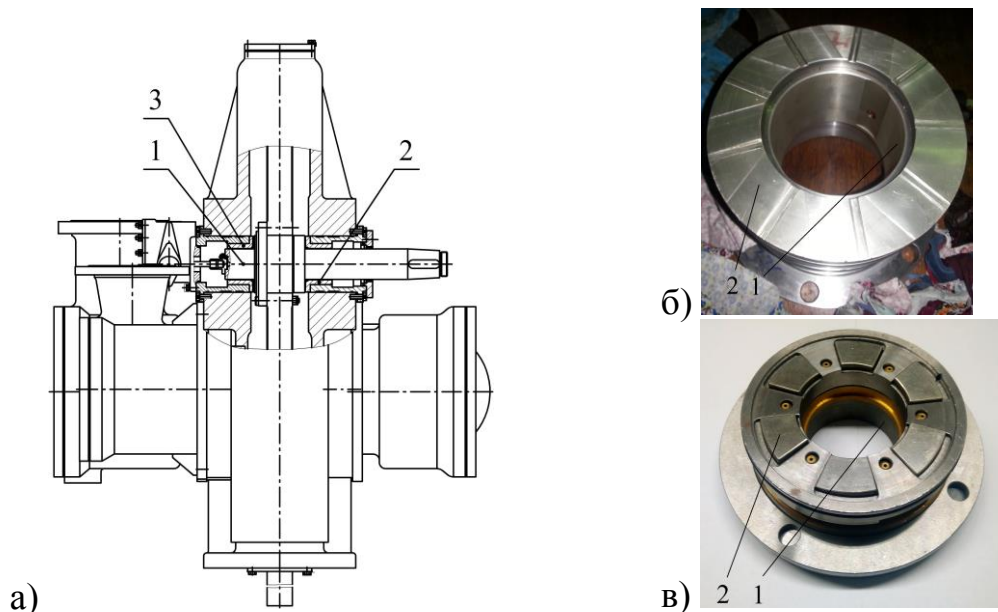


Рис. 1 – Мультипликаторный ЦК ГЦМЗ-107/7-31 УХЛ4 для сжатия природного газа: а – корпус, 1 – ротор, 2, 3 – рабочая и нерабочая стороны опорно-упорного подшипника; б, в – ОУП с неподвижными и самоустанавливающимися подушками, 1, 2 – опорная и упорная части подшипника соответственно

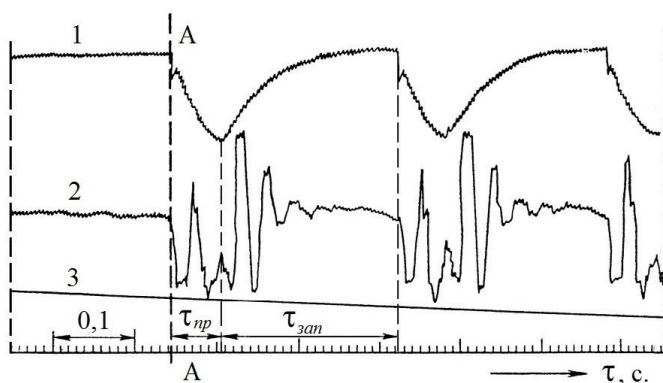


Рис. 2 – Типовая осциллограмма жесткого помпажа (исследования Нечаева Ю. Н. и Федорова Р. М.):
1 – давление нагнетания p_k ;
2 – перепад давлений $\Delta p_{вх}$ на измерительном входном коллекторе;
3 – изменение проходного сечения дросселя, установленного за компрессором

направлении смазочного слоя. Christensen Н. показал влияние тепловыделений от вязкого сдвига слоев смазки на прочность смазочного слоя, что косвенно характеризует максимальная температура в слое смазки. Исследования тепловых процессов с учетом изменения вязкости провели Core W. Ф., Коровчинский М. В., Штернлихт, Раймонди, Попов П. З., Фогг, Камерон, Каррай и Броклей, Шлихтинг Г., Голубев А. И., Джиоглу Б., Dowson D., Hunter W. В., Motosh N., Токарь И. Я., Сайчук И. В., Тахара, Сафар и Сери, Детинко Ф. М. и Жихаревич М. С., Эззат и Роде, Хюбнер, Хан и Кетлборо, Роде и Э Гун Бин, Kanarachos A., Савин Л. А., Рождественский Ю. В., Белоусов А. И., Фалалеев С. В., и многие др. Влияние процессов в межподушечных каналах на характеристики подшипников скольжения учтено в работах Хановича М. Г., Вора, Подольского М. Е., Максимова В. А., Хадиева М. Б. Учет теплообмена конвекцией и теплопроводностью через стенки подушки или упорного диска (или обоих одновременно) и приток свежей смазки из межподушечного канала приводит к более полной картине распределения температуры и вязкости смазки за счет учета перетока тепла из нагретой зоны в более холодную. Задача применительно к упорным подшипникам с неподвижными подушками с периодическими граничными условиями для уравнения энергии

впервые была поставлена и решена Максимовым В. А., Гнеденковой (Потаниной) В. А. и Хадиевым М. Б. Наиболее подробно физические основы работы упорного подшипника скольжения и его выходные характеристики описывает периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) теория смазки. Она представляет собой связанную систему, состоящую из сопряженных термогидродинамических процессов в смазочном слое подушки и пограничном слое мужподушечного канала и температурных и/или силовых деформаций подушек с обоснованными граничными условиями. ПТУГД теория была развита в работах Хадиева М. Б., Федотова Е. М., Федотова П. Е. и автора диссертации. Другие аналогичные работы в известной литературе отсутствуют.

В центробежных и винтовых компрессорах при возникновении нестационарных режимов работы за счет изменения осевой нагрузки и/или частоты вращения ротора по времени происходит воздействие через упорный диск на несущие смазочные слои подушек упорного подшипника, и режим его работы становится динамическим. Переменность нагрузки может быть вызвана изменением внешних условий на линиях всасывания и нагнетания компрессора, режимами пуска и остановки либо работой ЦК в режиме вращающегося срыва (мягкий помпаж) и жесткого помпажа, а также конструктивными погрешностями изготовления и сборки. Динамическое нагружение УПС может быть описано с помощью прямой или обратной задачи. При *обратной задаче* решение заключается в определении динамических коэффициентов или траектории движения центра шейки ротора или упорного диска и решении вопросов определения критических частот вращения и устойчивости движения ротора. В зависимости от формы учета реакции смазочного слоя подшипника обратная задача разделяется на две постановки: линейную с применением динамических коэффициентов смазочного слоя и нелинейную путем совместного решения уравнений Рейнольдса и движения ротора. Обратную задачу по отношению к опорным и упорным подшипникам разных конструкций развили Lund J. W., Orcutt F. R., Токарь И. Я., Криони А. Д., Позняк Э. Л. и Малаховский Е. Е., Шнепп В. Б., Олимпиев В. И., Чернин М. Е., Бургвиц А. Г. и Завьялов А. Г., Хамидуллин И. В., Савин Л. А., Соломин О. В., Корнеев А. Ю., Рождественский Ю. В., Задорожная Е. А. и многие др. Нестационарные режимы работы упорных подшипников экспериментально исследовали Трифонов Е. В. и Ямпольский С. Л., Сережкина Л. П. и Зарецкий Е. И. С помощью вычислительной гидродинамики (CFD) особенности моделирования и проектирования подшипников скольжения исследовали Фалалеев С. В., Паровой Е. Ф., Антонова О. В., Deng X., Watson C., He M. и др. В диссертационной работе реализована *прямая задача*, когда задается произвольная форма перемещения упорного диска в режиме помпажа ЦК в ПТУГД модели, и далее рассматривается изменение локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик в зависимости от времени t упорного подшипника. На основе обзора теоретических и экспериментальных работ по изучению режимов работы ЦК и ВК и методам расчета подшипников скольжения определены цели и задачи диссертации.

Глава 3 посвящена разработке трехмерной тепловой нестационарной ПТУГД математической модели работы УПС в обобщенной форме при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК. ПТУГД модель составлена с учетом взаимного влияния смазочного и пограничного слоев через межподушечный канал, трехмерной зависимости вязкости и плотности смазки от температуры, термоупругих деформаций подушек, а также влияния упорного диска на тепловое

состояние подшипника. Учитывается исполнение неподвижной и самоустанавливающейся подушек: для последней выведены уравнения динамики качания и осевого перемещения для случая основания на упругую пластину по СТП 26-05-02-203-73. Рассматриваются варианты постановки прямой задачи за счет изменения рабочего зазора и обратной задачи, когда высота зазора в подшипнике определяется как результат силового воздействия на упорный диск. Форма зазора также учитывает осевое биение упорного диска как погрешность его установки на ротор компрессора и перекос подушек подшипника.

Для варианта упорного подшипника с неподвижными подушками (рис. 3) при постановке прямой задачи в дивергентном виде математическая модель содержит (безразмерные величины указаны с надчеркиванием):

1. Уравнения скоростей течения смазки в смазочном и пограничном слоях:

$$V_r = \frac{\partial p}{\partial r} (\dot{i}_1 - \frac{m_1}{m_o} \dot{i}_o) \delta_1 - \frac{1}{r} (j - \frac{n}{m_o} \dot{i}_o), \quad (1)$$

$$V_\varphi = \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} (\dot{i}_1 - \frac{m_1}{m_o} \dot{i}_o) \delta_1 + \omega r (1 - \frac{\dot{i}_o}{m_o}), \quad (2)$$

где δ_1 – единичная функция, $\delta_1 = \begin{cases} 1, & 0 \leq \varphi \leq \theta_n, \\ 0, & \theta_n \leq \varphi \leq \theta, \end{cases}$

$$\dot{i}_k = \int_0^y \frac{y^k}{\mu} dy, \quad m_k = \int_0^h \frac{y^k}{\mu} dy, \quad k = 0, 1, \quad j = \int_0^y \frac{1}{\mu} \int_0^y \rho V_\varphi^2 dy dy, \quad n = \int_0^h \frac{1}{\mu} \int_0^y \rho V_\varphi^2 dy dy, \quad (3)$$

r, φ, y – координаты по ширине, направлению скольжения и толщине смазочного и пограничного слоя.

При вычислении скоростей в области пограничного слоя МПК (рис. 3) при $R_1 \leq r \leq R_2$, $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$, $0 \leq y \leq h$ принята малость градиента давления: слагаемые правых частей уравнений (1, 2) умножены на единичную функцию δ_1 , имеющую нулевое значение в этой области. Для определения скорости V_y используется усеченное дифференциальное уравнение Навье-Стокса по координате «у»:

$$\rho \frac{\partial V_y}{\partial \tau} = 2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) \right]. \quad (4)$$

Начальное и граничные условия для уравнения (4) равны:

- начальное условие

$$\tau = 0, \quad V_y = V_{устав}(r, \varphi, y); \quad (5)$$

- при $y=0$: на поверхности диска при $0 \leq \varphi \leq \theta$ $V_y = 0$ или $V_y|_{y=0} = -\frac{\partial h}{\partial \tau}$;

- при $y=h$: на поверхности подушки при $0 \leq \varphi \leq \theta_n$ $V_y = 0$;

на условной границе пограничного слоя при $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ 2 варианта условия:

I способ: естественное условие непроницаемости на основе ортогональности вектора скорости $\vec{V} \cdot \vec{n} = 0$ к условной границе

$$V_y = \frac{\partial h}{\partial r} V_r + \frac{1}{r} \frac{\partial h}{\partial \varphi} V_\varphi; \quad (6)$$

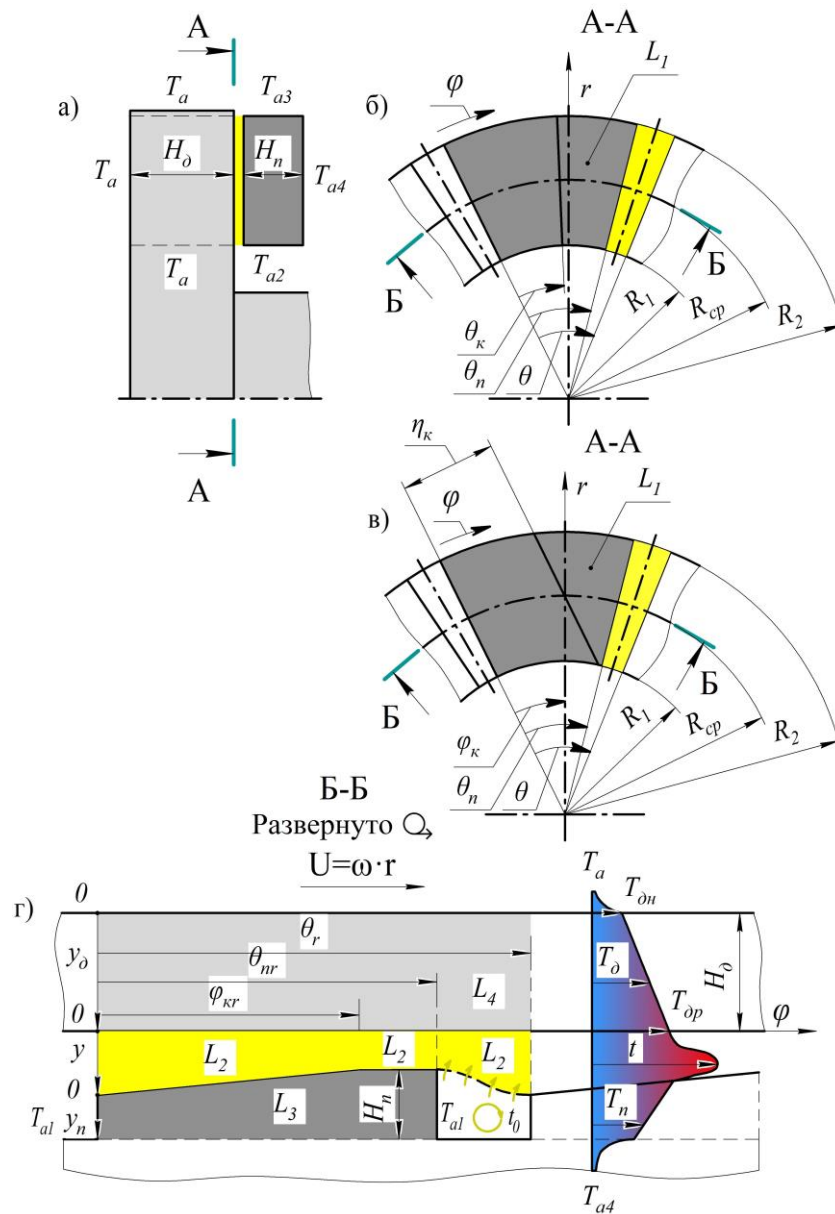


Рис. 3 – Расчетная схема одностороннего УПС:
а) сечение вдоль оси вращения ротора и упорного диска;
б) сечение по А-А для УПС с винтовой поверхностью клинового скоса;
в) сечение по А-А для УПС с параллельной МПК поверхностью;
г) развертка сечения по Б-Б

II способ: на основе уравнения неразрывности (сплошности), у которого верхний предел интегрирования при $y = h$ зафиксирован

$$V_y = -\frac{1}{\rho} \int_0^h \left[\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\rho V_\varphi) \right] dy, \quad (7)$$

где ρ – плотность смазки по толщине слоя y .

2. Дифференциальное двумерное уравнение Рейнольдса, описывающее распределение давлений на поверхности подушки в области смазочного слоя $L_1 (R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta_n, 0 \leq y \leq h)$:

$$r \frac{\partial}{\partial r} \left(r f_0 \frac{\partial p}{\partial r} - f_1 \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(f_0 \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \omega r^2 f_2 \right) + A r^2 = 0, \quad (8)$$

где $A = \frac{\partial}{\partial \tau} \int_0^h \rho dy - \rho_{y=h} \frac{\partial h}{\partial \tau}$ – нестационарный множитель; p – местное давление; $\rho|_{y=h}$ – плотность смазки на поверхности подушки.

Входящие в уравнение (8) функции f_0, f_1, f_2 имеют вид:

$$f_0 = \int_0^h \rho \left(i_1 - \frac{m_1}{m_0} i_0 \right) dy, f_1 = \int_0^h \rho \left(j - \frac{n}{m_0} i_0 \right) dy, f_2 = \int_0^h \rho \left(1 - \frac{i_0}{m_0} \right) dy. \quad (9)$$

Граничные условия при $0 \leq y \leq h$:

- на внутренней и внешней гранях давления p_{R_1} и p_{R_2} ; (10)

- на входной и выходной гранях градиент $\partial p_{\varphi=0} / \partial \varphi = 0$ или вычисляемое линейным интерполированием между p_{R_1} и p_{R_2} давления $p_{\varphi=0}$ и $p_{\varphi=\theta_n}$. (11)

3. Дифференциальное трехмерное уравнение внутренней энергии, описывающее распределение температур в области смазочного и пограничного слоев $L_2(R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta, 0 \leq y \leq h)$:

$$c_p \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho t) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (c_p \rho r V_r t) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(c_p \rho V_y t - \lambda_m \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \mu \left[\left(\frac{\partial V_\varphi}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_r}{\partial y} \right)^2 \right], \quad (12)$$

где t – местная температура смазки.

Начальное и граничные условия для уравнения (12) равны:

- начальное условие

$$\tau = 0, t = t_{cmau}(r, \varphi, y); \quad (13)$$

- по координате « r ». Для смазочного слоя при стационарном процессе граничное условие при $r = R_1, r = R_2$ не задается. При нестационарном процессе, когда смазка при $r = R_1$ и $r = R_2$ может втекать в слой при осевом перемещении диска, а также в целом для пограничного слоя МПК, граничным условием является температура смазки t_0 на подаче в упорный подшипник, $0 \leq \varphi \leq \theta_n, \theta_n \leq \varphi \leq \theta, 0 \leq y \leq h$:

$$t|_{r=R_1} = t_0, \text{ если } V_r > 0, \quad (14)$$

$$t|_{r=R_2} = t_0, \text{ если } V_r < 0; \quad (15)$$

- по координате « φ ». На границах по направлению φ ставятся периодические условия непрерывности температур и тепловых потоков конвективного теплообмена. При наличии перекоса подушек, подпятника или биения упорного диска подушки работают в различных условиях. Условие повторяется для первой и последней подушек подшипника, $0 \leq y \leq h_1, R_1 \leq r \leq R_2$:

$$t_i|_{\varphi=0} = t_{i-1}|_{\varphi=\theta}, \left(\frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{i|_{\varphi=0}} = \left(\frac{c_p \rho}{r} V_\varphi t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{i-1|_{\varphi=\theta}},$$

$$t_1|_{\varphi=0} = t_z|_{\varphi=\theta}, \left(\frac{c_p \rho}{r} V_{\varphi} t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left(\frac{c_p \rho}{r} V_{\varphi} t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}, \quad (16)$$

где i – текущая подушка, z – общее количество подушек подшипника.

В случае отсутствия перекосов и биения подушки работают при одинаковых условиях. Следовательно, можно рассматривать одну подушку с одним МПК (единый элемент периодичности), т. е. условие периодичности равно

$$t|_{\varphi=0} = t|_{\varphi=\theta}, \left(\frac{c_p \rho}{r} V_{\varphi} t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left(\frac{c_p \rho}{r} V_{\varphi} t - \frac{\lambda_m}{r^2} \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}; \quad (17)$$

• по координате « y »:

1) на поверхности упорного диска при $R_1 \leq r \leq R_2$, $0 < \varphi < \theta$, $y = 0$:

$$\frac{\partial t}{\partial y} = 0, \quad (18)$$

означающее отсутствие теплообмена смазки с диском или температура и тепловые потоки на границе раздела «смазочный и пограничный слои – упорный диск» непрерывны

$$y_{\partial} = H_{\partial}, t|_{y=0} = T_{\partial}|_{y_{\partial}=H_{\partial}}, \left(c_p \rho V_y t - \lambda_m \frac{\partial t}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} = \lambda_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial y_{\partial}} \Big|_{y_{\partial}=H_{\partial}}, \quad (19)$$

где T_{∂} – температура упорного диска, H_{∂} – толщина диска, λ_m , λ_{∂} – коэффициенты теплопроводности смазки и упорного диска;

2) на поверхности подушки при $R_1 \leq r \leq R_2$, $0 < \varphi < \theta_n$, $y = h$ температура и тепловые потоки на границе раздела «смазочный слой – подушка» непрерывны

$$y_n = 0, t|_{y=h} = T_n|_{y_n=0}, - \left(c_p \rho V_y t - \lambda_m \frac{\partial t}{\partial y} \right) \Big|_{y=h} = \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y_n} \Big|_{y_n=0}, \quad (20)$$

где T_n – температура подушки, λ_m , λ_n – коэффициенты теплопроводности смазки и подушки;

3) на условной границе пограничного слоя при $R_1 \leq r \leq R_2$, $\theta_n < \varphi < \theta$, $y = h$ (рис. 3): температура известна и равна температуре на подаче в МПК $t = t_0$ (21)

в виде условия Дирихле или теплообмен происходит лишь конвекцией

$$\frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=h} = 0. \quad (22)$$

4. Дифференциальное трехмерное уравнение теплопроводности, описывающее распределение температур в толще подушки области $L_3(R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta_n, 0 \leq y_n \leq H_n)$:

$$c_n \rho_n \frac{\partial T_n}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y_n} \left(\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y_n} \right), \quad (23)$$

где c_n , ρ_n , λ_n – коэффициент теплоемкости, плотность и коэффициент теплопроводности материала подушки.

Начальное и граничные условия для уравнения (23) равны:

• начальное условие

$$\tau=0, T_n = T_{n.cmau}(r, \varphi, y_n); \quad (24)$$

- на границе раздела «смазочный слой – подушка» (см. рис. 3) уже принята непрерывность температур и тепловых потоков по условиям (20);
- на границе области при $y_n = H_n$ ставится граничное условие третьего рода Ньютона-Рихмана

$$\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial y_n} \Big|_{y_n=H_n} = \alpha_{T_n H_n} (T_{a4} - T_n(\tau, r, \varphi, H_n)), \quad (25)$$

где $\alpha_{T_n H_n}$ – коэффициент теплоотдачи с тыльной стороны подушки, T_{a4} – температура окружающей среды с тыльной стороны подушки;

- на границе области при $\varphi = 0$ и $\varphi = \theta_n$ ставятся граничные условия третьего рода

$$\frac{\lambda_n}{r} \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=0} = -\alpha_{T_n 0} (T_{a1} - T_n(\tau, r, 0, y_n)), \quad (26)$$

$$\frac{\lambda_n}{r} \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=\theta_n} = \alpha_{T_n \theta_n} (T_{a1} - T_n(\tau, r, \theta_n, y_n)), \quad (27)$$

где $\alpha_{T_n 0}, \alpha_{T_n \theta_n}$ – коэффициенты теплоотдачи подушки при $\varphi = 0$ и $\varphi = \theta_n$, T_{a1} – температура среды межподушечного канала.

- на границе области при $r = R_1$ и $r = R_2$ ставятся граничные условия третьего рода

$$\lambda_n r \frac{\partial T_n}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = -\alpha_{T_n R_1} (T_{a2} - T_n(\tau, R_1, \varphi, y_n)), \quad (28)$$

$$\lambda_n r \frac{\partial T_n}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = \alpha_{T_n R_2} (T_{a3} - T_n(\tau, R_2, \varphi, y_n)), \quad (29)$$

где $\alpha_{T_n R_1}, \alpha_{T_n R_2}$ – коэффициенты теплоотдачи подушки при $r = R_1$ и $r = R_2$, T_{a2}, T_{a3} – температуры окружающей среды при $r = R_1$ и $r = R_2$.

5. Дифференциальное трехмерное уравнение теплопроводности, описывающее распределение температур в толще упорного диска области $L_4 (R_1 \leq r \leq R_2, 0 \leq \varphi \leq \theta, 0 \leq y_\partial \leq H_\partial)$:

$$c_\partial \rho_\partial \frac{\partial T_\partial}{\partial \tau} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_\partial \frac{\partial T_\partial}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(c_\partial \rho_\partial \frac{\omega r}{r} T_\partial - \frac{\lambda_\partial}{r^2} \frac{\partial T_\partial}{\partial \varphi} \right) - \frac{\partial}{\partial y_\partial} \left(\lambda_\partial \frac{\partial T_\partial}{\partial y_\partial} \right) = 0, \quad (30)$$

где $c_\partial, \rho_\partial, \lambda_\partial$ – коэффициент теплоемкости, плотность и коэффициент теплопроводности материала упорного диска, ω – угловая скорость вращения диска.

Начальное и граничные условия для уравнения (30) равны:

- начальное условие

$$\tau=0, T_\partial = T_{\partial.cmau}(r, \varphi, y_\partial); \quad (31)$$

- для уравнения на границе раздела «упорный диск – смазочный и пограничный слои межподушечного канала» (см. рис. 3) уже принята непрерывность температур и тепловых потоков по условиям (19);

- по координате « φ ». По направлению φ ставятся периодические условия непрерывности температур и тепловых потоков. При наличии перекоса подушек,

подпятника или биения упорного диска подушки работают в различных условиях, $0 \leq y_\partial \leq H_\partial$, $R_1 \leq r \leq R_2$:

$$\begin{aligned} T_{\partial i}|_{\varphi=0} &= T_{\partial i-1}|_{\varphi=\theta}, \left(c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left(c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}, \\ T_{n1}|_{\varphi=0} &= T_{nz}|_{\varphi=\theta}, \left(c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left(c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}, \end{aligned} \quad (32)$$

где i – порядковый номер подушки, z – общее количество подушек подшипника.

В случае отсутствия перекосов и биения:

$$T_{\partial}|_{\varphi=0} = T_{\partial}|_{\varphi=\theta}, \left(c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=0} = \left(c_{\partial} \rho_{\partial} \frac{\omega r}{r} T_{\partial} - \frac{\lambda_{\partial}}{r^2} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial \varphi} \right) \Big|_{\varphi=\theta}; \quad (33)$$

• при $y_\partial = 0$ с тыльной стороны упорного диска в случае одностороннего упорного подшипника ставится граничное условие третьего рода Ньютона-Рихмана

$$\lambda_{\partial} \frac{\partial T_{\partial}}{\partial y_{\partial}} \Big|_{y_{\partial}=0} = -\alpha_{T_{\partial}0} (T_a - T_{\partial}(\tau, r, \varphi, 0)), \quad (34)$$

где $\alpha_{T_{\partial}0}$, T_a – коэффициент теплоотдачи и температура окружающей среды с тыльной стороны диска соответственно;

• на границе области при $r = R_1$ и $r = R_2$ ставятся граничные условия третьего рода

$$\lambda_{\partial} r \frac{\partial T_{\partial}}{\partial r} \Big|_{r=R_1} = -\alpha_{T_{\partial}R_1} (T_a - T_{\partial}(\tau, R_1, \varphi, y_{\partial})), \quad (35)$$

$$\lambda_{\partial} r \frac{\partial T_{\partial}}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = \alpha_{T_{\partial}R_2} (T_a - T_{\partial}(\tau, R_2, \varphi, y_{\partial})), \quad (36)$$

где $\alpha_{T_{\partial}R_1}$, $\alpha_{T_{\partial}R_2}$ – коэффициенты теплоотдачи диска при $r = R_1$ и $r = R_2$, T_a – температуры окружающей среды при $r = R_1$ и $r = R_2$.

Обезразмеривание уравнений происходило на этапе численной реализации путем замены переменных на безразмерные с использованием матрицы Якоби и сохранением дивергентности (консервативности) формы исходных дифференциальных уравнений. При этом использовались безразмерные давление

$\bar{p} = \frac{p h_{20}^2}{\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta}$ и температура $\bar{t}, \bar{T}_{n,\partial} = \frac{c_{po} \rho_0 h_{20}^2 (t, T_{n,\partial} - t_0)}{\mu_0 \omega_* R_{cp}^2 \theta}$, критерии Рейнольдса

$Re = \frac{\rho_0 \omega_* R_{cp} h_{20}}{\mu_0}$, Пекле смазки $Pe = \frac{c_{po} \rho_0 \omega_* R_{cp} h_{20}}{\lambda_{m0}}$ и подушки и диска

$Pe_{n,\partial} = \frac{c_{n,\partial} \rho_{n,\partial} \omega_* R_{cp} H_{n,\partial}}{\lambda_{n,\partial}}$, относительная толщина смазочного слоя $\psi = h_{20}/(R_{cp} \theta)$ и

др., где h_{20}, ω_* – характерные зазор и угловая скорость. При переходе к безразмерным переменным $\bar{y} = y/(h_{20} \bar{h})$, $\bar{y}_n = y_n/H_n$, $\bar{y}_{\partial} = y_{\partial}/H_{\partial}$ и др. области упорного подшипника $L_1...L_4$ из криволинейной формы преобразуются в области $\bar{L}_1...\bar{L}_4$, имеющие прямоугольную форму.

6. Зависимости вязкости и плотности смазки от температуры

$$\bar{\mu} = \mu / \mu_0 = \exp[-\beta(t - t_0) + \beta_1(t - t_0)^2] = \exp(-\chi\bar{t} + \bar{\beta}\chi^2\bar{t}^2), \quad (37)$$

$$\bar{\rho} = \rho / \rho_0 = \exp[-\alpha_m(t - t_0)] = \exp(-\bar{\alpha}_m\bar{t}) = \exp(-\alpha_m^*\chi\bar{t}), \quad (38)$$

где $\chi = \beta\mu_0\omega R_{cp}^2\theta / (c_p\rho_0 h_{20}^2)$, $\bar{\alpha}_m = \alpha_m\mu_0\omega R_{cp}^2\theta / (c_p\rho_0 h_{20}^2)$ – безразмерные температурные коэффициенты вязкости и плотности смазки, $\alpha_m^* = \alpha_m / \beta$, $\bar{\beta} = \beta_1 / \beta^2$, β, β_1, α_m – температурные коэффициенты вязкости и плотности.

7. Уравнение перемещения упорного диска при прямой задаче

Перемещение диска от начала координат вдоль оси ротора компрессора:

$$y_{cm.d} = y_{st} + y_d, \quad (39)$$

где y_{st} – стационарная составляющая; y_d – динамическая составляющая:

- в случае мягкого помпажа

$$y_d = A \sin \Omega \tau, \quad (40)$$

где A, Ω – амплитуда и частота возмущающей силы при помпаже или

- в случае жесткого помпажа (рис. 4)

$$y_d = y_{d1} \cdot \exp[-\beta_{y1}(\tau - \tau_{d1})], \quad (41)$$

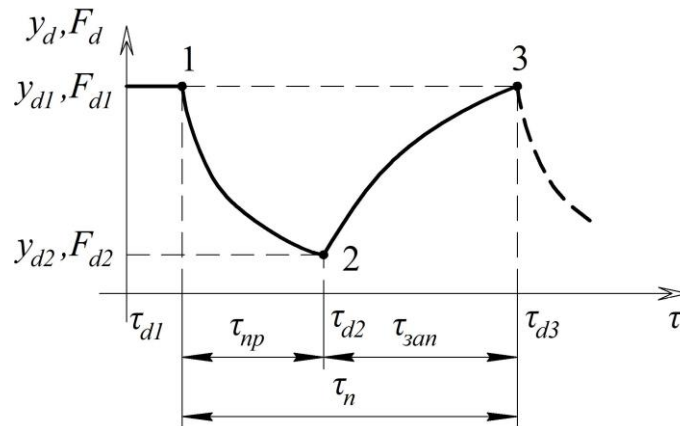


Рис. 4 – Динамические составляющие y_d, F_d при жестком помпаже ЦК:

τ_{np} – время прорыва газа из рабочего колеса в обратном направлении;

τ_{zan} – время заполнения емкости V_p ;

$\tau_n = \tau_{np} + \tau_{zan}$ – период помпажных колебаний

где β_{y1} – коэффициент перемещения диска на отрезке (1-2). Он может быть

$$\text{вычислен по формуле } \beta_{y1} = \frac{1}{\tau_{d2} - \tau_{d1}} \ln\left(\frac{y_{d1}}{y_{d2}}\right), \quad (42)$$

где τ_{d1}, y_{d1} и τ_{d2}, y_{d2} – время и положение диска вначале (до помпажа) и в конце интервала аппроксимации отрезка (1-2).

На отрезке (2-3) система уравнений перемещения диска равна:

$$\begin{aligned} \alpha_{y2} \ln(\beta_{y2}(\tau_{d2} - \tau_{d1})) &= y_{d2}, \\ \alpha_{y2} \ln(\beta_{y2}(\tau_{d3} - \tau_{d1})) &= y_{d1}, \end{aligned} \quad (43)$$

где коэффициенты

$$\alpha_{y2} = \frac{y_{d1}}{\ln(\beta_{y2}(\tau_{d3} - \tau_{d1}))}, \quad \beta_{y2} = \exp\left(\frac{y_{d2} \ln(\tau_{d3} - \tau_{d1}) - y_{d1} \ln(\tau_{d2} - \tau_{d1})}{y_{d1} - y_{d2}}\right).$$

8. Уравнение динамики ротора при обратной нелинейной задаче

Уравнение движения ротора компрессора вдоль его оси для одностороннего УПС (рис. 5):

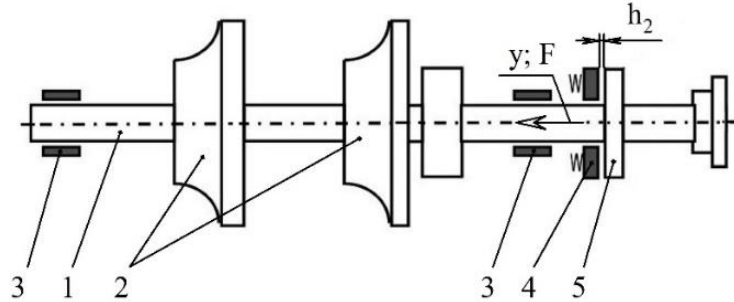


Рис. 5 – Схема роторной части ЦК:

1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3, 4 – опорные и односторонний упорный подшипники; 5 – упорный диск; h_2 – рабочий зазор; F – осевая нагрузка

$$m_p \frac{d^2 y_{см.д}}{d\tau^2} = P - F; \quad (44)$$

где m_p – масса ротора, $y_{см.д}$ – координата смещения диска вдоль оси ротора, τ – время, P – несущая способность УПС, F – внешняя осевая, например, газовая сила, действующая на ротор компрессора.

Начальное условие для уравнения (44):

$$\text{при } \tau = 0 \quad y_{см.д} = y_{см.д.стац} \text{ или задаются } y_{см.д}, \quad dy_{см.д}/d\tau = 0. \quad (45)$$

Внешняя сила может быть задана в виде

$$F = F_{st} + F_d, \quad (46)$$

где F_{st} – стационарная составляющая, т. е. статическая сила, F_d – динамическая сила:

- в случае мягкого помпажа

$$F_d = F_a \sin \Omega \tau, \quad (47)$$

где F_a , Ω – амплитуда и частота возмущающей силы при помпаже или

- в случае жесткого помпажа (рис. 4)

$$F_d = F_{d1} \cdot \exp[-\beta_{F1}(\tau - \tau_{d1})], \quad (48)$$

где β_{F1} – коэффициент изменения осевой силы на отрезке (1-2). Он может быть

$$\text{вычислен по формуле } \beta_{F1} = \frac{1}{\tau_{d2} - \tau_{d1}} \ln\left(\frac{F_{d1}}{F_{d2}}\right), \quad (49)$$

где τ_{d1}, F_{d1} и τ_{d2}, F_{d2} – время и осевая сила вначале (до помпажа) и в конце интервала аппроксимации отрезка (1-2).

На отрезке (2-3) система уравнений изменения осевой силы F равна:

$$\begin{aligned} \alpha_{F2} \ln(\beta_{F2}(\tau_{d2} - \tau_{d1})) &= F_{d2}, \\ \alpha_{F2} \ln(\beta_{F2}(\tau_{d3} - \tau_{d1})) &= F_{d1}. \end{aligned} \quad (50)$$

где коэффициенты

9. Зазор в упорном подшипнике с неподвижными подушками

The diagram illustrates a two-link mechanism. Link 1 is a vertical rod of length l , pivoted at the bottom. Link 2 is a vertical rod of length h_2 , pivoted at the top of Link 1. A spring with stiffness F_{oc} is attached to the top of Link 1 and the bottom of Link 2. The diagram shows the geometry, dimensions, and forces acting on the mechanism.

Рис. 6 – Односторонний упорный подшипник с неподвижными подушками:
1 – подпятник с подушками, 2 – упорный диск

- винтовая поверхность клинового скоса (см. рис. 3б)

$$\begin{aligned} \bar{h}_i = \frac{h_i}{h_{20}} = 1 + \bar{y}_{cm,\partial} + \varepsilon_o \left(1 - \bar{\varphi} / (\bar{\theta}_\kappa \bar{\theta}_n) \right) \delta_\kappa + \alpha_n^* \chi \frac{\Psi_n}{\psi} \int_0^1 \left[\bar{T}_{ni}(\bar{\theta}_n, \bar{y}_n) - \bar{T}_{ni}(\bar{\varphi}, \bar{y}_n) \right] d\bar{y}_n - \\ - \frac{\bar{\delta}_\partial (\sigma \bar{r} + 1)}{\sigma \lambda \psi} \cos \left[\sigma \lambda \left(\bar{\varphi} - \frac{\bar{\tau}}{Sh} \right) \right] + \frac{\gamma_{nn} R_{cp}}{h_{20}} \left[(\sigma + 1) + (\sigma \bar{r} + 1) \cos \left[\sigma \lambda (\bar{\varphi} + \bar{\theta}_{nni}) \right] \right], \quad (51) \end{aligned}$$

$$\delta_k = \begin{cases} 1, & 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_k \bar{\theta}_n, \\ 0, & \bar{\theta}_k \bar{\theta}_n < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n; \end{cases}$$

- поверхность с параллельным межподушечному каналу скосом (см. рис. 3в)

$$\begin{aligned} \bar{h}_i = \frac{h_i}{h_{20}} = 1 + \bar{y}_{cm,d} + \varepsilon_o \left[1 - \frac{(\sigma \bar{r} + 1)}{\bar{\eta}_k} \sin(\sigma \lambda \bar{\varphi}) \right] \delta_k + \alpha_n^* \chi \frac{\Psi_n}{\psi} \int_0^1 \left[\bar{T}_{ni}(\bar{\theta}_n, \bar{y}_n) - \bar{T}_{ni}(\bar{\varphi}, \bar{y}_n) \right] d\bar{y}_n - \\ - \frac{\bar{\delta}_o(\sigma \bar{r} + 1)}{\sigma \lambda \psi} \cos \left[\sigma \lambda \left(\bar{\varphi} - \frac{\bar{\tau}}{Sh} \right) \right] + \frac{\gamma_{nn} R_{cp}}{h_{20}} \left[(\sigma + 1) + (\sigma \bar{r} + 1) \cos \left[\sigma \lambda (\bar{\varphi} + \bar{\theta}_{nni}) \right] \right], \end{aligned} \quad (52)$$

$$\delta_K = \begin{cases} 1, & 0 \leq \bar{\varphi} \leq \bar{\varphi}_K, \\ 0, & \bar{\varphi}_K < \bar{\varphi} \leq \bar{\theta}_n, \text{ где } \bar{\varphi}_K = \frac{1}{\sigma\lambda} \arcsin \frac{\bar{\eta}_K}{(\sigma\bar{r} + 1)}, \end{cases}$$

где $\bar{\delta}_\delta = \delta_\delta / (2R_2)$ – безразмерный параметр перекоса диска; $\bar{y}_{см.д} = \frac{y_{см.д}}{h_{20}}$ –

безразмерная координата расположения диска; $Sh = \frac{R_{cp}\theta}{R_{cp}\omega\tau}$ – критерий Струхалия;

$\bar{\theta}_{nni} = \theta_{nni} / \theta$ – безразмерный угол при перекосе i -ой подушки; $\varepsilon_0 = \Delta h / h_{20}$ –

относительная клиновидность подушки; $\bar{\eta}_\kappa = \frac{\eta_\kappa}{R_{cp}}$ – относительная ширина

клинового скоса; $\alpha_n^* = \alpha_n / \beta$; δ_κ – единичная функция.

Координата $y_{см.д}$ определяется путем прямой подстановкой в уравнение формы зазора (прямая задача, уравнение (39)) или вычисляется на основе уравнения динамики ротора компрессора (обратная задача, уравнение (44)).

10. Условная граница пограничного слоя

Условная граница пограничного слоя в МПК при $\theta_n \leq \varphi \leq \theta$ между $(i-1)$ -ой и i -ой подушками (рис. 7) можно аппроксимировать через кубический сплайн дефекта 1, обеспечивающий плавность толщины при переходе через узловые точки I при $\varphi = \theta_n$ и II при $\varphi = \theta$:

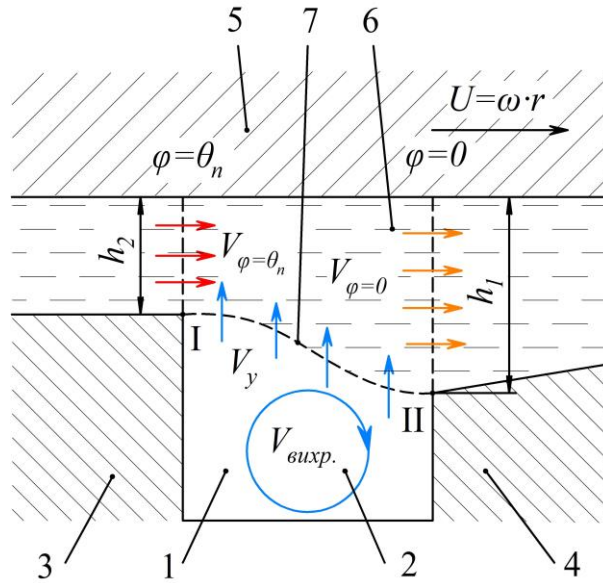


Рис. 7 – К определению условной границы пограничного слоя:

1 – межподушечный канал; 2 – вращающийся вихрь ядра потока МПК;

3 – $(i-1)$ -ая предыдущая подушка; 4 – i -ая последующая подушка;

5 – упорный диск; 6 – пограничный слой; 7 – условная граница

$$S_i(x) = a_i + b_i(x - x_i) + c_i(x - x_i)^2 + d_i(x - x_i)^3, \quad i = 1, 2, \quad (53)$$

где $a_1 = h_2 = h_n$,

$$b_1 = \frac{\varepsilon_2 - h_n}{\varepsilon_2 - \theta_n} - \frac{\varepsilon_2 - \theta_n}{3}(c_2 + 2c_1),$$

$$d_1 = \frac{c_2 - c_1}{3(\varepsilon_2 - \theta_n)},$$

$a_2 = h_1 = h_0$,

$$b_2 = \frac{h_0 - \varepsilon_2}{\theta - \varepsilon_2} - \frac{\theta - \varepsilon_2}{3}(c_3 + 2c_2), \quad (54)$$

$$d_2 = \frac{c_3 - c_2}{3(\theta - \varepsilon_2)},$$

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – параметры вогнутости и выпуклости. Параметры c_i определяются путем решения следующих уравнений:

$$\begin{aligned} -\frac{2(\varepsilon_1 - \theta_n)}{3}c_1 - \frac{\varepsilon_1 - \theta_n}{3}c_2 &= h'(\theta_n) - \frac{\varepsilon_2 - h_n}{\varepsilon_1 - \theta_n}, \\ \frac{\varepsilon_1 - \theta_n}{3}c_1 - \frac{\theta - \theta_n}{3}c_2 + \frac{\theta - \varepsilon_1}{3}c_3 &= \frac{h_0 - \varepsilon_2}{\theta - \varepsilon_1} - \frac{\varepsilon_2 - h_n}{\varepsilon_1 - \theta_n}, \\ \frac{\theta - \varepsilon_1}{3}c_2 - \frac{2(\theta - \varepsilon_1)}{3}c_3 &= h'(\theta) - \frac{h_0 - \varepsilon_2}{\theta - \varepsilon_1}. \end{aligned} \quad (55)$$

11. Уравнение изменения угловой скорости упорного диска

При пуске, переходе с одного режима на другой и остановке компрессора величина угловой скорости ω зависит от времени как параметр (рис. 8), который заранее задается и не зависит от работы подшипника. Математически это можно описать уравнениями:

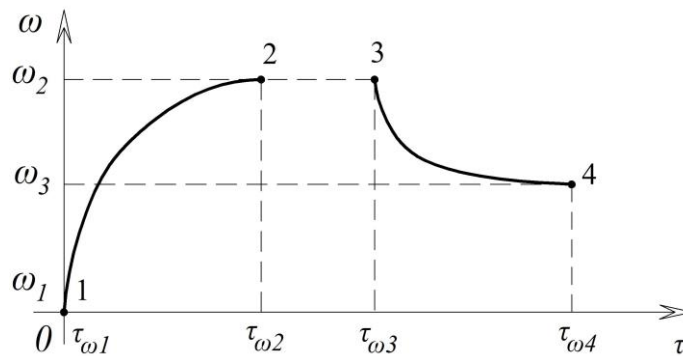


Рис. 8 – Изменение угловой скорости вращения упорного диска ω на нестационарном режиме работы компрессора

- на отрезке времени (1-2) возрастания угловой скорости

$$\omega = \omega_1 \cdot \frac{\ln[\beta_{\omega 1}(\tau - \tau_0)]}{\ln[\beta_{\omega 1}(\tau_1 - \tau_0)]}, \tau \in [\tau_{\omega 1}, \tau_{\omega 2}] \quad (56)$$

- на отрезке времени (3-4) убывания угловой скорости

$$\omega = \omega_3 \cdot \exp[-\beta_{\omega 2}(\tau - \tau_{\omega 3})], \tau \in [\tau_{\omega 3}, \tau_{\omega 4}], \quad (57)$$

где $\beta_{\omega 1}, \beta_{\omega 2}$ – коэффициенты изменения угловой скорости диска на соответствующих отрезках времени (1-2), (3-4). Они могут быть вычислены по формулам: $\tau_0 = \text{const}$,

$$\beta_{\omega 1} = \frac{\omega_2 \ln[\beta_{\omega 1}(\tau_{\omega 2} - \tau_0)] - \omega_1 \ln[\beta_{\omega 1}(\tau_1 - \tau_0)]}{\omega_2 - \omega_1}, \quad (58)$$

$$\beta_{\omega 2} = \frac{1}{\tau_{\omega 4} - \tau_{\omega 3}} \ln\left(\frac{\omega_3}{\omega_4}\right), \quad (59)$$

где $\tau_{\omega 1}, \omega_1$ и $\tau_{\omega 2}, \omega_2, \tau_{\omega 3}, \omega_3$ и $\tau_{\omega 4}, \omega_4$ – время и изменение угловой скорости при изменении режима работы компрессора.

В главе 4 приведены принятые допущения ПТУГД модели: исследуется упорный подшипник с неподвижными подушками без учета перекосов подушек и упорного диска: $\gamma_{nn} = 0, \delta_d = 0$ (см. рис. 6), т. е. рассматривается один смазочный слой подушки и пограничный слой МПК как единый элемент периодичности.

Представлены массовые и тепловые балансы потоков смазочного и пограничного слоев, построенные на основе уравнений Рейнольдса, энергии и неразрывности, что повышает достоверность результатов численных расчетов. Осуществляется численная реализация разработанной ПТУГД модели в безразмерном виде: выбираются сеточные области для математической модели, аппроксимируются дифференциальные уравнения Рейнольдса, энергии и теплопроводности их сеточными аналогами, рассматриваются методы их решения, проводится идентификация параметров вязкости и плотности, приводится описание алгоритма решения задачи в целом. Основу вычислительного алгоритма составляет согласованное применение методов конечных элементов (МКЭ), сумматорных тождеств и оригинального предельного разрывного метода Петрова-Галеркина. На основе полученного решения вычисляются основные интегральные характеристики подшипника. Результаты численной реализации оформлены в виде программы «Sm2px3Tht – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи» для персонального компьютера (свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2020615227 от 19.05.2020 г.).

Несущая способность упорного подшипника определяется путем интегрирования полей давления смазочного слоя

$$P = zP_n = z \frac{\mu_0 \omega_* R_{cp}^3 \theta^2 (R_2 - R_1)}{h_{20}^2} \bar{P}_n, \quad (60)$$

где z – общее количество подушек подшипника, $\bar{P}_n = \frac{1}{2} \int_0^{\bar{\theta}_n} \int_{-1}^1 \bar{p}(\sigma \bar{r} + 1) d\bar{r} d\bar{\varphi}$,

$\bar{p}$ – распределение давлений в смазочном слое подушки.

Гидродинамические потери мощности на трение упорного подшипника определяются через диссипативную составляющую уравнения энергии (12):

$$N = zN_i = z \frac{\mu_0 \omega^2 R_{cp}^3 \theta (R_2 - R_1)}{h_{20}} \bar{N}_i, \quad (61)$$

где $\bar{N}_i = \frac{1}{2} \int_0^1 \int_{-1}^1 \left(\int_0^1 \bar{D} \bar{h} d\bar{y} \right) (\sigma \bar{r} + 1) d\bar{r} d\bar{\varphi}$ – потери мощности элемента периодичности,

$\bar{D} = \frac{\bar{\mu}}{\bar{h}^2} \left[\left(\frac{\partial \bar{V}_\varphi}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_r}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right]$ – безразмерная диссипативная составляющая.

В главе 5 приводится численный анализ термоупругогидродинамических характеристик УПС с неподвижными подушками на нестационарных режимах работы ЦК и ВК при постановке прямой динамической задачи. Недостатком компрессоров динамического действия является склонность к возникновению недопустимых режимов работы, при которых происходит потеря глобальной устойчивости течения газа в системе «компрессор-сеть».

При гармоническом перемещении упорного диска в режиме *мягкого помпажа* ЦК (см. уравнение (40)) происходит циклическое изменение несущей способности: при уменьшении зазора h_2 несущая способность P увеличивается, при увеличе-

нии – возрастает (рис. 9а). Рабочий режим устанавливается на 2-ом периоде. Наблюдается существенное запаздывание изменения несущей способности во времени при максимальном зазоре, и также образуется остроконечный пик максимума P при минимальном. В рассматриваемом интервале изменения частоты при частоте $\nu=1\ldots 10$ Гц (или $\Omega=6,28\ldots 62,83$ рад/с) характеристики УПС остаются неизменными. Увеличение амплитуды гармонического перемещения в два раза при неизменном статическом зазоре $h_2=90$ мкм с $A=22,5$ мкм до 45 мкм приводит к нелинейному повышению пика максимальной P ; увеличение частоты вращения в два раза с $n=5000$ мин⁻¹ до 10000 мин⁻¹ приводит к возрастанию P при амплитуде $A=22,5$ мкм на 6,8 %, а при амплитуде $A=45$ мкм – на 17,5 %. Уменьшение величины статического зазора с $h_2=90$ мкм до 50 мкм приводит к значительным скачкам изменения P . На несущую способность упорного подшипника существенное влияние оказывает характер изменения скорости перемещения упорного диска (рис. 9б): чем более ломаную кривую имеет скорость V_h , тем большие пики изменения имеет величина P , независимо от частоты вращения диска n .

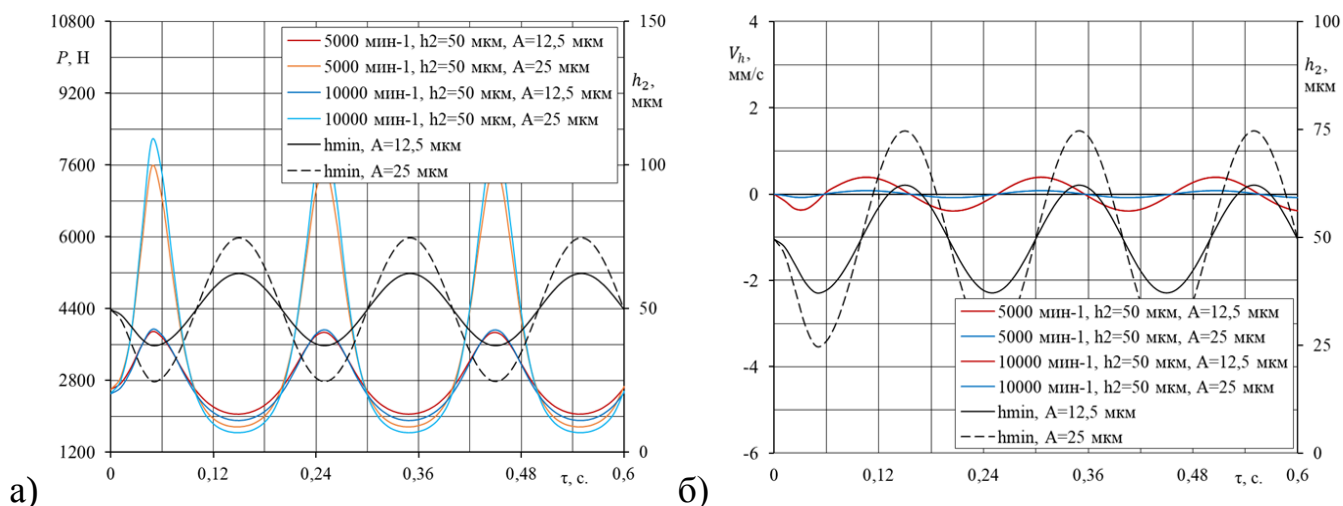


Рис. 9 – Изменение несущей способности (а) и скорости V_h (б) при гармоническом перемещении упорного диска, зазор $h_2=50$ мкм, $\Omega=31,42$ рад/с

Температурный режим работы УПС при перемещении диска при первых периодах из-за скоротечности процесса и инерционности распространения теплоты $\dot{q}$ практически не изменяется. Локальное максимальное гидродинамическое давление $p_{\max}$ качественно соответствует изменению несущей способности. Потери мощности на трение N изменяются в противофазе относительно кривой зазора при перемещении диска. Это относится и к режиму жесткого помпажа.

Увеличение частоты вращения n в режиме жесткого помпажа ЦК (см. уравнения (41, 43)) приводит к значительно большему возрастанию несущей способности в сравнении с гармоническим изменением: с $n=5000$ мин⁻¹ до 10000 мин⁻¹ при $h_2=90$ мкм приводит к возрастанию на 49 % (рис. 10). При этом уменьшение величины статического зазора с $h_2=90$ мкм до 50 мкм приводит в целом к значительно большим скачкам изменения P : при частоте вращения $n=5000$ мин⁻¹ на 100,7 %, а при частоте $n=10000$ мин⁻¹ на 86,7 %, что примерно соответствует гармоническому изменению. Следовательно, увеличение частоты n при помпаже оказывает большее влияние на пиковые значения несущей

способности упорного подшипника, но с увеличением частоты n влияние статического зазора h_2 на колебания несущей способности уменьшается.

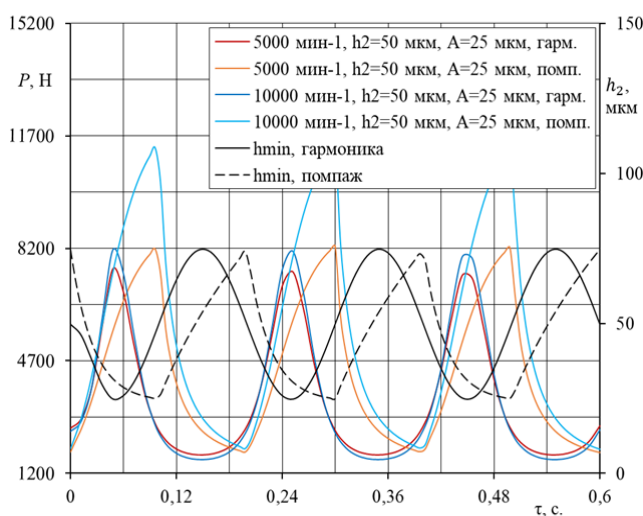


Рис. 10 – Изменение несущей способности в режиме помпажа ЦК, $\Omega=31,42 \text{ рад/с}$, $h_2=50 \text{ мкм}$, $A=25 \text{ мкм}$

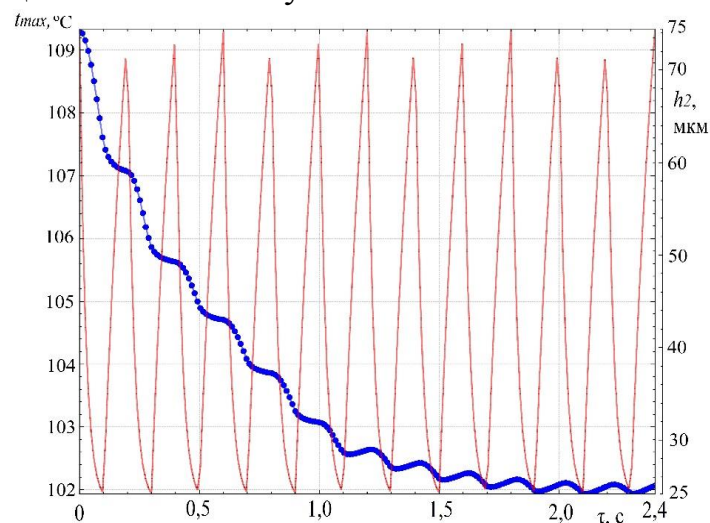


Рис. 11 – Изменение температуры $t_{\max}$ в режиме помпажа ЦК, $n=10000 \text{ мин}^{-1}$, $h_2=50 \text{ мкм}$, $A=25 \text{ мкм}$, $\nu=5 \text{ Гц}$

При повышении количества периодов перемещения диска в режиме жесткого помпажа ЦК до 12 (рис. 11) происходит заметное уменьшение температуры смазки $t_{\max}$ аналогично экспериментальным исследованиям Сережкиной Л. П. и Зарецкого Е. И.: после 9-го периода при $\tau \geq 1,8 \text{ с}$. тепловой режим работы устанавливается, и кривая температуры выравнивается.

При пуске ЦК или ВК на начальном этапе при $\tau=0 \dots 4 \text{ с}$. для всех кривых несущей способности P при зазорах $h_2=25 \text{ мкм}$ и 50 мкм происходит резкое возрастание (скачок) несущей способности (рис. 12а): чем больше скорость роста угловой скорости ω , тем выше скачок. Это, скорее всего, связано с низкими тепловыделениями и повышенной вязкостью смазки с температурой $t \approx t_0$ при первых секундах пуска. По мере увеличения частоты вращения n и расхода кинетической энергии вращения упорного диска на преодоление потерь на трение общий температурный уровень смазки непрерывно повышается: чем меньше величина зазора h_2 и больше величина угловой скорости диска ω (выше угловое ускорение ε), тем более крутой становится кривая увеличения температуры $t_{\max}$ (рис. 12б). Все кривые максимальной температуры при разных зазорах продолжают расти, и процесс теплового установления завершится после окончания разгона ротора компрессора. При пуске происходит линейное возрастание максимальной температуры диска $T_{d \max}$, а потери мощности N также совершают скачок, в том числе за счет увеличения скоростей V_r и V_ϕ по высоте зазора и низких тепловыделений в слое.

При остановке ротора компрессора плавное снижение угловой скорости ω по экспоненте без подвода энергии от вращающегося упорного диска приводит к равномерному падению несущей способности P (рис. 13а): кривые сходятся в единую точку, соответствующую состоянию покоя ротора (при расчетах принято $n=10 \text{ мин}^{-1}$). Тепловые процессы в подшипнике при снижении n и остановке

компрессора постепенно теряют свою интенсивность, но не заканчиваются окончательно с выбегом ротора. Максимальная температура $t_{\max}$ при снижении n при уменьшенном зазоре $h_2=25$ мкм и $\tau \approx 40$ с. имеет некоторый перегиб, после которого уменьшение максимума происходит более медленно (рис. 13б). Снижения максимальной температуры диска $T_{d\max}$ происходит более медленно за счет отдачи теплоты смазке.

Переход с одной частоты вращения ротора на другую отличается от режимов пуска и останова только величинами угловой скорости ω окончания разгона ротора или остановки, и дальнейшим выходом компрессора на установившийся режим.

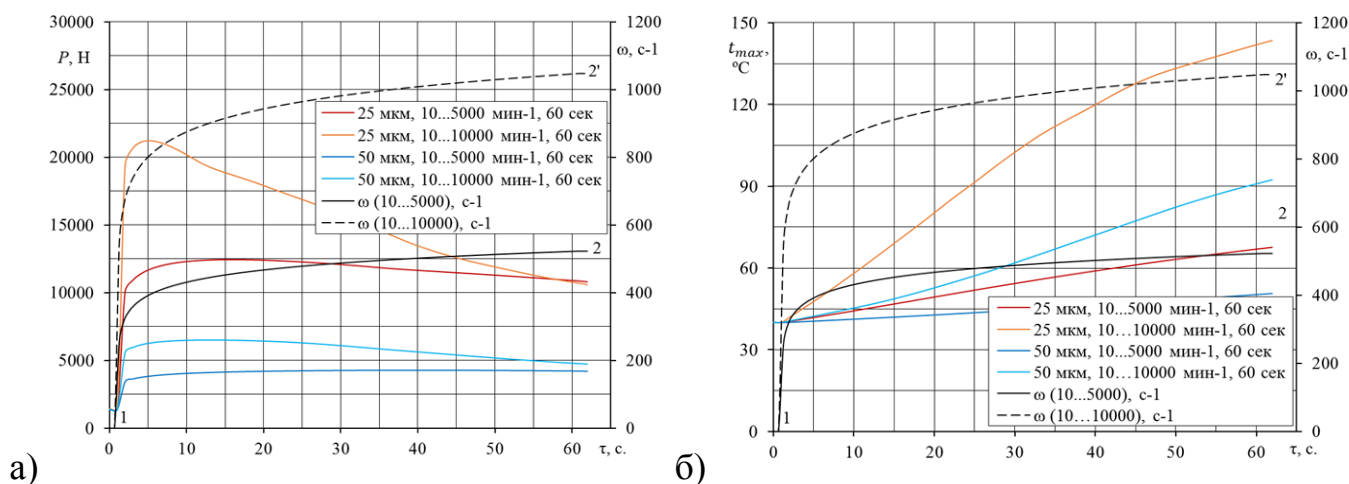


Рис. 12 – Изменение несущей способности (а) и максимальной температуры $t_{\max}$ (б) при пуске компрессора

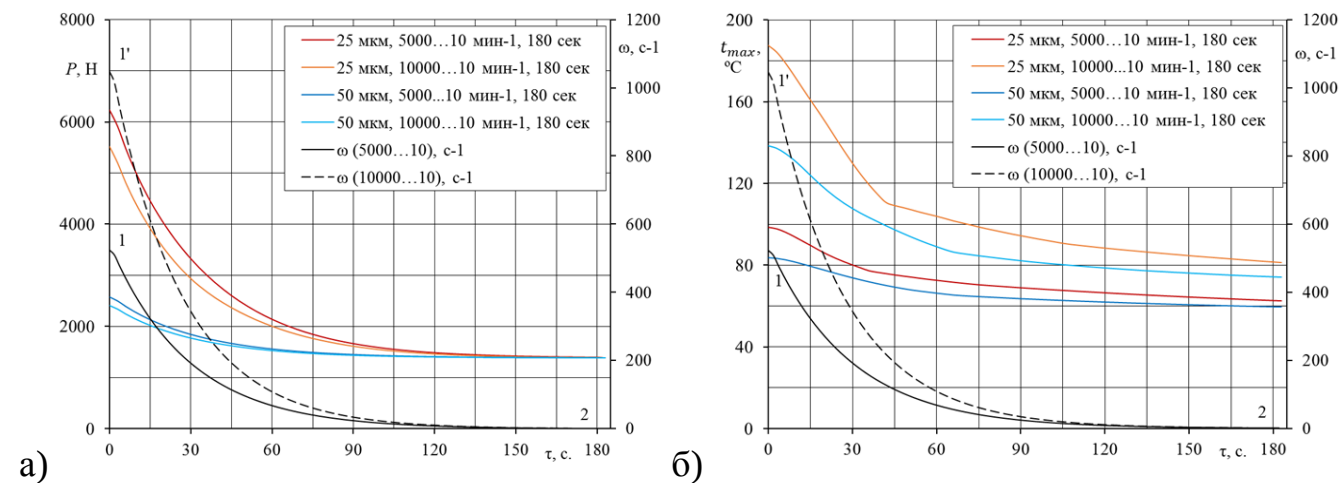


Рис. 13 – Изменение несущей способности (а) и максимальной температуры $t_{\max}$ (б) при остановке компрессора

При резком снижении частоты вращения ротора ЦК и сохранении газовой системы под давлением нагнетания (противодавлением) может возникнуть режим выбега ротора при одновременном помпаже (рис. 14). В начальный момент времени значения пиков и осредненной величины несущей способности совпадают с периодическим изменением P при полном циклическом изменении и тех же параметрах помпажа. При дальнейшем плавном понижении угловой скорости ω пиковые и осредненные значения P начинают снижаться также по экспоненте: особенно это сказывается на максимальном значении P при минимальном пике

высоты зазора h_2 . В процессе длительного выбега ротора возможно возникновение циклического разрежения на рабочей поверхности подушки.

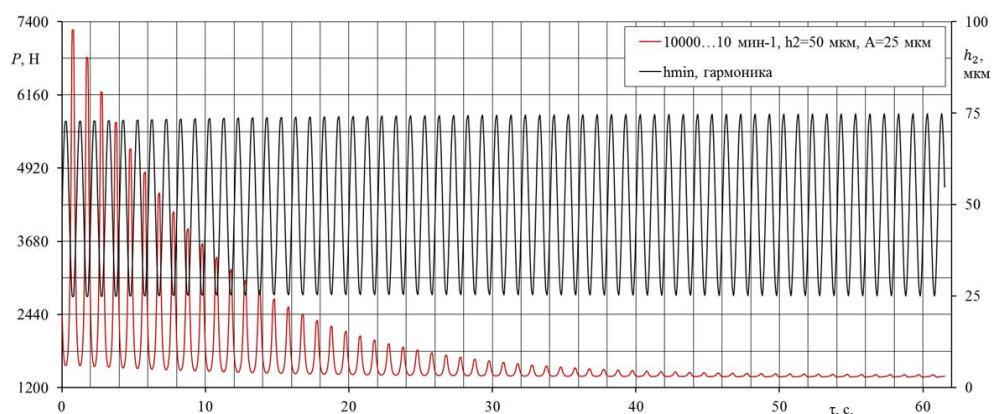


Рис. 14 – Изменение несущей способности при остановке и одновременном мягком помпаже ЦК, частота $\nu=1$ Гц (циклическая частота $\Omega=6,28$ рад/с), время выбега 60 с.

Помимо максимальной температуры $t_{\max}$ и минимальной толщины $h_{\min}$ смазочного слоя введен дополнительный ограничивающий работу подшипника скольжения параметр: функция уязвимости

$$\Delta\sigma(r, \varphi, \tau) = \sigma_{-0,2}(T, N_u) - p(r, \varphi, \tau), \quad (62)$$

где $\sigma_{-0,2}(T, N_u)$ – напряжение предела текучести материала рабочей поверхности подшипника в зависимости от температуры и количества циклов нагружения N_u . Распределение температур на рабочей поверхности подушек $T(r, \varphi, y=1, \tau), N_u$ определяет напряжение $\sigma_{-0,2}(T, N_u)$. Это напряжение путем вычитания распределения давлений в смазочном слое $p(r, \varphi, \tau)$ определяет разность $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$ (рис. 15). При работе УПС должно выполняться условие: $p(r, \varphi, \tau) < \sigma_{-0,2}(T, N_u)$.

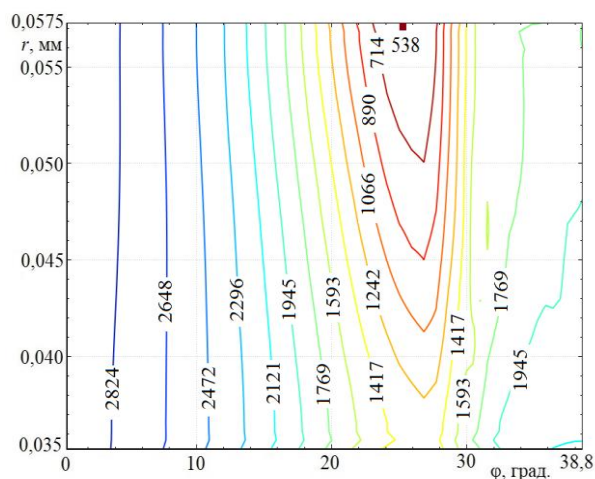


Рис. 15 – Изолинии функции уязвимости $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$ в МПа на рабочей поверхности подушки

Близость расположения областей максимальных давления и температуры на рабочей поверхности подушки приводит к минимальному значению функции $\min \Delta\sigma(r, \varphi, \tau)$ и, соответственно, запаса надежности работы подшипника. Это позволяет с помощью программы Sm2px3Tхт уже на стадии расчета и проектирования определить наиболее уязвимую локальную область рабочей поверхности подушки и в целом упорного подшипника при нестационарных и установившихся режимах работы ЦК и ВК.

Для исследуемого УПС с неподвижными подушками при перемещении упорного диска по времени τ при расчетах по программе Sm2px3Tхт сохраняется большая разница в порядке чисел между величинами предела и давления,

независимо от профилирования: $\sigma_{-0,2} \gg p$, а изолинии предела $\sigma_{-0,2}$ повторяют изотермы рабочей поверхности подушки (см. рис. 15). Это объясняется разным локальным расположением областей максимальных температур и давлений смазки на рабочей поверхности именно для искривленной в плане подушки упорного подшипника.

В главе 6 приводится численный анализ термоупругогидродинамических характеристик УПС с неподвижными подушками на установившихся режимах работы компрессорных машин. Для большинства расчетов выбрано количество узлов сетки $N_r=51$, $N_\varphi=71$, $N_y=51$ (или 31), $N_{уп}=9$, $N_{уд}=9$ по соответствующим направлениям координат разных областей. Показано, что при увеличении граничного давления $\bar{p}_{R1} = \bar{p}_{R2}$ заметно возрастает по линейному закону только несущая способность за счет повышения гидростатической составляющей рабочего давления. Геометрический поворот направления постоянной глубины клинового скоса от радиального направления винтовой поверхности подушки подшипника (рис. 16а) к направлению, параллельному входной кромке подушки с параллельным МПК скосом (рис. 16б), поворачивает поле распределения давления $\bar{p}$ по несущей поверхности подушки (главные оси распределения) во внутреннюю область подшипника.

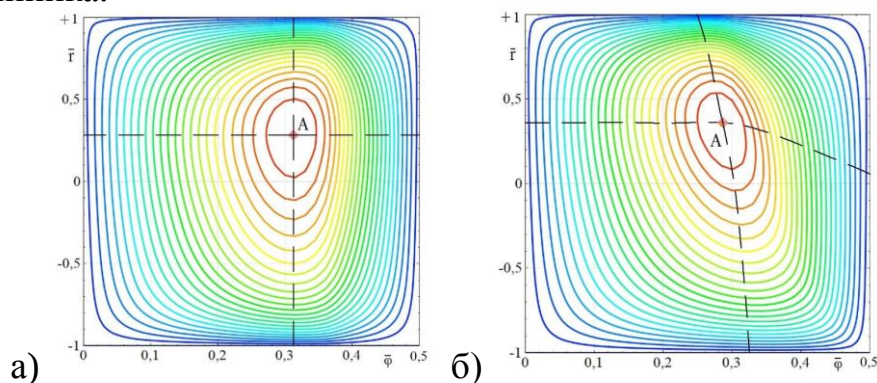


Рис. 16 – Изобары несущей поверхности подушки: с винтовой поверхностью клинового скоса (а) и с параллельным МПК скосом (б)

Для упорного диска характерно преобладающее влияние конвективного теплообмена за счет вращения (координата $\bar{\varphi}$) по сравнению с кондуктивным теплообменом со смазочным и пограничным слоями в поперечном направлении (координата $\bar{y}_\partial$). Это приводит к постоянной осредненной температуре диска в окружном направлении, предсказанной Подольским М. Е. Его термическое сопротивление $H_\partial / \lambda_\partial$ с увеличением относительной толщины Ψ_∂ оказывает заметное влияние на характеристики и в целом на тепловой режим работы УПС.

Традиционно для упорного подшипника значительное влияние на характеристики оказывает изменение вязкости смазки в зависимости от температуры, выраженное обобщенным рабочим параметром χ . В отличие от версии программы Sm2px2T версия Sm2px3Tхт за счет постановки трехмерной тепловой задачи учитывает значительно меньшие значения параметра $\chi \leq 0,5$, в общем соответствующие характеристикам реальных компрессорных масел. Более густая смазка с уменьшением параметра χ из-за повышенного трения приводит к увеличенным значениям коэффициента потерь мощности $\bar{N}$, который после перестройки течения смазки от плоскопараллельного профиля к плоскоклиновому в

целом несущественно зависит от значений ε_0 и $\bar{\theta}_n$.

При увеличении относительной клиновидности ε_0 коэффициент несущей способности $\bar{P}$ непрерывно возрастает за счет увеличения поступающей свежей смазки с пониженной вязкостью из МПК (рис. 17а). С возрастанием угла охвата подушки $\bar{\theta}_n$ увеличивается рабочая площадь подушек упорного подшипника, что приводит к линейному возрастанию несущей способности, не смотря на уменьшение угла охвата МПК ($1 - \bar{\theta}_n$) и снижение площади подачи свежей смазки (рис. 17б). Процесс расчета при больших значениях параметров прерывается из-за повышенного нагрева (рис. 18а). Наиболее заметно увеличение коэффициента $\bar{P}$ происходит при $\chi=0$ (изовязкая жидкость) из-за отсутствия тепловыделений в смазке. При увеличении ε_0 безразмерная максимальная температура диска $\bar{T}_{dp}$ монотонно понижается из-за возрастания поступления свежей смазки из МПК и глубины проникновения в пограничный слой (рис. 18б).

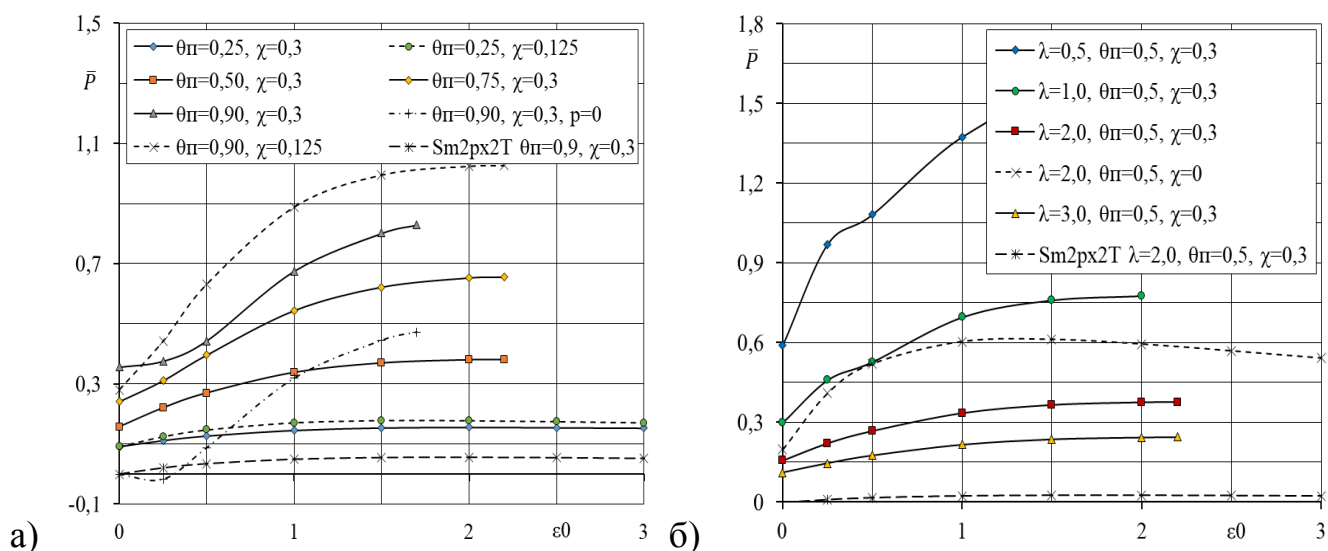


Рис. 17 – Зависимости коэффициента несущей способности $\bar{P}$ при разных параметрах $\bar{\theta}_n$ (а) и λ (б) от относительной клиновидности ε_0

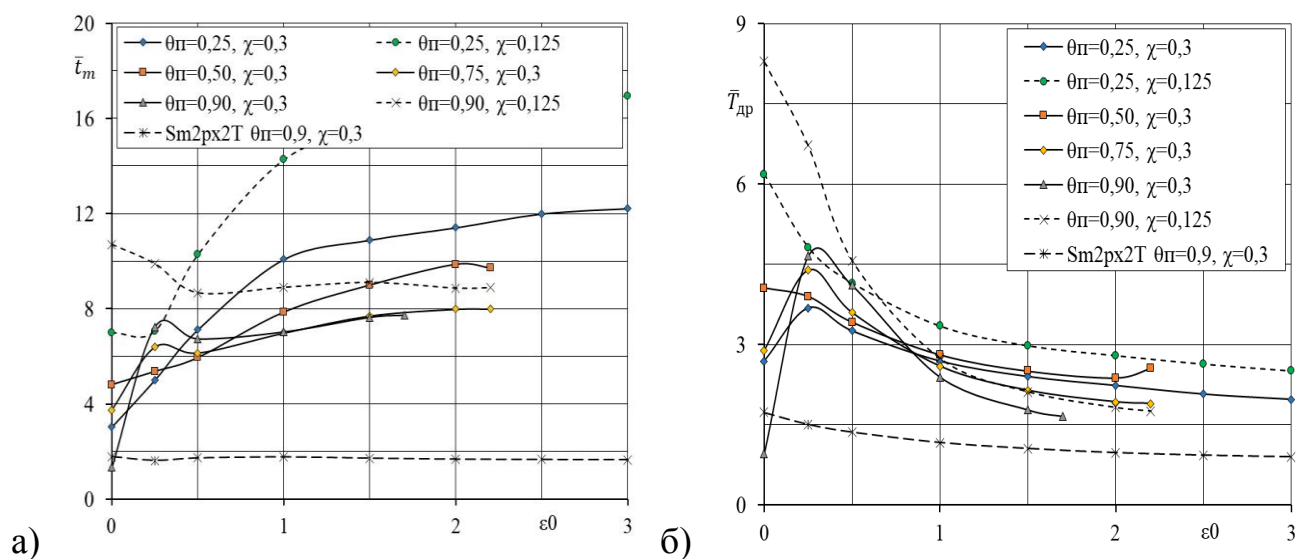


Рис. 18 – Зависимости максимальных температур $\bar{t}_m$ (а) и $\bar{T}_{dp}$ (б) при разных параметрах $\bar{\theta}_n$ и χ от относительной клиновидности ε_0

В главе 7 приводится численный анализ теплового состояния элементов УПС с неподвижными подушками на установившихся режимах работы компрессорных машин. Показано, что при диссипации механической энергии и превращении ее в тепловую повышается общий температурный уровень подшипника по направлению течения смазки. Область нагретой смазки формируется вблизи поверхности подушки из-за ограниченной локальной конвекции, где находится максимум температуры t_{max} (рис. 19, точка А). Максимум температуры не достигает выходной границы подушки в виду теплообмена с внешней средой МПК, смещен к внешней кромке подушки при $r = R_2$ и находится на расстоянии примерно 20...30 % от выходной при $\varphi = \theta_n$ (рис. 20а, точка В). Это оправдывает измерение контрольной температуры подушки при работе компрессора в точке 75/75 (API-670, 4-е издание).

Выделяющаяся в смазочном и пограничном слоях теплота отводится самой смазкой за счет конвекции в окружном и радиальном за счет боковых утечек направлениях; часть этого тепла отводится посредством теплопроводности при контакте с поверхностями подушки и диска. Влияние кондуктивного теплообмена наиболее явно проявляется при возрастании частоты вращения, а его доля относительно теплообмена за счет конвекции изменяется незначительно при изменении высоты зазора h_2 (сохраняется 18 %).

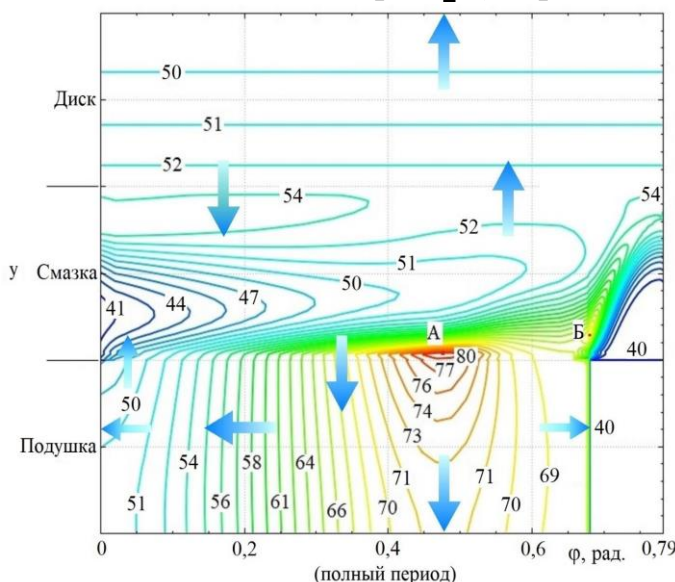


Рис. 19 – Изотермы на среднем сечении элементов УПС:
 $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$, $h_{20} = 50 \text{ мкм}$,
 масло ISO VG 32

На рабочей поверхности вращающегося упорного диска формируется осредненная постоянная температура по направлению вращения. Это продиктовано быстротечностью процессов теплообмена между диском и разными по величине температуры участками смазки. Таким образом, упорный диск выполняет в процессе работы подшипника важную функцию *теплового аккумулятора*, перераспределяя потоки тепла между разными участками в угловом направлении. Некоторый максимум T_{dmax} формируется вблизи внешней кромки подушки из-за влияния роста окружной скорости диска в радиальном направлении (рис. 20б, точка Г).

На температурный режим работы упорного подшипника существенное влияние также оказывает класс вязкости подаваемого масла по ISO 3448: рассмотрены ISO VG 32 и VG 46. Увеличение окружной скорости диска и уменьшение высоты зазора приводит к существенному возрастанию гидродинамических потерь мощности на трение в подшипнике: при $h_2 = 50 \text{ мкм}$ и $V = 48,43 \text{ м/с}$ потери мощности более густого масла вязкости ISO VG 46 выше потерь масла вязкости ISO VG 32 на 8,2 %, что можно объяснить увеличенным коэффициентом вязкости μ поступаемого масла и увеличенными потерями на сдвиг. Масло класса вязкости ISO VG 46, например, Кп-8с по ТУ 38.1011296-90,

рекомендуется использовать при малых частотах вращения ротора центробежного или винтового компрессора. С повышением окружных скоростей и потребляемой энергии следует использовать масло класса вязкости ISO VG 32, например, Тп-22С марки 1 по ТУ 38.101821-2013 или Тп-22Б по ТУ 38.40158-48-92.

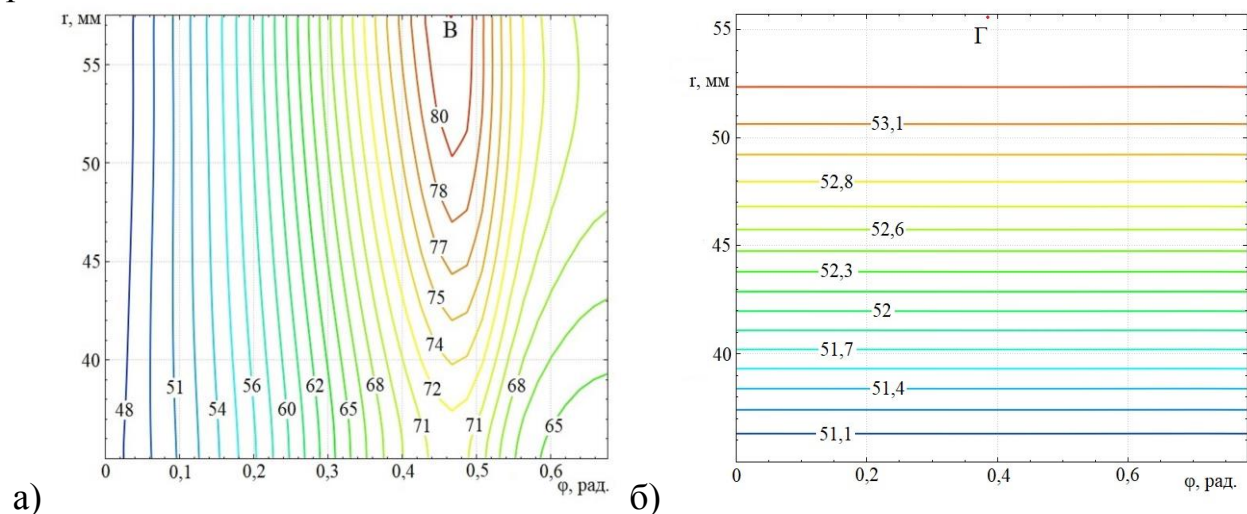


Рис. 20 – Изотермы на рабочей поверхности подушки (а) и упорного диска (б):
 $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$, $h_{20} = 50 \text{ мкм}$, масло ISO VG 32

Потери мощности N непрерывно уменьшаются с увеличением температуры подачи свежей смазки t_0 по причине разжижения смазки и снижения диссипации (рис. 21а). Несущая способность P с увеличением температуры t_0 при малых

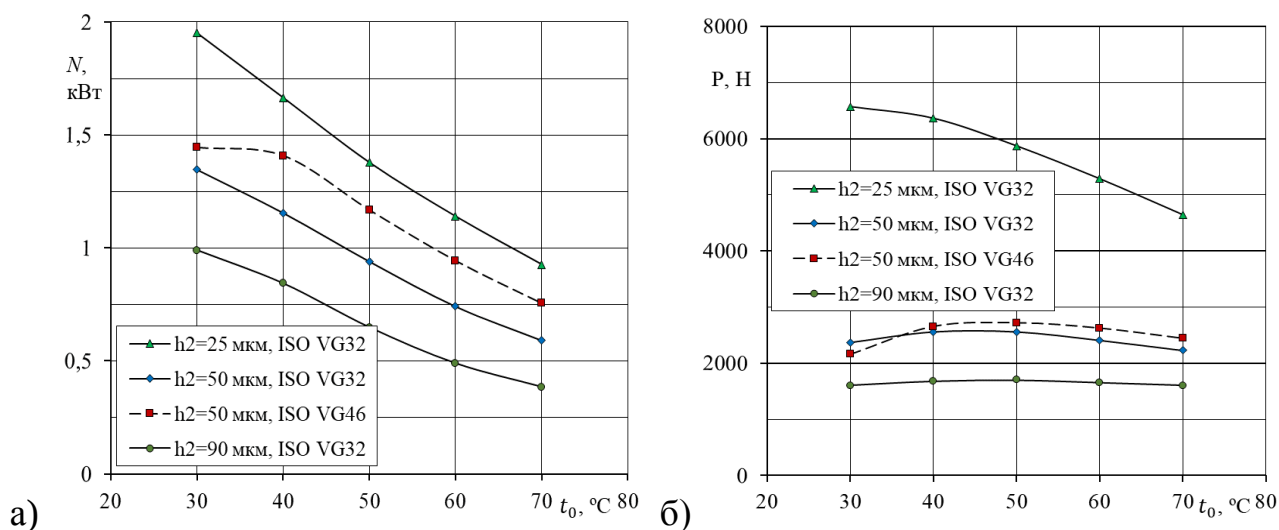


Рис. 21 – Изменение потерь мощности (а) и несущей способности (б) в зависимости от температуры подачи t_0 при разных h_2 и классе вязкости

зазорах h_2 снижается, однако при более высоких зазорах это изменение становится несущественным независимо от класса вязкости (рис. 21б). Сделан вывод о приемлемом интервале температуры подачи $t_0 = 35 \dots 45 \text{ °C}$: не смотря на повышенные потери мощности, остаются относительно невысокими максимальные температуры смазки, подушки, упорного диска и общее распределение температур смазки в подшипнике и, как следствие, повышенная несущая способность.

Глава 8 посвящена проверке адекватности ПТУГД модели путем сравнения с результатами расчета по инженерной методике, иностранной программы (США),

предыдущей версии Sm2px2T и результатами физических экспериментов на стенде.

Результаты сравнительных расчетов показали (рис. 22), что наиболее полноценно изменение режима работы УПС при изменении частоты вращения и высоты зазора учитывает программа Sm2px3Tхт с граничным условием (7) втекания охлажденной смазки с температурой $t = t_0$ для уравнения движения жидкости (4) через условную границу. В этом случае результаты расчета более приближены к инженерной методике расчета по монографии Хадиева М. Б. и Хамидуллина И. В., преимущественно применяемой в практике расчета и проектирования подшипников скольжения.

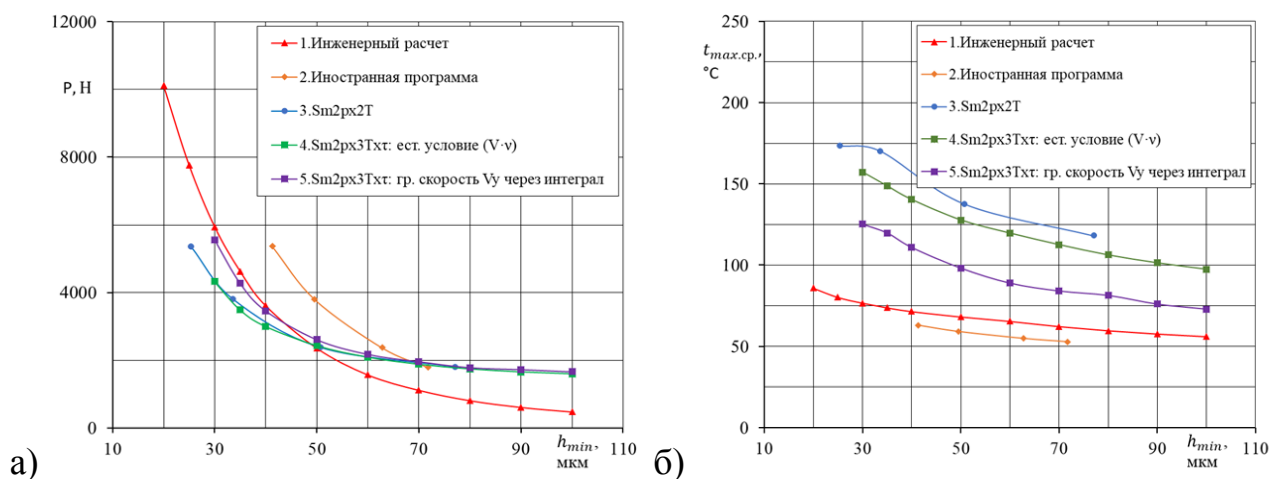


Рис. 22 – Расчет несущей способности (а) и максимальной температуры в среднем сечении (б) УПС разными программами, $n=10000 \text{ мин}^{-1}$

Экспериментальный стенд представляет собой одноступенчатый ЦК мультипликаторного типа, предназначенный для сжатия воздуха и расположенный на кафедре «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ». Приводом стенда являлся электродвигатель переменного тока мощностью 75 кВт. Частота вращения быстроходного ротора 1 (рис. 23) компрессора имела возможность изменяться с помощью частотного преобразователя в интервале $7579 \dots 25263 \text{ мин}^{-1}$. Частота измерялась непосредственно на торцевой поверхности ротора 1 через интегральный таходатчик Холла марки А3144Е и частотомер марки Agilent HP 53131А. Быстроходный ротор 1 опирается на два опорных 2 и один экспериментальный двусторонний упорный подшипник скольжения. Крутящий момент к вал-шестерне ротора 1 подводится через эвольвентное прямозубое зацепление 3 зубчатого колеса тихоходного ротора 4 с передаточным отношением $i=8,4209$. Малорасходное рабочее колесо 5 и упорный диск 6 располагаются на противоположных консолях ротора 1.

Смазка в корпус УПС по трубопроводу 7 подавалась от периферии к центру для исключения разрежения от вращения диска и вспенивания масла. Использовалось масло Тп-22С (ISO VG 32). Регулирование расхода смазки производилось с помощью шаровых кранов 8, 9 с рабочей и нерабочей сторон соответственно, установленных на сливе из корпуса УПС отдельно для каждой стороны относительно упорного диска 6. Давление на внешнем диаметре контролировалось по образцовому манометру PG-1, на внутреннем – по образцовым манометрам PG-2, PG-3.

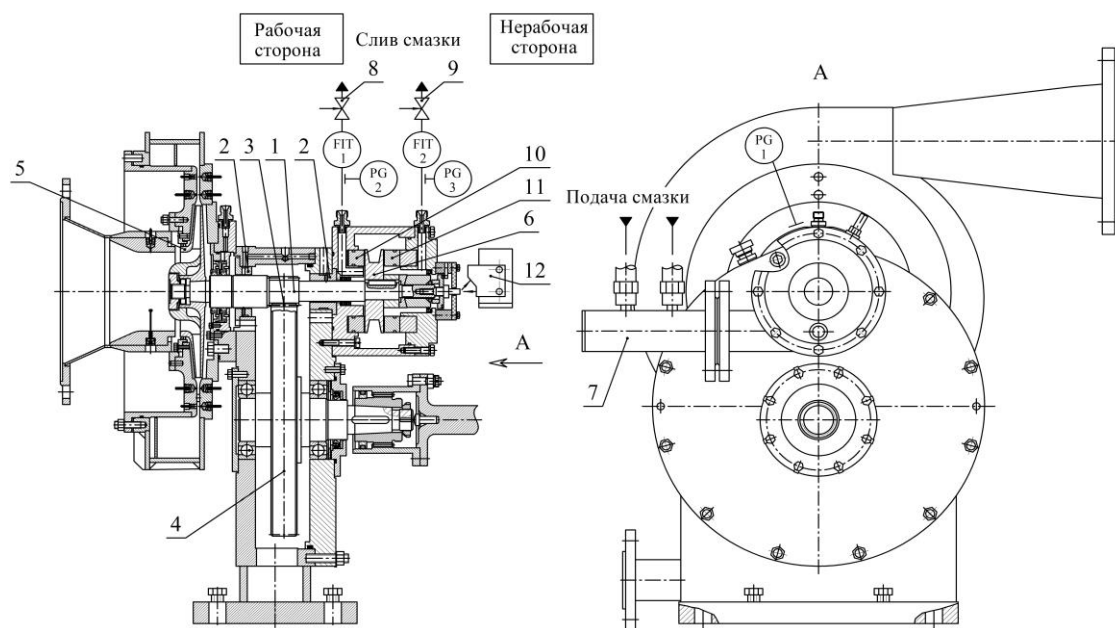


Рис. 23 – Разрез центробежного компрессора

Экспериментальный УПС выполнен двусторонним с внутренним 10 и внешним 11 подпятниками. Профиль неподвижных подушек – параллельный радиальному МПК скос (рис. 24). Рабочая поверхность образована путем плазменного напыления баббитом Пр-Б83-40/100 по ТУ 14-22-91-95. Геометрические размеры подпятников следующие: внутренний и внешний диаметры подушек $D_1=70$ мм и $D_2=115$ мм; количество подушек $z=8$; угловая протяженность подушки $\theta_n=38,8^\circ$; ширина и глубина скоса $h_k=20$ мм и $\delta_{ск}=h_1-h_2=0,05$ мм; толщина упорного диска $H_\delta=25$ мм; величина осевого разбега ротора $h_s=420$ мкм. Биение упорного диска 6 на внешнем диаметре составило не более 0,03 мм.

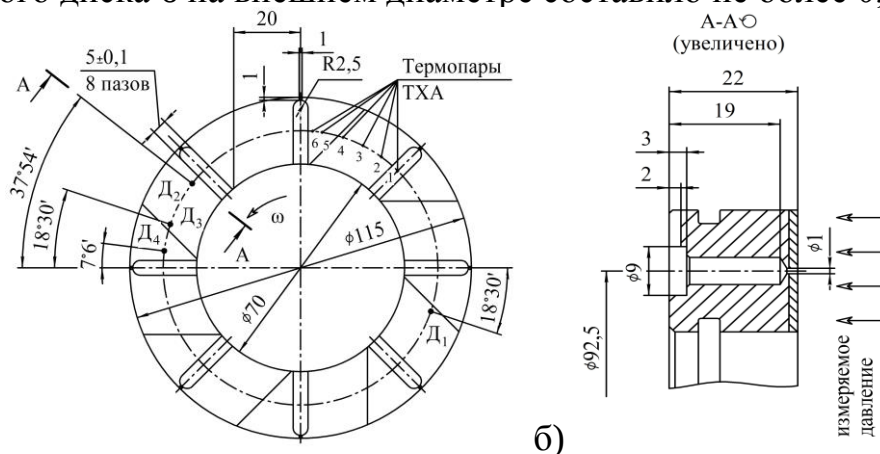


Рис. 24 – Рабочая поверхность подпятника УПС (а) и установочное место для сенсора давления Keller серии 2MI PA 110 (б)

Для измерения давления смазочного слоя в четырех точках на среднем радиусе подушки с каждой из рабочей и нерабочей сторон УПС использовались сенсоры Д1...Д4 давления Keller серии 2MI PA 110 (рис. 24). Перед каждым экспериментом проводилась калибровка показаний сенсоров и их линейность путем сравнения при рабочих температурах с показаниями давления образцового манометра PG-1 (рис. 23) на подаче масла в корпус УПС, приближенными к экспериментальным: 0,5 и 1,0 кГс/см² (изб.). Температура смазочного слоя

измерялась также на среднем радиусе другой подушки подпятника с помощью термопар ТХА (тип «К»). Измерение температуры смазки на входе и на выходе из корпуса УПС производилось термопреобразователями сопротивления RTD (Pt100). Для измерения осевого перемещения быстроходного ротора 1 с насаженным на него упорным диском 6 установлен оптический измеритель осевого сдвига. Датчик представляет собой оптический преобразователь, состоящий из измерительной головки 12 марки РА-1802 и вторичного преобразователя марки РА-1800 Keyence. Сигнал от датчика воспринимался цифровым мультиметром марки UNI-T UT181A. Сбор экспериментальных данных и управление оборудованием стенда базировался на универсальном мультиметре Keithley 2700. Все данные с датчиков передавались на единый ПК.

Представлены расчетные и экспериментальные кривые распределения давлений и температур на поверхности подушки в окружном направлении (рис. 25). Расчетные кривые вычислены с помощью программы Sm2px3Tхт с учетом граничных давлений подушки по внешнему и внутреннему диаметрам по показаниям манометров PG-1, PG-2 или PG-3. Цифрой обозначен порядковый номер точки сравнения давлений по направлению вращения диска. Пик максимального давления находится внутри рабочей области подушки вблизи точки 2 (рис. 25а). На трех частотах вращения ротора 10030 мин^{-1} , 12032 мин^{-1} , 13992 мин^{-1} максимальное отклонение значений давления наблюдалось при $n=10030 \text{ мин}^{-1}$ в точке 2 вблизи центра подушки: $(2,205-1,9255) \cdot 100/1,9255 = 14,52 \%$. Отчасти это может быть связано с выбором давления на границе подушки в МПК при $\varphi = \theta_n$ и $\varphi = 0$ для уравнения Рейнольдса (8), которое не является явным и не замеряется. При увеличении частоты вращения несущая способность уменьшается с $P=1049,42 \text{ Н}$ до $986,261 \text{ Н}$.

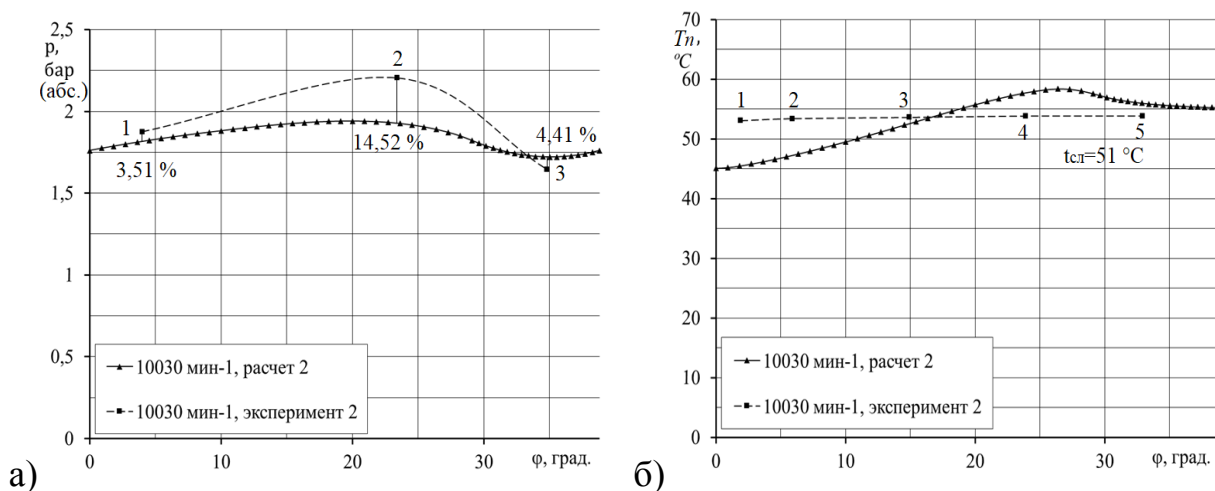


Рис. 25 – Расчетное и экспериментальное распределение давлений (а) и температур (б) при частоте $n=10030 \text{ мин}^{-1}$, зазор $h_2=186,2 \text{ мкм}$, сторона КМ

Наблюдалось постоянство температуры смазки внутри корпуса УПС: на рис. 25б показана постоянная экспериментальная кривая температуры подушки. Это связано с тем, что значительная часть смазки при перемещении от периферии к центру в области МПК возвращается во внешнюю область корпуса из-за вращения и действия «насосного» эффекта упорного диска. Рециркуляция смазки приводит к омыванию маслом разных участков корпуса упорного подшипника, в том числе существует переток смазки между рабочей и нерабочей сторонами. В результате

происходит выравнивание общего температурного уровня корпуса подшипника: температуры подушки становятся равными температуре слива, например, $t_{сл}=51\text{ }^{\circ}\text{C}$ при частоте 10030 мин^{-1} . Эти температуры можно рассматривать как осредненные относительно расчетной кривой температуры по программе Sm2px3Tхт. Учитывая существенную зависимость вязкости масла от температуры $\mu = f(t)$, утверждение об осредненности температуры внутри корпуса УПС подтверждается сходимостью экспериментальных и расчетных гидродинамических давлений (рис. 25а).

Для двустороннего УПС суммарные потери мощности определялись по уравнению теплового баланса $N_{mp} = c\rho Q(t_{сл} - t_{нод})$, где c, ρ – теплоемкость и плотность смазки, Q – расход смазки через обе стороны подшипника, $(t_{сл} - t_{нод})$ – перепад температур смазки после и до подшипника, и при частоте $n = 10030\text{ мин}^{-1}$ потери составили $N_{mp} = 7,16\text{ кВт}$.

Анализ сравнения экспериментальных данных на стенде и результатов расчета по программе Sm2px3Tхт позволяет сделать вывод о достаточной сходимости экспериментальных и расчетных данных.

В главе 9 приводятся усовершенствованная инженерная методика расчета с помощью программы Sm2px3Tхт упорного подшипника с неподвижными подушками, соотношения геометрических величин, рекомендации по проектированию и конструктивному оформлению, способы нанесения баббита на основание из разных марок стали, а также требования к материалам подушки и упорного диска подшипника. Отдельно рассмотрено проведение реинжиниринга УПС отечественных и иностранных компрессоров: алгоритм реинжиниринга, технические и технологические особенности проектирования, измерительное оборудование и программное обеспечение.

В приложении представлены параметры линейных одновальных, мультипликаторных центробежных и винтовых компрессоров, конструктивные размеры типоразмеров упорных подшипников по СТП 0502-227-78 и СТП 26-05-02-203-73, копии свидетельств о гос. регистрации программы для ЭВМ и патентов на изобретение, алгоритм усовершенствованной инженерной методики расчета и копии актов о внедрении.

Результаты, полученные в настоящей диссертации, внедрены в учебный процесс кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» ФГБОУ ВО «КНИТУ» при выполнении бакалаврами и магистрами курсовых проектов и ВКР и использованы при проведении реинжиниринга подшипников иностранных компрессоров Siemens, Lufkin, Ingersoll Rand и др. в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС). Спроектированные с помощью программы Sm2px3Tхт двухсторонние упорные подшипники скольжения успешно внедрены в мультипликаторные центробежные компрессорные установки на АО «Газпромнефть-ОНПЗ» и АО «ТАНЕКО» (ПАО «Татнефть»).

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

По результатам расчетно-теоретических и экспериментальных исследований УПС с неподвижными подушками при нестационарных и установившихся режимах работы центробежного и винтового компрессора, его локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик смазочного и

пограничного слоев, подушки и упорного диска приведены следующие основные выводы и результаты диссертационной работы:

1. Описаны особенности нестационарных и установившихся режимов работы ЦК и ВК, в том числе на ТГД характеристике. Отмечено, что колебания осевой силы или положения упорного диска ротора в пределах осевого зазора могут быть аппроксимированы гармонической кривой в случае мягкого помпажа (вращающегося срыва) или пилообразной (релаксационной) формой в случае жесткого помпажа ЦК. Проведен обзор конструкций ЦК и ВК и применяемых в них УПС с неподвижными и самоустанавливающимися подушками.

2. Анализ существующих методов расчета подшипников скольжения выявил математические сложности, связанные с описанием совместных гидродинамических и теплообменных процессов в смазочных слоях и маслоподающих МПК. Отмечено, что выделение и распространение теплоты в смазке и ограничивающих твердых элементах подшипника в полной мере учитывает периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) теория, при которой температура для уравнения энергии во входном сечении смазочного слоя задается в периодической форме.

3. Разработана обобщенная нестационарная ПТУГД математическая модель работы УПС с самоустанавливающимися и неподвижными подушками при нестационарных и установившихся режимах работы компрессорных машин с учетом осевого перемещения (биения) и изменения угловой скорости вращения упорного диска в зависимости от времени t . Она учитывает течение смазки в пограничных слоях МПК с учетом взаимного влияния смазочных слоев соседних подушек, термоупругие деформации рабочих поверхностей подушек и изменение физических характеристик смазки от температуры во всех трех направлениях.

4. Численно реализована ПТУГД модель в виде программы Sm2px3Tхт: рассмотрена неподвижная подушка и отсутствие технологических погрешностей. Последнее позволило исследовать одну подушку и один пограничный слой МПК как единый элемент периодичности решения задачи. Реализованы условия баланса массовых и тепловых потоков смазки в смазочном и пограничном слоях и во всем элементе периодичности на основе уравнений Рейнольдса и неразрывности. На программу в Роспатенте получены два свидетельства о гос. регистрации программы для ЭВМ.

5. Проведен численный анализ закономерностей изменения характеристик УПС на нестационарных режимах работы ЦК с применением прямой задачи: осевое перемещение упорного диска имело две формы при разных частотах и амплитудах перемещения. Происходило циклическое изменение гидродинамического давления и несущей способности P . Рабочий режим устанавливался уже на 2-ом периоде. Тепловой режим работы при первых периодах перемещения практически не изменялся; повышение количества периодов до 12 приводило к заметному падению максимумов температуры смазки $t_{\max}$, подушки $T_{p\max}$ и упорного диска $T_{d\max}$. Существенное влияние на характеристики УПС оказывает характер изменения скорости перемещения упорного диска $V_h = \partial h / \partial \tau$.

6. Проведен численный анализ закономерностей изменения характеристик УПС на нестационарных переходных режимах работы ЦК и ВК при изменении угловой скорости вращения ω упорного диска. В течение первых 4 с. пуска компрессора происходил резкий рост несущей способности P . По мере увеличения

ω кривые максимальной температуры $t_{\max}$ продолжали расти и устанавливались после окончания разгона ротора. При остановке компрессора снижение ω по экспоненте приводило к равномерному падению несущей способности P до состояния покоя ротора. Тепловые процессы в УПС постепенно теряли свою интенсивность, но не заканчивались окончательно с выбегом ротора. При длительном выбеге ротора и одновременном помпаже ЦК при $\tau \geq 49$ с. возникало циклическое разрежение при $p < p|_r = 0,24$ МПа на рабочей поверхности подушки.

7. Дополнительно введен третий ограничивающий работу УПС параметр: функция уязвимости $\Delta\sigma(r, \varphi, \tau) = \sigma_{-0,2}(T, N_u) - p(r, \varphi, \tau)$, которая характеризует запас надежности УПС и в целом компрессорной машины посредством определения локальной области наиболее вероятного разрушения покрытия подушек. Для исследуемого УПС сохранялась большая разница в порядке чисел между величинами предела и давления: $\sigma_{-0,2} \gg p$, а изолинии предела повторяли изотермы рабочей поверхности подушки.

8. Проведен численный анализ характеристик УПС с разным профилированием рабочей поверхности неподвижной подушки на установившихся режимах работы ЦК и ВК. Традиционно значительное влияние на характеристики оказывала зависимость вязкости смазки от температуры, выраженная обобщенным параметром χ . Исследовано влияние межподушечного канала. Например, при увеличении относительной клиновидности ε_0 коэффициент несущей способности $\bar{P}$ непрерывно возрастал за счет увеличения поступления свежей смазки с пониженной вязкостью из МПК.

9. Проведен численный анализ теплового состояния элементов УПС на установившихся режимах работы ЦК и ВК. Показано, что при диссипации механической энергии и превращении ее в тепловую повышается температурный уровень подшипника по направлению течения смазки. Область нагретой смазки формировалась вблизи рабочей поверхности подушки из-за ограниченной локальной конвекции, где находился максимум $t_{\max}$. На рабочей поверхности диска по направлению вращения формировалась постоянная температура, что продиктовано быстротечностью процессов теплообмена между смазкой и диском. Сделаны выводы об использовании масел с повышенным классом вязкости по ISO 3448 при низких частотах вращения ротора компрессора и о приемлемом интервале температуры подачи смазки $t_0 = 35 \dots 45$ °C.

10. Проведено сравнение результатов расчета УПС с неподвижными подушками с помощью программы Sm2px3Tht с результатами других расчетных программ при изменении частоты вращения и высоты зазора. Сделан вывод о приближении результатов разработанной программы к инженерной методике, наиболее применяемой в практике расчета и проектирования подшипников скольжения.

11. Спроектирован, изготовлен и смонтирован экспериментальный стенд, представляющий собой одноступенчатую центробежную компрессорную установку мультипликаторного типа для сжатия воздуха. На консоли быстроходного ротора компрессора установлен исследуемый двусторонний УПС с неподвижными подушками. Стенд оснащен современной системой автоматизации для управления, снятия и фиксирования экспериментальных данных работы упорного подшипника.

12. Получены экспериментальные данные на стенде: распределение гидродинамического давления и температур в среднем сечении неподвижных подушек и потери мощности на трение УПС при разных частотах вращения и высоте зазора. На основе анализа результатов экспериментальных и теоретических данных сделан вывод о достаточной сходимости: например, максимальное расхождение по давлению составило не более 14,52 %, что подтверждает адекватность разработанной ПТУГД модели.

13. Приведена усовершенствованная инженерная методика расчета локальных и интегральных термоупругогидродинамических характеристик односторонних и двухсторонних УПС с неподвижными подушками с помощью программы Sm2px3Tht при разных режимах работы ЦК и ВК. Разработаны рекомендации к проектированию, конструктивному оформлению, выбору материалов (в том числе марки и технологии нанесения баббита) и технические требования к изготовлению.

14. Описаны опыт промышленного освоения, алгоритм и особенности реинжиниринга упорных подшипников отечественных и иностранных компрессоров. С целью повышения надежности работы УПС с неподвижными подушками при переменной осевой нагрузке компрессора в АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС) в соавторстве разработана конструкция подшипника, обеспечивающая стабильную работу при динамическом нагружении, на которую в Роспатенте получен патент на изобретение РФ № 2538494 от 10.01.2015 г.

ОСНОВНЫЕ РАБОТЫ, ОПУБЛИКОВАННЫЕ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, рецензируемых ВАК РФ

1. Методика измерения и описание стенда для исследования газодинамики малорасходной центробежной ступени и упорного подшипника скольжения на нестационарных режимах / **Н. В. Соколов**, И. Р. Сагбиев, М. Б. Хадиев [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – №. 4. – С. 10-16. EDN: TXZUAS. Текст: непосредственный

2. Динамические испытания упорного подшипника скольжения в центробежном компрессоре с полуоткрытым рабочим колесом / **Н. В. Соколов**, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, В. А. Футин // Вестник машиностроения. – № 1. – 2017. – С. 28-32. Текст: непосредственный (K1)

3. Подшипники скольжения мультипликаторных центробежных компрессоров / **Н. В. Соколов**, И. В. Ферафонов, Ф. Г. Гильмутдинов, М. Б. Хадиев // Компрессорная техника и пневматика. – 2017. – № 3. – С. 34-38. EDN: YMYMWA. Текст: непосредственный

4. Характер осевых колебаний ротора при переменных режимах работы центробежной компрессорной установки / **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев, А. Л. Хавкин, И. Ф. Хуснутдинов // Компрессорная техника и пневматика. – 2018. – № 4. – С. 29-32. EDN: OCFISJ. Текст: непосредственный

5. Соколов, Н. В. Условия динамического нагружения упорного подшипника скольжения центробежного компрессора мультипликаторного типа / **Н. В. Соколов**, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев // Компрессорная техника и пневматика. – 2020. – № 1. – С. 16-21. EDN: EVDTSL. Текст: непосредственный

6. Соколов, Н. В. Влияние осевой силы ротора центробежного компрессора на

работу упорного подшипника / **Н. В. Соколов**, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев // Компрессорная техника и пневматика. – 2021. – № 3. – С. 33-38. EDN: LTUNQI. Текст: непосредственный

7. Влияние температуры подачи смазочного материала на работу упорного подшипника скольжения / **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Вестник машиностроения. – 2023. – № 1. – С. 47-55. DOI:10.36652/0042-4633-2023-102-1-47-55. Текст: непосредственный (K1)

8. Соколов, Н. В. Картина тепловых потоков упорного подшипника скольжения / **Н. В. Соколов**, П. Е. Федотов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2024. – № 1. – С. 77-89. DOI:10.18698/0536-1044-2024-01-77-89. Текст: непосредственный (K1)

9. Проблемные вопросы и пути их решения при проведении реверс-инжиниринга узлов компрессорных машин / А. Ф. Сарманаева, **Н. В. Соколов**, О. Ю. Паранина [и др.] // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2024. – Т. 8, № 3. – С. 53-60. DOI:10.25206/2588-0373-2024-8-3-53-60. Текст: непосредственный (K2)

10. Соколов, Н. В. Влияние перемещения диска на характеристики упорного подшипника скольжения / **Н. В. Соколов** // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2025. – № 1(152). – С. 108-130. EDN: TXSKFW. Текст: непосредственный (K2)

11. Переходные режимы работы упорного подшипника скольжения компрессорной машины / **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2025. – Т. 9, № 1. – С. 14-23. DOI:10.25206/2588-0373-2025-9-1-14-23. Текст: непосредственный (K2)

12. Соколов, Н. В. Верификация периодической термоупругогидродинамической математической модели работы упорного подшипника скольжения / **Н. В. Соколов** // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, № 3. – С. 32-46. DOI:10.18287/2409-4579-2025-11-3-32-46. Текст: непосредственный (K3)

13. Соколов, Н. В. Изменение характеристик упорного подшипника при помпаже центробежного компрессора / **Н. В. Соколов**, П. Е. Федотов // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2026. – № 2. – С. 61-76. EDN: QXFYEJ. Текст: непосредственный (K1)

Публикации в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science

14. Sliding thrust bearings in a centrifugal compressor with a semiclosed impeller / **N. V. Sokolov**, T. V. Maksimov, M. B. Khadiev, V. A. Futin // Russian Engineering Research. – 2017. – Vol. 37, no. 4. – pp. 287-291. DOI:10.3103/S1068798X17040207. Текст: непосредственный (K1)

15. Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers / **N. V. Sokolov**, M. B. Khadiev, T. V. Maksimov [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing. – 2019. – Vol. 1158, Issue 4. – pp. 042019. DOI:10.1088/1742-6596/1158/4/042019. Текст: непосредственный (K3)

16. Test of thrust bearing of a multiplier centrifugal compressor / **N. V. Sokolov**, T. V. Maksimov, M. B. Khadiev, I. R. Sagbiev // AIP Conference Proceedings. – 2020. – Vol. 2285. – pp. 030016. DOI:10.1063/5.0027306. Текст: непосредственный (K3)

17. Influence of the axial force of the rotor of a centrifugal compressor on the operation of the thrust bearing / **N. V. Sokolov**, T. V. Maksimov, M. B. Khadiev, I. R. Sagbiev // AIP Conference Proceedings. – 2021. – Vol. 2412. – pp. 030047.

DOI:10.1063/5.0075797. Текст: непосредственный (K3)

18. Three-dimensional periodic thermoelastohydrodynamic (PTEHD) modeling of hydrodynamic processes of a thrust Bearing / **N. V. Sokolov**, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov // International Scientific and Technical Engine Conference (EC), Samara. – 2021. – pp. 1-7. DOI:10.1109/EC52789.2021.10016829. Текст: непосредственный

19. Mathematical model of a dynamically loaded thrust bearing of a compressor and some results of its calculation / **N. V. Sokolov**, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov // In: Badriev I. B., Banderov V., Lapin S.A. (eds) Mesh Methods for Boundary-Value Problems and Applications. Lecture Notes in Computational Science and Engineering. – 2021. – Vol. 141. – pp. 461-473. DOI:10.1007/978-3-030-87809-2_35. Текст: непосредственный

20. Numerical study of the influence of lubricant viscosity grade on thrust bearing operation / **N. V. Sokolov**, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov // In: Kravets A. G., Bolshakov A. A., Shcherbakov M. V. (eds) Cyber-Physical Systems Engineering and Control. Studies in Systems, Decision and Control. – 2023. – no. 477. – pp. 205-217. DOI:10.1007/978-3-031-33159-6_16. Текст: непосредственный

21. Influence of the lubricant's supply temperature on the operation of a fluid film thrust bearing / **N. V. Sokolov**, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov // Russian Engineering Research. – 2023. – Vol. 43, no. 3 – pp. 264-271. DOI:10.3103/S1068798X23040329. Текст: непосредственный (K1)

22. Федотов, П. Е. Решение нелинейной задачи одностороннего динамически нагруженного упорного подшипника скольжения / П. Е. Федотов, **Н. В. Соколов** // Известия ВУЗов. Прикладная нелинейная динамика. – 2024. – Т. 32, № 2. – С. 180-196. DOI:10.18500/0869-6632-003097. Текст: непосредственный (K1)

23. Соколов, Н. В. Моделирование условий втекания свежей смазки в межподушечном канале упорного подшипника скольжения / **Н. В. Соколов**, П. Е. Федотов // Ученые записки Казанского университета. Серия физико-математические науки. – 2026. – Т. 168, кн. 1. – С. 137-151. DOI:10.26907/2541-7746.2026.1.137-151. Текст: непосредственный (K1)

Иные работы по теме диссертации, опубликованные в рецензируемых научных изданиях

24. Трехмерное периодическое термоупругогидродинамическое моделирование гидродинамических процессов упорного подшипника скольжения / **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2021. – № 3(20). – С. 138-151. DOI:10.18287/2541-7533-2021-20-3-138-151. Текст: непосредственный (K1)

25. Численное исследование влияния класса вязкости смазки на работу упорного подшипника скольжения / **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Математическое моделирование и численные методы. – 2023. – № 1. – С. 92-111. DOI:10.18698/2309-3684-2023-1-92111. Текст: непосредственный (K1)

26. Сравнение квазитрехмерной и полной трехмерной постановок работы упорного подшипника скольжения / **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2023. – Т.22, № 3 – С. 143-159. DOI:10.18287/2541-7533-2023-22-3-143-159. Текст: непосредственный (K1)

27. Рекомендации к проектированию и применению материалов подшипников скольжения компрессорных машин / **Н. В. Соколов**, А. Ф. Сарманаева, И. С. Давлетшин, М. В. Коршунов // Компрессорная техника и пневматика. – 2024. – № 1. – С. 37-43. EDN: FPKSFZ. Текст: непосредственный (К3)

28. Примеры фактических динамических свойств подшипников скольжения компрессоров / **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев, А. Ф. Сарманаева [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. – 2024. – № 2. – С. 28-33. EDN: ITEWGY. Текст: непосредственный (К3)

Патенты и свидетельства

29. Патент № 2538494 Российская Федерация, МПК F16C 17/08 (2006.01), F16C 25/04 (2006.01). Упорный подшипник скольжения с неподвижными подушками : № 2013135494/11 : заявл. 29.07.2013 : опубл. 10.01.2015 / Новиков Е. А., **Соколов Н. В.**, Хадиев М. Б., Хайсанов В. К. – 9 с. Текст: электронный

30. Патент № 2688550 Российская Федерация, МПК F16C 17/03 (2006.01), F16C 25/04 (2006.01). Опорный подшипник скольжения : № 2018132113 : заявл. 07.09.2018 : опубл. 21.05.2019 / **Соколов Н. В.**, Хамидуллин И. В., Хадиев М. Б., Максимов Т. В. – 11 с. Текст: электронный

31. Патент № 2842374 Российская Федерация, МПК F16C 17/03 (2006.01). Опорный подшипник скольжения : № 2024120101 : заявл. 15.07.2024 : опубл. 25.06.2025 / Хамидуллин И. В., Хадиев М. Б., **Соколов Н. В.**, Максимов Т. В., Калимуллин Ф. А. – 13 с. Текст: электронный

32. Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи: Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2020615227. Заявл. 02.03.2020 / П. Е. Федотов, Е. М. Федотов, **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев. Гос. рег. в РП для ЭВМ 19.05.2020. Текст: электронный

33. Sm2px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке обратной линейной и нелинейной задачи: Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2024681330. Заявл. 20.08.2024 / П. Е. Федотов, Е. М. Федотов, **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев. Гос. рег. в РП для ЭВМ 09.09.2024. Текст: электронный

Материалы конференций и иные публикации

34. Влияние вязкости смазки на работу упорного подшипника скольжения / **Н. В. Соколов**, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Математические методы в технологиях и технике. – 2022. – № 3. – С. 94-100. DOI:10.52348/2712-8873_ММТТ_2022_3_88. Текст: непосредственный

35. Соколов, Н. В. Стенд для исследования газодинамических характеристик и режимов работы упорного подшипника малорасходного центробежного компрессора / **Н. В. Соколов**, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев // Материалы XI Международной учебно-научно-практической конференции «Трубопроводный транспорт – 2016». – Уфа : Изд-во УГНТУ, 2016. – С. 424-425. Текст: непосредственный

36. Применение мультипликаторных компрессорных установок для сжатия топливного газа и работы в холодильных системах / Ю. В. Арефьев, В. Б. Дубинин, Р. Р. Ибатуллин [и др.] // Труды XVII МНТК по компрессорной технике. – Казань : Изд-во «Слово», 2017. – С. 203-211. Текст: непосредственный

37. Применение мультипликаторных компрессорных установок в холодильных системах / Ю. В. Арефьев, В. Б. Дубинин, Р. Р. Ибатуллин [и др.] // Труды XVII МНТК по компрессорной технике. – Казань : Изд-во «Слово», 2017. –

С. 283-287. Текст: непосредственный

38. Соколов, Н. В. Амплитудно-частотный анализ давления нагнетания при переменных режимах работы центробежного компрессора / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев // Тезисы докладов XIII Международной учебно-научно-практической конференции «Трубопроводный транспорт-2018». – Уфа : Изд-во УГНТУ, 2018. – С. 413-415. Текст: непосредственный

39. Соколов, Н. В. Осевые перемещения упорного диска при переменных режимах работы центробежного компрессора / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, Т. В. Максимов // МНТК «ИМТОМ-2018». Ч. 2. – Казань, 2018. – С. 99-103. Текст: непосредственный

40. Математическое моделирование динамически нагруженного упорного подшипника скольжения центробежного компрессора / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы восьмой МНТК. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2019. – С. 307-311. Текст: непосредственный

41. Экспериментальные исследования переменных режимов работы центробежного компрессора / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, И. Р. Сагбиев // Труды XVIII МНТК по компрессорной технике. – Казань : Изд-во «Слово», 2019. – С. 235-242. Текст: непосредственный

42. Анализ экспериментальных данных переменных режимов работы центробежного компрессора / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, И. Р. Сагбиев // МНТК «ИМТОМ-2019». Ч. 1. – Казань, 2019. – С. 450-455. Текст: непосредственный

43. Испытания упорного подшипника скольжения мультипликаторного центробежного компрессора / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, И. Р. Сагбиев // В сборнике : Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства : материалы 10-й МНТК. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2020. – С. 159-160. Текст: непосредственный

44. Трехмерное периодическое термоупругогидродинамическое (ПТУГД) моделирование гидродинамических процессов упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: сборник докладов МНТК. – 2021. – В. 2, Т. 2. – С. 93-94. Текст: непосредственный

45. Численное исследование работы динамически нагруженного упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // Труды XI МНТК молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин». – Казань : ООО «Визард», 2022. – С. 308-314. Текст: непосредственный

46. Соколов, Н. В. Основные моменты реинжиниринга подшипниковых узлов динамического оборудования / Н. В. Соколов, Р. Р. Байбеков, А. Г. Егоров // МНТК «ИМТОМ-2022». Ч. 2. – Казань, 2022. – С. 124-129. Текст: непосредственный

47. Федотов, П. Е. Решение нелинейной задачи динамически нагруженного упорного подшипника скольжения / П. Е. Федотов, Н. В. Соколов // Нелинейные дни в Саратове для молодых : сборник научных трудов. Материалы XXX Всероссийской научной конференции. Вып. 17. – Саратов : Саратовский университет, 2023. – С. 152-153. Текст: непосредственный

48. Соколов, Н. В. Картина тепловых потоков упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, П. Е. Федотов // Перспективы развития

двигателестроения: материалы докладов МНТК, том 2. – Самара: Издательство Самарского университета, 2023. – С. 236-237. Текст: непосредственный

49. Влияние нестационарности на характеристики упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // В сборнике : Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства : материалы 14-й МНТК. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2024. – С. 88-89. Текст: непосредственный

50. Федотов, П. Е. Влияние перемещения диска на характеристики упорного подшипника при помпаже центробежного компрессора / П. Е. Федотов, Н. В. Соколов // Международная конференция «Дифференциальные уравнения и их приложения», сборник трудов. – Казань : КФУ, 2024. – С. 130-131. Текст: непосредственный

51. Соколов, Н. В. Численное исследование динамических режимов работы упорного подшипника скольжения компрессора / Н. В. Соколов, П. Е. Федотов // Т78 Труды XIX МНТК по компрессоростроению, посвященной 100-летию со дня рождения В. Б. Шнеппа. – Казань : ООО «Визард», 2024. – С. 236-243. Текст: непосредственный

52. Импортозамещение компрессорного оборудования иностранного производства посредством реверс-инжиниринга / А. Ф. Сарманаева, Н. В. Соколов, О. Ю. Паранина [и др.] // В книге: Новые направления и тренды инновационной деятельности на предприятиях газовой промышленности. Сборник тезисов XIV научно-практической конференции молодых ученых и специалистов ООО «Газпром трансгаз Казань». – Казань, 2024. – С. 25-33. Текст: непосредственный

53. Переходные режимы работы упорного подшипника скольжения компрессорной машины / Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов // В сборнике : Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства : материалы 15-й МНТК. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2025. – С. 13. Текст: непосредственный

54. Верификация ПТУГД математической модели работы упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов // Перспективы развития двигателестроения: материалы МНТК имени Н. Д. Кузнецова. – Самара: Издательство Самарского университета, 2025. – С. 507-509. Текст: непосредственный

55. Соколов, Н. В. Моделирование условий стекания свежей смазки в межподушечном канале упорного подшипника скольжения / Н. В. Соколов, П. Е. Федотов // Материалы Всероссийской научной конференции с международным участием «Актуальные проблемы механики сплошной среды – 2025». – Казань: Казанский ун-т, 2025. – С. 522-526. Текст: непосредственный