

На правах рукописи



Спиридонов Максим Викторович

**Динамические и интегральные характеристики
упорных совмещенных подшипниковых узлов
гидростатического типа**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Курск – 2013

Работа выполнена на кафедре «Мехатроника и международный инжиниринг» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс» (г.Орёл).

Научный
руководитель

доктор технических наук, профессор
Савин Леонид Алексеевич

Официальные
оппоненты:

Крюков Владимир Алексеевич

доктор технических наук, профессор кафедры «Проектирование механизмов и деталей машин» Тульского государственного университета

Григорьев Сергей Васильевич

кандидат технических наук, доцент кафедры «Нефтегазовое оборудование и транспортировка» Воронежского государственного технического университета

Ведущая
организация:

ОАО «Конструкторское бюро
химавтоматики» г. Воронеж.

Защита состоится «12» декабря 2013 года в 10-00 на заседании диссертационного совета Д212.105.01 при Юго-Западном государственном университете по адресу: 305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, д. 94, конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Юго-Западного государственного университета.

Автореферат разослан « 08 » ноября 2013 г.

Ученый секретарь
диссертационного
совета Д 212.105.01



Борис Владимирович Лушников

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Опыт создания и эксплуатации роторных машин свидетельствует, что ресурс, надежность, массогабаритные параметры и рабочие характеристики изделий во многом определяются работоспособностью подшипниковых узлов, воспринимающих как радиальные, так и осевые нагрузки. В качестве базовых элементов осевых подшипниковых узлов могут применяться подшипники качения или скольжения (подпятники), каждый из которых имеет свои достоинства и недостатки, определяющие их использование в конкретных объектах. В ряде случаев использование подшипников с жидкостным трением является практически безальтернативным, но при этом возникает проблема обеспечения их функционирования на пусковых режимах, что особенно актуально в тех случаях, когда смазка опор роторов осуществляется рабочей жидкостью, а значения давления подачи смазки зависят от режима работы. Одним из возможных вариантов технических решений, позволяющих компенсировать недостатки и использовать достоинства опор с различными видами трения, является совмещение упорных гидростатических подшипников скольжения и подшипников качения.

Проведенный автором обзор исследований в области упорных совмещенных опор выявил отсутствие опубликованных работ, направленных на теоретические и экспериментальные исследования совмещенных упорных подшипниковых узлов гидростатического типа. При этом существует объективная потребность в создании подобных подшипниковых узлов для высокоскоростных агрегатов ракетно-космической и криогенной техники, насосного и компрессорного оборудования нефтехимической и газовой промышленности, что свидетельствует об актуальности исследований упорных подшипниковых узлов, включающих гидростатический подпятник и упорный подшипник качения.

Настоящая работа выполнялась в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2012 – 2013 годы по проекту № 14.В37.21.0430 «Опоры роторов высокоскоростных турбоагрегатов летательных аппаратов, по проекту № 2010-1.1-208-076 «Мехатронные опоры роторов, агрегатов и машин новых поколений» на 2010 – 2012 годы, в рамках гранта РФФИ на 2012-2014 годы по проекту № 12-08-97601-р_центр_а «Интеллектуальные технологии создания адаптивных подшипниковых узлов роторных машин новых поколений».

Объектом исследования являются упорные совмещенные подшипниковые узлы, включающие упорные гидростатические подшипники скольжения и подшипники качения.

Предметом исследования являются динамические и интегральные характеристики упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического типа.

Цель исследования. Целью диссертационного исследования является совершенствование упорных узлов роторов путем комплексного теоретико-экспериментального исследования упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического типа на основе математических мо-

делей и программ расчета, а также разработки рекомендаций по их проектированию.

По результатам проведения информационного поиска были поставлены следующие задачи:

- 1) на основе нового технического решения разработать математическую модель для определения интегральных и динамических характеристик совмещенной опоры ротора;
- 2) разработать программу расчета характеристик упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического типа;
- 3) провести комплекс вычислительных экспериментов по оценке влияния рабочих параметров упорного узла на его характеристики;
- 4) выполнить комплекс экспериментальных исследований для оценки адекватности разработанной математической модели;
- 5) провести сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований;
- 6) разработать на основе полученных результатов исследований рекомендации по проектированию упорных совмещенных опор.

Научная новизна диссертационной работы состоит в том, что:

1. Предложен и реализован на алгоритмическом уровне принцип структурной адаптации осевой совмещенной опоры ротора, заключающийся в возможности разделения функций подшипника качения и гидростатического подпятника на различных режимах работы в зависимости от величины давления подачи смазочного материала.

2. Разработана и численно реализована математическая модель осевого совмещенного подшипникового узла, включающего подшипник качения и гидростатический подпятник с питающими камерами, основанная на совместном решении модифицированного уравнения Рейнольдса, уравнений баланса расходов и энергий, дополнительных расчетных соотношений и контактной задачи Герца, отличающаяся учетом инерционных сил смазочного материала и угла перекося вала относительно оси вращения, позволяющая определить несущую способность, момент трения, расход смазочного материала, потери мощности, ресурс, коэффициенты жесткости и демпфирования, а также провести качественную и количественную оценку параметров осевых колебаний вала.

3. Предложен и реализован алгоритм расчета рабочего зазора совмещенной опоры, учитывающий режимы функционирования, а также взаимовлияние силовых факторов, изменение осевого зазора в упорном гидростатическом подпятнике и деформаций подшипника качения.

4. На основе проведенных экспериментальных исследований с использованием специальной установки доказана возможность качественного повышения ресурса, несущей способности и динамических характеристик упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического типа за счет структурной адаптации, заключающейся в частичной разгрузке или отключения подшипника качения.

5. Выявлены на основе комплекса вычислительных и экспериментальных исследований закономерности функционирования упорных

совмещенных опор гидростатического типа в виде зависимостей несущей способности, момента трения, расхода смазочного материала, потерь мощности, ресурсных характеристик и динамических коэффициентов от рабочих и геометрических параметров.

Методы исследования. Расчет упорного подшипника качения базировался на стандартных методиках для данного вида опор и заключался в аналитическом решении контактной задачи теории упругости. Определение характеристик упорного подшипника скольжения основывалось на решении модифицированного уравнения Рейнольдса, численное решение которого проводилось методом конечных элементов. Расчет характеристик опор проводился на основе совместного решения уравнений контактной задачи упругости и гидродинамической теории смазки. Анализ динамических характеристик проводился путем сравнения коэффициентов жесткости и демпфирования совмещенных опор, а также анализа развертки осевых колебаний ротора.

Вычислительный эксперимент для оценки влияния рабочих и геометрических параметров упорного узла проводился с использованием программы, разработанной в среде инженерных приложений *MatLab*.

Экспериментальные исследования проводились на экспериментальной установке с использованием современной информационно-измерительной системы на базе комплектующих фирмы National Instruments и среды визуального программирования LabView.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректностью постановки и формализации задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей, принятых допущений и ограничений, применением апробированных методов решения и анализа, что подтверждается качественным и количественным согласованием результатов теоретических и экспериментальных исследований, а также внедрением результатов в промышленность.

Практическая значимость работы и внедрение результатов заключается в том, что разработанные математическая модель, алгоритм и программа расчета позволяют определять динамические и интегральные характеристики упорных гидростатических совмещенных опор. Результаты работы внедрены при проектировании упорных узлов турбонасосов ОАО «Конструкторское бюро химавтоматики», г. Воронеж.

Апробация работы. Материалы диссертационной работы обсуждались на научно-практической конференции «Инжиниринг-2009» (г. Орел, 2009); российской научно-технической конференции, посвященной 50-летию образования кафедры «Ракетные двигатели» (г. Воронеж, 2010); XV международной научно-технической конференции «Фундаментальные проблемы техники и технологии – Технология 2012» (г. Орел 2012).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 научных работ, включая 8 статей в научных сборниках и журналах, в том числе 4 статьи в рецензируемых журналах и изданиях, тезисы 2 докладов.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений, имеет 180 страниц текста, 61 рисунок, 2 таблицы. Библиография включает 126 наименований.

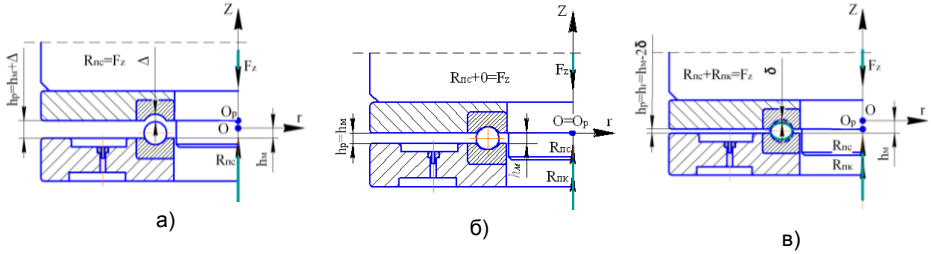
КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении содержится обоснование актуальности темы, описаны объект и предмет исследования, сформулированы цели и задачи, показаны научная новизна и практическая ценность работы, приведены сведения об апробации полученных результатов и структура диссертации.

В первой главе проведен анализ условий работы и требований к опорам высокоскоростных роторов. Выявлена потребность и обоснована возможность рационального применения в качестве осевых опор роторов совмещенных узлов, объединяющих подшипники качения и скольжения. Рассмотрены основные показатели работоспособности осевых совмещенных опор, включая такие интегральные характеристики как несущая способность, расход смазочного материала, потери мощности, ресурс, а также динамические коэффициенты жесткости и демпфирования, развертки осевых колебаний вала.

Проведен обзор технических решений и теоретических работ в области гидродинамической теории смазки и динамики роторных систем. Были рассмотрены работы авторов: Н.П. Артеменко, А.И. Белоусов, Ю.А. Равикович, В. Константиnescу, М.В. Коровчинский, В.А. Максимов, О.Пинкус, В.Н. Прокопьев, Г. Риппел и др. В числе исследований по совмещенным подшипниковым узлам следует отметить работы Л.В. Горюнова, Р.Н. Полякова, в том числе, по упорным подшипниковым узлам, работы А.А. Стручкова и С.А. Герасимова, посвященные исследованиям упорных совмещенных опор гидродинамического типа. При этом работы в области исследований упорных совмещенных опор гидростатического типа отсутствуют. В заключительной части главы обобщены объекты исследований и изложена структура проведения исследований.

Во второй главе представлено описание конструкции, принципа функционирования, расчетные схемы и основные теоретические зависимости математической модели расчета характеристик упорного совмещенного подшипникового узла гидростатического типа (рис.1). Принцип функционирования исследуемой опоры базируется на следующих положениях. При эксплуатационных режимах, когда несущая способность подшипника скольжения отсутствует или незначительна, внешнюю нагрузку воспринимает подшипник качения, при этом между подпятником и пятой присутствует зазор, что позволяет избежать механического контакта на рабочих поверхностях подшипника. При эксплуатационных режимах, когда подшипник скольжения обладает несущей способностью, не превышающей внешней нагрузки, нагрузка на подшипник качения снижается, что позволяет увеличить его ресурс и быстроходность. В случаях, когда несущая способность подшипника скольжения превышает внешнюю нагрузку, подшипник качения функционирует в режиме полного выключения. В качестве основной расчетной схемы выбран теоретический режим работы опоры, когда рабочий зазор равен монтажному.



- а) схема при выключенном подшипнике качения; б) основная расчетная схема; в) схема при одновременной работе подшипника качения и скольжения

Рис. 1 – Расчетные схемы подшипникового узла

Предложен алгоритм расчета рабочего зазора опоры, заключающийся в поиске такого значения рабочего зазора h_p , при котором сумма реакций подшипника качения $R_{ПК}$ и скольжения $R_{ПС}$ равна внешней силе $R_{ПК} + R_{ПС} = F_z$ (рис 2). Несущая способность совмещенных опор определяется суммой реакций гидростатического подпятника и упорного подшипника качения при текущем значении рабочего зазора опоры.

$$W_{YCO} = R_{ПК} h_p + R_{ПС} h_p \quad (1)$$

Момент трения совмещенной опоры определяется суммой моментов трения ее элементов:

$$M_{mp}^{YCO} = M_{mp}^{ПК} + M_{mp}^{ПС} \quad (2)$$

Характеристика расхода смазочного материала для совмещенных опор равна расходу смазочного материала подшипника скольжения:

$$Q_{YCO} = Q_{ПС} \quad (3)$$

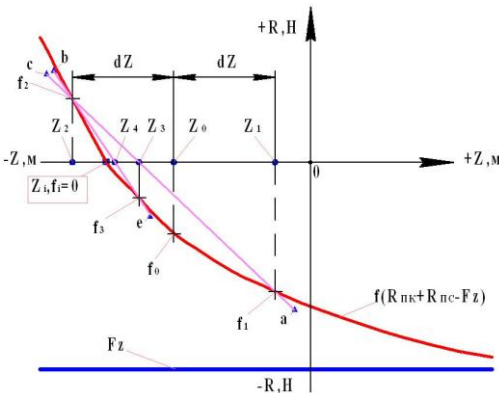
Суммарные потери мощности в совмещенной опоре складываются из потерь мощности на трение в подшипниках качения и скольжения, а также из потерь мощности на прокатку смазочного материала:

$$N_{\Sigma}^{YCO} = N_{mp}^{ПК} + N_{mp}^{ПС} + N_{np}^{ПС} \quad (4)$$

Рис 2 – Схема алгоритма нахождения рабочего зазора опоры

Ресурс работы совмещенной опоры определяется ресурсом работы подшипника качения, ввиду наличия гарантированного зазора подпятника:

$$L_n^{YCO} = L_n^{ПК} \quad (5)$$



Жесткость в осевом направлении совмещенной опоры определяется суммой жесткостей ее элементов:

$$K_z^{YCO} = K_z^{ПК} + K_z^{ПС} \quad (6)$$

При определении коэффициентов демпфирования совмещенной опоры, демпфирующими свойствами подшипника качения пренебрегали ввиду их малости, поэтому коэффициент демпфирования опоры равен:

$$B_z^{YCO} = B_z^{ПС} \quad (7)$$

Во второй части главы рассматривается математическая модель расчета характеристик упорного подшипника качения, базирующаяся на решении контактной задачи теории Герца и классических допущениях.

Согласно указанной теории реакции подшипника качения равна:

$$R_{ПК} = K_z^{ПК} \Delta \quad (8)$$

где $K_z^{ПК}$ - коэффициент жесткости подшипника качения; Δ - относительное сближение колец подшипника.

$$K_z^{ПК} = n \frac{3}{2} K' \delta_\Sigma^{1/2}, \quad (9)$$

где K' - коэффициент нелинейной жесткости подшипника, определяемый на основе контактной задачи Герца; δ_Σ - суммарная деформация тела качения; n - количество тел качения в подшипнике.

Значение момента трения определяется на основе эмпирических зависимостей предложенных фирмой SKF.

$$M_{mp}^{ПК} = M_{rr} + M_{sl} + M_{drag}, \quad (10)$$

где $M_{mp}^{ПК}$ - общий момент трения ПК; M_{rr} - момент трения качения; M_{sl} - момент трения скольжения; M_{drag} - момент трения, обусловленный сопротивлением смазки, взбалтыванием, разбрызгиванием и прочим.

В заключительной части главы представлена математическая модель расчета характеристик упорного гидростатического подшипника скольжения с питающими камерами. Расчет характеристик базируется на основе численного интегрирования полей давления полученных в результате совместного решения методом конечных элементов системы уравнений модифицированного уравнения Рейнольдса (11), баланса расходов (12) и энергий (13). Особенностью данной системы является составляющая, учитывающая силы инерции смазочного слоя в трехмерной постановке. Расчетные схемы подшипника скольжения учитывают перекося вала относительно подпятника и наличие конфузурных поверхностей на поверхности пяты (рис 3).

$$\frac{\partial}{r \partial r} \left[\frac{\rho h^3}{\mu K_r} r \frac{\partial p}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{r^2 \partial \varphi} \left[\frac{\rho h^3}{\mu K_\varphi} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] = 12 \omega^2 \frac{\partial}{r \partial r} \left(\frac{\rho^2 r^2 h^3}{40 \mu} \right) + 6 \omega \frac{\partial}{\partial \varphi} \rho h - 12 \rho V_z \quad (11)$$

$$Q_H = Q_r + Q_\varphi + Q_z \quad (12)$$

$$\rho c_p \left[v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right] = \mu \left(K_r \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + K_\varphi \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \right)^2 \right), \quad (13)$$

где ρ и μ – плотность и вязкость смазочного материала; p – давление смазочного материала; ω – скорость вращения вала; v_r, v_φ – скорости потока жидкости в окружном и радиальном направлении; V_z – скорости точек на поверхности пяты в осевом направлении; K_r, K_φ – коэффициенты турбулентности; h – функция осевого зазора; Q_H – расход смазочного материала через жиклер, Q_r, Q_φ, Q_z – расход смазки в радиальном, окружном и осевом направлениях; T – абсолютная температура; c_p – удельная теплоемкость смазочного материала.

Функция осевого зазора для указанной схемы имеет вид:

$$h_{r,\varphi} = h_0 + r \cos \varphi \operatorname{tg} \gamma_X + r \sin \varphi \operatorname{tg} \gamma_Y + \begin{cases} \text{если } r \leq R_{cin} \\ h^{cin}_{r,\varphi} = r - R_{in} \frac{h_{cin}}{R_{cin} - R_{in}} - h_{cin} + \end{cases} \begin{cases} \text{если } r \geq R_{cout} \\ h^{cout}_{r,\varphi} = R_{cout} - r \frac{h_{cout}}{R_{out} - R_{cout}} \\ \text{иначе } h^{cin}_{r,\varphi} = 0 \end{cases} \quad (14)$$

где γ_X – угол между плоскостью подпятника и плоскостью торца вала в плоскости $\varphi = 0$; γ_Y – угол между плоскостью подпятника и плоскостью торца вала в плоскости $\varphi = \pi/2$.

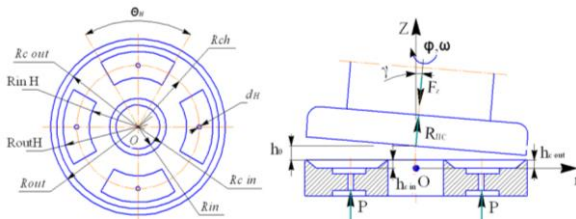


Рис. 3 – Расчетная схема подшипника скольжения

Также в разделе представлены результаты вычислительного эксперимента по влиянию рабочих параметров гидростатического подпятника на его характеристики. Согласно

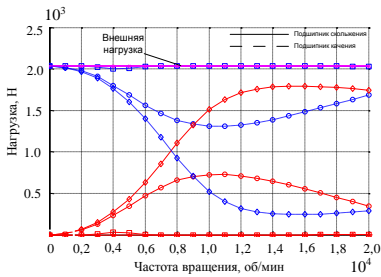
данным расчетам несущая способность подшипника скольжения с гладкой пятой при увеличении скорости вращения снижается, что обусловлено действием центробежных сил инерции. Наличие конфузурной поверхности на внешней стороне подпятника позволяет снизить влияние центробежных сил инерции смазочного слоя и увеличить несущую способность подшипника.

В третьей главе представлены результаты вычислительного эксперимента интегральных характеристик совмещенной опоры. При проведении вычислительных экспериментов были рассмотрены различные комбинации условий работы и модификаций элементов совмещенной опоры.

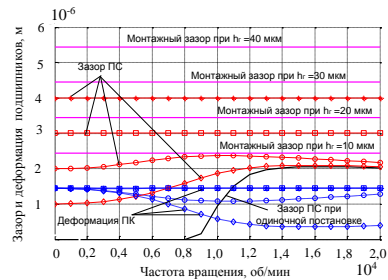
Результатами вычислительного эксперимента являются графики

распределения нагрузки между элементами опоры, изменения рабочего зазора, момента трения, расходов смазочного материала, потерь мощности на трение и ресурса. По результатам вычислительного эксперимента были сделаны следующие выводы.

Совмещенные опоры, включающие в свой состав упорные подшипник качения и гидростатический подшипник скольжения, позволяют обеспечить функционирование упорного подшипника скольжения в режимах жидкостного трения, когда его одиночная постановка неработоспособна. На рисунке 4 представлены графики распределения нагрузки опоры и изменения рабочего зазора при переменном давлении подачи смазочного материала. На рисунках 4-7 приняты следующие обозначения: \square - гарантированный зазор 10 мкм; \circ - гарантированный зазор 20 мкм; \square - гарантированный зазор 30 мкм; * - гарантированный зазор 40 мкм.



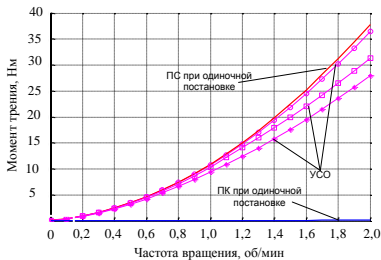
а) график распределения нагрузки



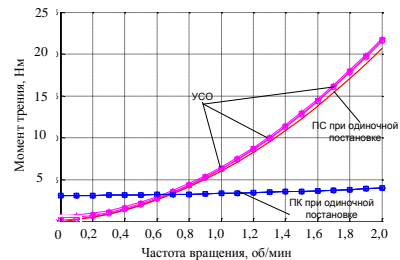
б) график рабочего зазора

Рис. 4 – Графики изменения распределения нагрузки и рабочего зазора

На рисунке 5 представлены графики изменения момента трения для легконагруженной и тяжелонагруженной совмещенной опоры. Из графиков видно, что существуют такие режимы работы опоры, когда ее момент трения будет меньше моментов трения подшипника качения и скольжения в одиночной постановке. Расход смазочного материала совмещенной опоры (рис.6) для всех рабочих режимов опоры имеет тенденцию к увеличению.



а) легконагруженный режим

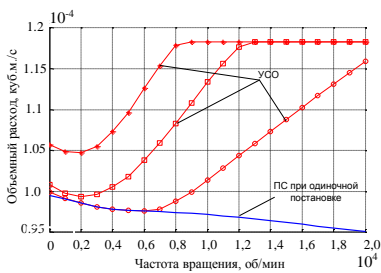


б) тяжелонагруженный режим

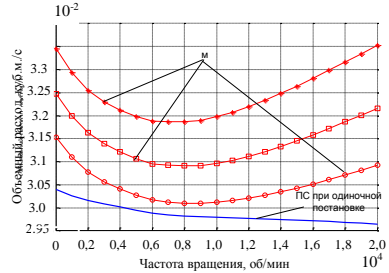
Рис. 5 – Графики изменения момента трения совмещенной опоры

Использование совмещенной опоры позволяет значительно повы-

силь ресурс подшипникового узла и элементов входящих в ее состав (рис. 7). Увеличение ресурсов связано с наличием гарантированного зазора в подшипнике скольжения и снижением нагрузки на подшипник качения.

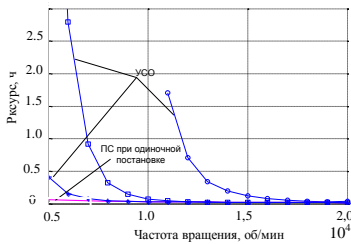


а) легконагруженный режим

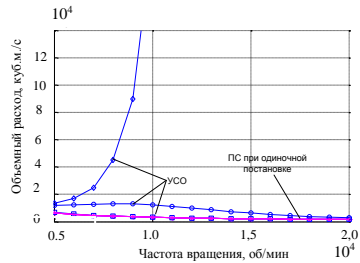


б) тяжелонагруженный режим

Рис. 6 – Графики изменения расхода смазочного материала



а) постоянный режим подачи смазки



б) переменный режим подачи смазки

Рис. 7 – Графики изменения ресурса и расхода совмещенной опоры

Во второй части третьей главы представлены результаты анализа динамических характеристик опоры. На рисунке 8 представлена динамическая модель рассматриваемой опоры. Динамическая модель жесткого ротора, нагруженного в осевом направлении, опирающегося на осевой совмещенный подшипниковый узел и жестко ограниченного в радиальном направлении (перемещения и колебательный процесс в радиальных направлениях не рассматривался), можно представить в виде одномассового одностепенного осциллятора,

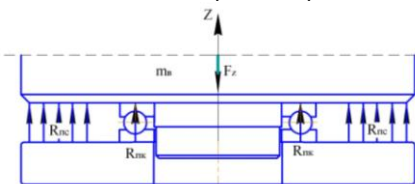


Рис. 8. Динамическая модель

в котором колебания системы происходят под действием внешних и массовых сил, а также реакций подшипников качения и скольжения.

Уравнение движения ротора в осевом направлении имеет вид:

$$m_g \frac{d^2 z}{dt^2} = R_z - F_z; \quad (15)$$

где m_g - масса вала; z - перемещения вала в осевом направлении; R_z , F_z - составляющая реакций опоры и внешней нагрузки на опору.

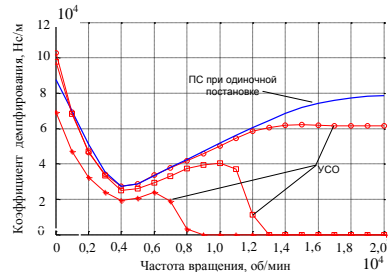
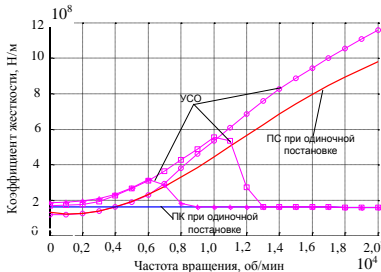
Численное интегрирование уравнения движения проводилось с использованием 4-х шагового метода Адамса-Башфорта. Для расчета стартовых четырех точек применялся метод Эйлера.

Проведенные вычислительные эксперименты показали, что применение упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического типа позволяет снизить амплитуду колебаний вала в результате динамических нагрузок и уменьшить период затухания колебаний по сравнению с одиночной постановкой подшипника качения (Рис.9).



Рис. 9 Развертки осевых колебаний вала при импульсном воздействии

Расчет коэффициентов жесткости и демпфирования опоры для постоянного и переменного режимов подачи давления смазочного материала выявил, что для совмещенных опор коэффициент жесткости выше, по сравнению с одиночными постановками подшипника качения и скольжения (Рис. 10а), а коэффициент демпфирования ниже, в сравнении с одиночной постановкой упорного гидростатического подшипника скольжения. (Рис. 10б).



а) коэффициент жесткости

б) коэффициент демпфирования

○ – гарант. зазор 20 мкм; □ – гарант. зазор 30 мкм; * – гарант. зазор 40 мкм.

Рис. 10 – Графики изменения коэффициентов жесткости и демпфирования при постоянном давлении подачи смазочного материала

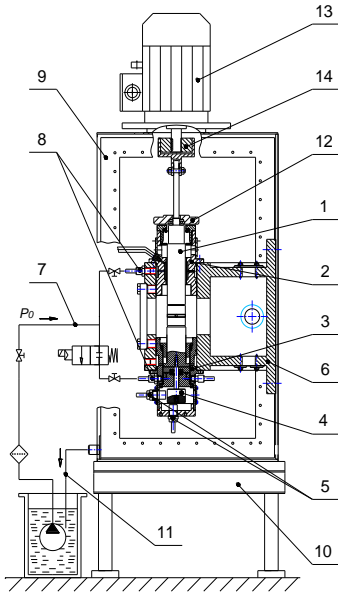


Рис. 11 – Схема экспериментального стенда

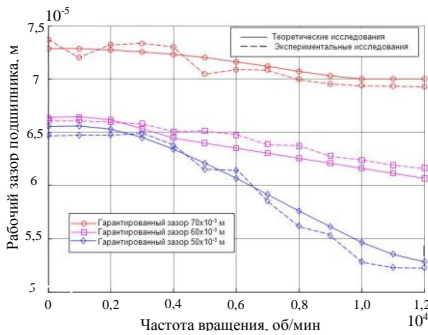


Рис. 12 – Результаты сравнительного анализа эксперимента и теории

теоретических и экспериментальных исследований опоры при постоянном давлении подачи смазочного материала. Обозначенные результаты показывают удовлетворительное согласование экспериментальных данных с теоретическими, в пределах от 3 до 8%.

В пятой главе представлены общие рекомендации по использованию и проектированию упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического

В четвертой главе представлено описание экспериментальных исследований совмещенной опоры и результаты сравнительного анализа теоретических и экспериментальных исследований. Модельный эксперимент проводился на базе экспериментального комплекса, состоящего из подшипниковой установки и информационно-измерительной системы. Подшипниковая установка представляет собой массивное основание, закрепленные в нем электродвигатель, корпус радиальных опор, корпус совмещенной опоры и система подачи смазочного материала (вода) (Рис.11). Экспериментальный стенд позволяет проводить исследования в диапазоне скоростей от 0 до 10000 об/мин при осевом нагружении от 50 до 150 Н.

Основой информационно-измерительной системы является многофункциональная плата National Instruments, позволяющая обеспечить ввод-вывод сигналов, оцифровку и обработку команд для управления силовыми модулями. Сравнение теоретических и экспериментальных данных проводилось на основе полученных данных величины осевого зазора совмещенной опоры функционирующей в установившемся режиме вращения. На рисунке 12 представлены результаты сравнительного анализа

ПРОГРАММА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНЫХ СОВМЕЩЕННЫХ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ТИПА

Геометрические параметры опоры

Подшипник качения (ПК) ГОСТ 7872-89 Маркировка 8100

Подшипник скольжения (ПС)

внеш. радиус 0.200 м число камер 4
 внутр. радиус 0.140 м окружная ширина камер 0.100 м
 сред. радиус камер 0.170 м зазор радиальная длина камер 0.020 м
 радиус внеш. конфузора 0.175 м диаметр жиклера 0.005 м
 радиус внутр. конфузора 0.150 м мм угол перекоса вала ZX 0.001 гр
 подъем внеш. конфузора 0 м угол перекоса вала ZY 0.001 гр
 подъем внутр. конфузора 0 м

Рабочие параметры опоры

скорость вращения 300 рад/с давление подачи смазки 300000 Па
 внешняя сила 1000 Н давление внеш. радиус 100000 Па
 масса вала 10 кг давление внутр. радиус 100000 Па
 смазочный материал вода

Параметры расчета

☐ Расчет характеристик интервал скоростей, рад/с Имя файла сохранения: us0_2000_12
☐ Расчет графиков w 0 100 1000 Имя файла загрузки: us0_4000_9_110
☐ Расчет постановки ПК ☐ ПС
☐ Расчет динамики 1000 -число точек на оборот 10 -кол-во оборотов

РАСЧЕТ (START) ЗАГРУЗКА (LOAD) ОТМЕНА (CANCEL)

Рис. 13 – Интерфейс программы расчета

типа. Представлен алгоритм проектирования и расчета исследуемых опор, основной задачей которого является выбор наиболее рациональных параметров опоры согласно заданным условиям эксплуатации. Основой для расчета характеристик и выбора рациональных параметров опоры является разработанная прикладная программа (Рис. 13), описание которой представлено во второй части пятой главы.

Заключение и выводы по работе

В ходе диссертационного исследования автором на основе нового технического решения, разработанной математической модели и предложенной методики расчета были проведены комплексные теоретико-экспериментальные исследования интегральных и динамических характеристик упорных совмещенных подшипниковых узлов роторов гидростатического типа. При проведении исследований были выполнены все поставленные задачи и получены следующие результаты:

1. Предложен и реализован на алгоритмическом уровне принцип структурной адаптации осевой совмещенной опоры ротора, заключающийся в возможности разделения функций подшипника качения и гидростатического подпятника на различных режимах работы в зависимости от величины давления подачи смазочного материала.
2. Разработана и численно реализована математическая модель осевого совмещенного подшипникового узла, включающего подшипник качения и гидростатический подпятник с питающими камерами различной конфигурации, основанная на совместном решении модифицированного уравнения Рейнольдса, уравнений баланса расходов и энергий, дополнительных расчетных соотношений и контактной задачи Герца, отличающаяся учетом инерционных сил смазочного материала и угла перекоса вала относительно оси вращения, позволяющая определить несущую способность, момент трения, расход смазочного материала, потери мощности, ресурс, коэффициенты жесткости и демпфирования, а также провести качественную и количественную оценку параметров осевых колебаний вала.
3. Предложен и реализован алгоритм расчета рабочего зазора совмещенной опоры, учитывающий режимы функционирования, а также взаимовлияние силовых факторов, изменение осевого зазора в упорном гидростатическом подпятнике и деформаций подшипника качения.

4. На основе проведенных экспериментальных исследований с использованием специальной установки доказана возможность качественного повышения ресурса, несущей способности и динамических характеристик за счет структурной адаптации, заключающейся в частичной разгрузке или отключения подшипника качения.

5. Выявлены на основе комплекса вычислительных и экспериментальных исследований закономерности функционирования упорных совмещенных опор гидростатического типа в виде зависимостей несущей способности, момента трения, расхода смазочного материала, потерь мощности, ресурсных характеристик и динамических коэффициентов от рабочих и геометрических параметров.

6. Сформирован комплекс практических рекомендаций по выбору рабочих параметров опоры и разработан практический инструментарий проектирования в виде программы расчета характеристик упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического типа.

7. Выявлено, что применение упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического типа позволяет достигнуть следующих результатов:

- обеспечить функционирование гидростатического подпятника, когда его одиночная постановка неработоспособна;
- снизить величину действующей нагрузки на упорный подшипник качения до 100% в составе совмещенной опоры, что позволяет увеличить его быстроходность по сравнению с одиночной постановкой;
- снизить момент трения подшипникового узла по сравнению с одиночной постановкой подшипников качения и скольжения от 5 до 30%;
- применение совмещенной опоры приводит к увеличению расхода смазочного материала от 10 до 100%;
- значительно увеличить ресурс подшипникового узла и элементов входящих в ее состав за счет перераспределения внешней нагрузки;
- увеличить коэффициент жесткости опоры по сравнению с одиночными постановками подшипника качения и скольжения;
- снизить демпирующие способности опоры в сравнении с одиночной постановкой упорного гидростатического подшипника скольжения;
- обеспечить демпфирующую способность опоры по сравнению с одиночной постановкой подшипника качения;
- снизить амплитуду колебаний вала в результате динамических нагрузок и уменьшить период затухания колебаний по сравнению с одиночной постановкой подшипника качения.
- наиболее эффективное применение упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического типа возможно в случаях переменного давления подачи смазочного материала.

В приложениях рассматриваемой работы представлены листинг программы расчета, а также копия акта о внедрении.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

Публикации в рецензируемых научных журналах и изданиях:

1. Спиридонов, М.В. Расчет несущей способности, момента трения и ресурса совмещенной опоры, включающей упорный гидростатический подшипник скольжения и осевой шарикоподшипник [Текст] / М.В. Спиридонов, А.А. Стручков, Л.А. Савин // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии* №6-2 (296). – 2012 – С.91 – 98.

2. Спиридонов, М.В. Расчет гидростатического упорного подшипника скольжения с учетом перекоса вала и центробежных сил инерции смазочного слоя [Текст] / М.В. Спиридонов // Известия Юго-Западного государственного университета №1. – 2013. – С.95-102.

3. Спиридонов, М.В. Влияние перекоса вала и центробежных сил инерции смазочного слоя на несущую способность упорных гидростатических подшипников скольжения [Текст] / М.В. Спиридонов // Мир транспорта и технологических машин №2 (41). – 2013 – С.3 – 8.

4. Спиридонов, М.В. Динамические характеристики упорных совмещенных подшипниковых узлов гидростатического типа [Текст] / М.В. Спиридонов, Л.А. Савин, М.В. Майоров, А.А. Стручков, // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии №3-2 (299). – 2013 – С.14 – 17.

Другие публикации:

5. Гончаров, М.А. Комбинированные опоры адаптивного типа [Текст] / М.А. Гончаров, М.В. Спиридонов // Инжиниринг-2009: сб. науч. тр. Региональной науч.-практической конференции – Орел, «Издательский дом «Орловская литература и книгоиздательство» и К», 2009. – с. 166-171.

6. Базлов, Д.О. Моделирование переменного зазора подшипника скольжения в комбинированной опоре с неравножесткой втулкой [Текст] / Д.О. Базлов, М.В. Спиридонов // Инжиниринг-2009: сб. науч. тр. Региональной науч.-практической конференции – Орел, «Издательский дом «Орловская литература и книгоиздательство и К», 2009. – с. 268-270.

7. Герасимов, С.А. Экспериментальный стенд для исследования упругодемпферных совмещенных опор осевого типа [Текст] / С.А. Герасимов, Л.А. Савин, А.А. Стручков, М.В. Спиридонов // Тезисы Российской научно-техн. конференции, посвященной 50-летию образования кафедры «Ракетные двигатели» (29-30 окт. 2010г., Воронеж). – Воронеж: ВГТУ, 2010 – С.222 – 224.

8. Спиридонов, М.В. Моделирование высокоскоростных упорных гидростатодинамических комбинированных опор [Текст] // Управляемые вибрационные технологии и машины: сб. науч. ст.: в 2 ч. Ч.1 / редкол.: С.Ф. Яцун (отв. ред.); Юго-Зап. гос. ун-т. Курск, 2012. – с. 251-257.

9. Савин, Л.А. Экспериментальные исследования упорных гидростатических комбинированных опор [Тезисы доклада] /Л.А. Савин, М.В. Спиридонов, А.А. Стручков // Тезисы XV международной научно-технической конференции «Фундаментальные проблемы техники и технологии – Технология 2012» (05-08 июня. 2012г., Орел). – Орел: Госуниверситет-УНПК, 2012 – С.316 – 317.

10. Савин, Л.А. Автоматизированная система научных исследований упорных комбинированных подшипниковых узлов [Тезисы доклада] /Л.А. Савин, М.В. Спиридонов, А.А. Стручков // Тезисы XV международной научно-технической конференции «Фундаментальные проблемы техники и технологии - Технология 2012» (05-08 июня. 2012г., Орел). – Орел: Госуниверситет-УНПК, 2012 – С.316 – 317.