

УДК 621.822.1

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАЛОРАСХОДНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ РОТОРОВ ТУРБОМАШИН

©2014 Е.Ф. Паровай

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В статье описаны особенности конструкции, механизма действия и процесса проектирования малорасходных подшипников скольжения. Проведённый анализ существующих методик проектирования подшипников скольжения показывает их несовершенство и невозможность адекватного применения для определения характеристик малорасходных подшипников скольжения. Работа таких подшипников осуществляется в условиях недостаточного снабжения маслом (масляная ванна отсутствует). Эффективность предлагаемой конструкции подшипника скольжения основывается на наличие упругого подвеса вкладышей, их расточки в радиус вала, что позволяет минимизировать время работы в режиме граничного трения и повысить ресурс подшипника. Описанная в работе гидродинамическая модель рабочего зазора позволяет определять характеристики течения смазки в подшипнике. В результате расчётных исследований была создана обобщённая методика проектирования подшипников нового типа, включающая в себя этапы выбора геометрии, 3D-моделирования конструкции, создания конечно-элементных моделей узких зазоров, расчёта характеристик слоя смазки, расчёта характеристик упругого подвеса вкладышей, полипараметрическую оптимизацию конструкции. Приведены результаты расчётных исследований характеристик перспективных подшипников (эпюра давлений в рабочем зазоре, зависимости характеристик течения смазки от угла поворота вкладышей и др.), даны рекомендации по оптимизации конструкции и выбору материалов.

Подшипник скольжения, слой смазки, упругий подвес, методика проектирования.

Введение. Объектом исследования являются сегментные гидродинамические подшипники «сухого картера» с расточкой вкладышей в радиус вала и силовым замыканием рабочего зазора (ПССК). Данные подшипники с самоустанавливающимися вкладышами, выполненными на упругом подвесе из материала "металлорезина" (МР), обладают повышенными несущей способностью и ресурсом, достигающимися за счёт расточки вкладышей в радиус вала и силового замыкания рабочего зазора. Они являются наиболее выгодным решением, которое позволит существенно снизить требования к системе маслоснабжения (работа в условиях «сухого картера»), в том числе уменьшить её вес и расход смазки, повышая экономичность двигателя в целом [1]. Мероприятием по исключению «колодочного флаттера» в условиях «сухого картера» и расточки в радиус вала является силовое замыкание рабочего зазора - принудительное нагружение всех вкладышей. Та-

кой подшипник может работать без принудительной подачи масла в маслораздаточные канавки (режим «масляного голодания»).

Традиционный способ гидродинамического анализа подшипников скольжения обычно происходит на основе уравнения Рейнольдса и соответствующих эмпирических зависимостей для описания турбулентности, передачи тепла и кавитации. В работе аналитические расчёты характеристик подшипника проводились с использованием методики, предложенной В.А. Воскресенским.

Аналитические методики расчёта характеристик подшипников скольжения несовершенны (двухитерационность, использование таблиц и аппроксимация их данных между расчётными значениями, влияния выбранной модели турбулентности, отклонения характеристик смазки и прочее).

В случаях подшипников сложной геометрии, в том числе для тяжёлых газо-

вых турбин, этот аналитический метод, основанный на решении уравнения Рейнольдса, имеет свои очевидные ограничения в отношении точного описания рециркуляции потока, смешивания, баланса масс. Эти ограничения можно обойти, применяя средства вычислительной гидродинамики (CFD - computational fluid dynamic). Точность расчётов, проведённых средствами CFD, является высокой.

В настоящее время не существует методики проектирования ПССК, учитывающей особенности их конструкции и максимально использующей современные расчётные средства (CFD). Более того, экспериментальная доводка ПССК проблематична из-за многочисленности факторов, определяющих их характеристики. Поэтому разработка достоверных методов расчёта является важнейшей составляющей при создании и развитии теории проектирования ПССК.

Преимущества и особенности ПССК. Для обеспечения самоустановки вкладышей подшипника, компенсирующей перекос вдоль и поперёк оси вала, используется упругий подвес.

Предлагаемый вариант конструкции гидродинамического сегментного подшипника включает в себя элемент (кольцо / вкладыш) из пористого материала металлорезина (МР), на котором (которых) осуществляется упругий подвес вкладышей подшипника. Он позволяет осуществить так называемое силовое замыкание рабочего зазора (по сути, принудительное нагружение всех вкладышей), тем самым избавив систему от возникновения подшипниковых автоколебаний («колодочного флаттера»). Материал упругого подвеса позволяет поворачиваться вкладышам в радиальном направлении во время работы подшипника и занимать оптимальное рабочее положение. Слой материала МР сминается под действием нагрузки, возникающей в подшипнике, обеспечивая поворот вкладышей.

Предлагаемые подшипники предназначены для эксплуатации на больших окружных скоростях вращения вала, об-

ладают высокой несущей способностью. Благодаря расточке вкладышей в радиус вала режим жидкостного трения осуществляется сразу с раскруткой вала. Упруго-демпфирующие свойства материала МР исключают «колодочный флаттер». Слой материала упругого подвеса прогибается под действием нагрузки, возникающей в подшипнике, обеспечивая поворот вкладышей.

Подшипники скольжения очень чувствительны к перекосам ротора, поэтому необходимо обеспечивать высокую соосность опор. Одним из способов такого обеспечения является использование литой конструкции корпуса вместо сварной. В работе подшипники будут подвергаться меньшим динамическим нагрузкам, что повышает ресурс опорных узлов. С целью регулирования маслоснабжения в конструкции узла могут использоваться расходные дроссели (жиклёры) для каждого вкладыша.

Одним из преимуществ компоновки двигателя на ПССК являются упрощение конструкции путём отказа от систем наддува, осевой разгрузки, охлаждения, герметизации. Фиксированное значение расхода смазки и многократность её использования повышают экономичность двигателя, а возможность изменения характеристик подшипника за счёт смены жиклёров повышает универсальность подшипников [2].

Моделирование ПССК. При построении сеточных моделей были использованы возможности мощного сеточного генератора ICEM CFD и среды CAE-моделирования ANSYS, где конечно-элементная сетка прорабатывалась вручную.

Такой подход к созданию конечно-элементных моделей был обусловлен малыми величинами рабочего зазора подшипника (5-15 мкм), жёсткими требованиями расчётной гидродинамики к форме и соотношению сторон конечных элементов, обязательным наличием пристеночного слоя элементов, которым учитываются вихревые явления и отрыв жидкости

от стенок модели. В процессе работы также была создана методика наложения сетки конечных элементов на гидродинамические модели сверхузких зазоров [3].

В ряде расчётов была использована функция введения в модель подвижного твёрдого тела Rigid Body (имитация «всплытия» вала в подшипнике) и использования деформируемой сетки конечных элементов переменной жёсткости. В расчётах была применена модель деформации сетки Displacement Diffusion, в которой задавалась повышенная жёсткость деформируемой сетки около поверхностей (пристеночный слой). Выбранные

модели турбулентности и теплопередачи в значительной степени влияли на характер сходимости расчёта и на конечный результат, также как и качество конечно-элементной сетки.

В результате расчётов были получены распределения давлений в зазоре подшипников с аксиальной расточкой вкладышей (традиционная конструкция) и с расточкой вкладышей в радиус вала (рис. 1). Пример картины распределения давления смазки по зазору ПССК показан на рис. 2.

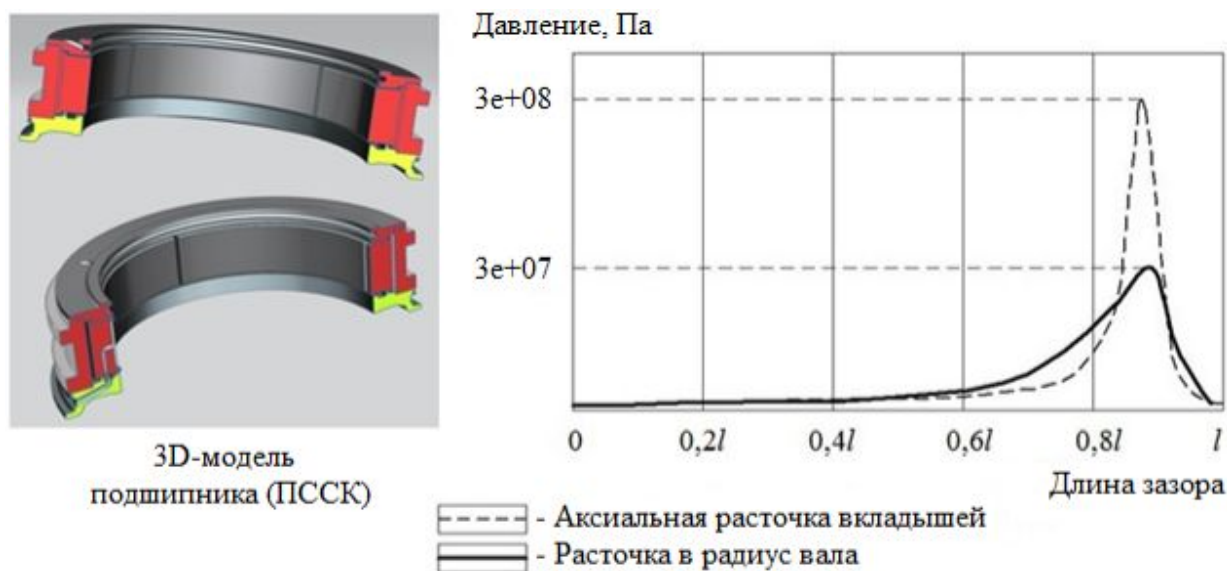


Рис. 1. Распределение давления смазки по длине вкладыша подшипника

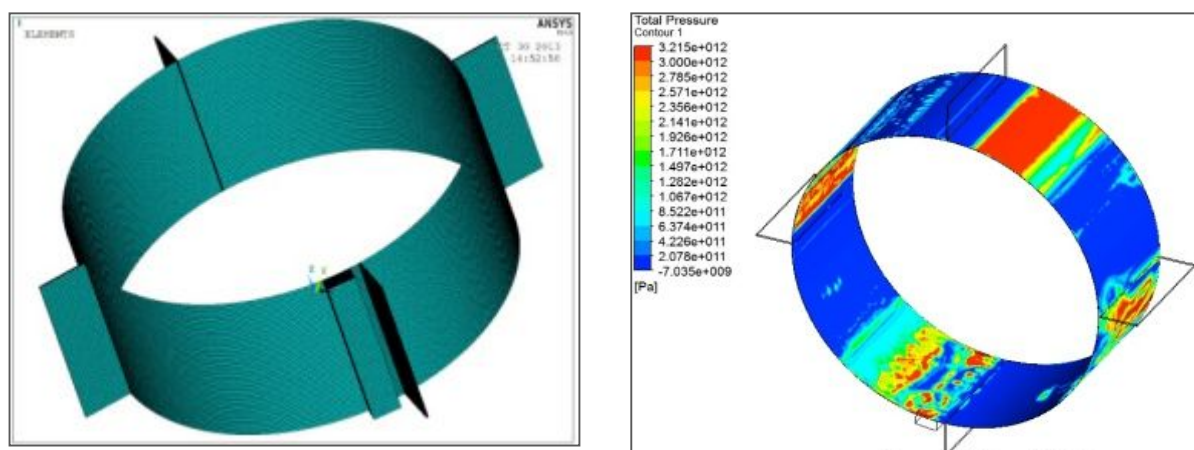


Рис. 2. КЭ-модель и распределение давления смазки по зазору подшипника

В процессе расчётов был подтверждён эффект «самоподачи смазки» (нали-

чие области отрицательных давлений в передней области вкладыша - он «засасы-

вает» смазку в рабочий зазор). При проектировании перспективных сегментных подшипников скольжения одним из этапов расчётных работ является этап определения и оптимизации характеристик упруго-демпферного подвеса вкладышей. Результаты гидродинамического расчёта характеристик течения смазки в рабочем зазоре подшипника, а именно распределение давления по рабочему зазору, являются входными данными для определения параметров материала упругого подвеса. Оптимизация данных характеристик является необходимым условием механизма поворота вкладышей на упругом подвесе. Разработанная методика строится на модели В.Н. Бузицкого и А.А. Тройникова для материала МР [4]. Исходные параметры включают в себя: K_1 и K_2 – согласующие постоянные; σ_{Tu} , σ_{T_u} – предел текучести и относительный предел текучести материала проволоки; H_c – высота образца в свободном состоянии; S – площадь поперечного сечения образца; \bar{A}_0 – относительный осевой натяг образца; $\bar{\rho}_c$ – относительная плотность; $\bar{\rho}_z$ – относительная плотность заготовки; \bar{d}_u – относительный диаметр проволоки. Через перечисленные исходные данные, а также

E_u (модуль упругости материала); относительный диаметр проволоки \bar{d}_u и определённые с помощью расчёта значения $\bar{\rho}_c$, T_n и a_n находятся требуемые характеристики материала МР, в том числе и диаметр проволоки δ_p .

Исследование характеристик описанной модели позволяет оптимизировать параметры упругого подвеса по величинам осевого натяга, относительного диаметра проволоки, диаметра спирали, характеристик материала.

Результаты исследований. В результате расчётных исследований была создана обобщённая методика проектирования подшипников нового типа, включающая в себя этапы выбора геометрии, 3D-моделирования конструкции, создания конечно-элементных моделей узких зазоров, расчёта характеристик слоя смазки, расчёта характеристик упругого подвеса вкладышей, полипараметрическую оптимизацию конструкции. В итоге проводится Fluid-structure interaction (FSI) расчёт системы «упругий подвес - вкладыш – рабочий зазор – вал». Результаты исследования влияния угла поворота вкладыша подшипника на характеристики течения смазки в рабочем зазоре представлены на рис. 3.

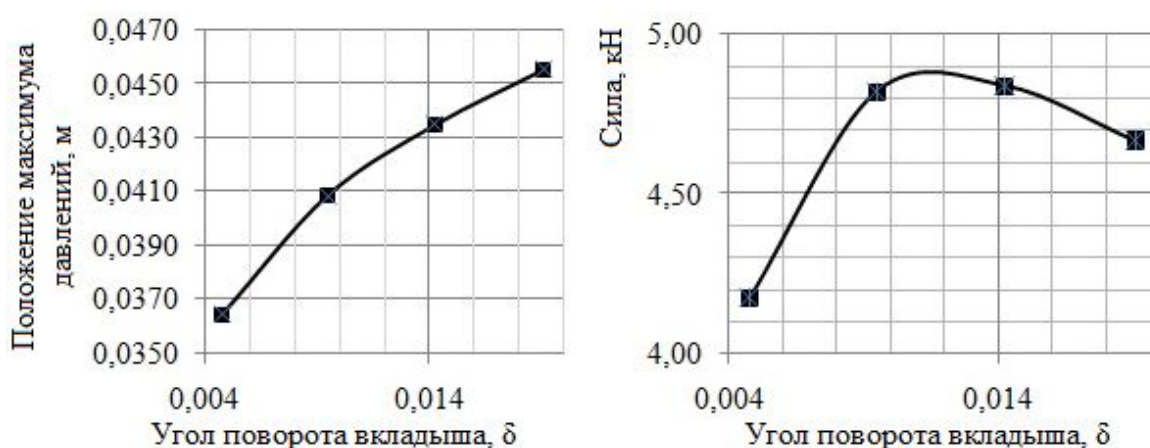


Рис.3. Зависимость максимального давления и силы от величины зазора

Зависимость силы от угла поворота имеет максимум, что свидетельствует о наличии оптимального значения рабочего угла поворота нагруженного вкладыша

δ_{opt} . График максимума давлений приближается к максимальной величине давлений, превысить которую с данными

конструкцией рабочего зазора и эксплуатационными характеристиками невозможно. Полученные результаты, отвечающие на вопросы о поведении смазки в сверхузких зазорах (5-15 мкм), подтверждают высокие ресурсные характеристики подшипника.

Созданная методика проектирования позволяет спроектировать и рассчитать любой сегментный гидродинамический подшипник. Предлагаемая методика расчёта параметров упругого подвеса позволяет на этапе проектирования определить диаметр проволоки и требуемую плотность материала.

Обсуждение. Установка в стационарную газотурбинную установку подшипников скольжения вместо роликовых подшипников позволяет без серьёзного изменения конструкции увеличить динамическую устойчивость ротора и ресурс турбины. Результаты испытаний [1] показали, что оптимальной является конструкция ПССК с четырьмя вкладышами, кроме того, результаты измерений и расчётов подшипников схожей конструкции дают материал для дальнейших исследований [5].

Существующие методики расчёта не могут быть применены из-за отличия в конструкции подшипника. Созданная методика проектирования ПССК учитывает особенности конструкции и механизма работы данных подшипников. Методика позволяет устранить неточности, возникающие при использовании известных аналитических методик [6].

Проведённый анализ распределения давлений в зазоре подшипников с аксиальной расточкой вкладышей (традиционная конструкция) и с расточкой вкладышей в радиус вала (рис. 1) показал следующее. Вид зависимостей совпал с теоретическими для сегментных подшипников с самоустанавливающимися вкладышами [7]. Характер распределения давлений в случае расточки вкладышей в радиус вала более сглаженный (реализация «наполненной» эпюры), в случае аксиальной расточки - «пиковый», макси-

мальное значение давления почти в два раза выше, чем для расточки в радиус вала. Такие же данные для традиционного подшипника были получены в работах С.А. Чернавского и А. Камерона. Более сглаженное распределение давлений в слое смазки подшипника свидетельствует о повышенном ресурсе таких подшипников. Это было подтверждено в ходе экспериментальных исследований подшипников с расточкой вкладышей в радиус вала [1].

Разработанная в ходе исследований математическая модель материала МР позволяет эффективно решать проблемы виброзащиты. Модель позволяет определять требуемые характеристики материала упругого подвеса при проектировании подшипника. Но для эффективного расчёта системы необходима конечно-элементная модель материала МР. В этом случае будет создана комплексная конечно-элементная модель системы «рабочий зазор – вкладыш – упругий подвес», которая позволит решать сопряжённые задачи гидродинамики, теплового анализа и деформирования.

Заключение.

1. В процессе исследований была разработана математическая модель системы «рабочий зазор – вкладыш – упругий подвес» и методика проектирования гидродинамического подшипника с упругим подвесом вкладышей.

2. Разработанная математическая модель поведения системы «рабочий зазор – вкладыш – упругий подвес» позволяет на основе результатов расчётов характеристик течения смазки в рабочем зазоре подшипника и величины, воспринимаемой подшипником, найти оптимальные значения параметров материала «металлический аналог резины». В работе было использовано сочетание аналитических методик расчёта и современных программных средств, таких как ANSYS CFX, ANSYS Mechanical, ICEM CFD, NX. Созданная методика проектирования ПССК является новой, учитывает особен-

ности конструкции и механизма работы данных подшипников.

3. Предлагаемый подшипник – эффективное решение для высоконагруженных роторов, требующих динамической устойчивости и большого ресурса подшипника. В составе литой опоры подшипник скольжения «сухого картера» с расточкой вкладышей в радиус вала

может послужить эффективной заменой подшипникам качения и подшипникам скольжения традиционной конструкции.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Проектирование сегментных гидродинамических подшипников скольжения - сухого картера с расточкой вкладышей в радиус вала и силовым замыканием рабочего зазора. Технический отчет НИР: исполнитель ОАО СКБМ и др. Самара: ОАО СКБМ, 2008. 133 с.

2. Паровой Е.Ф., Фалалеев С.В. Гидродинамический подшипник в составе свободной турбины ГТД наземного применения // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. № 2(25). 2013. С. 88-92.

3. Паровой Е.Ф., Гордеев В.Б. и др. Проектирование гидродинамического подшипника авиационного двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2012. № 3(34), ч. 2. С.107-111.

4. Бузицкий В.Н. и др. Расчёт втулоч-

ных амортизаторов из материала МР, работающего на сжатие // Сборник науч. трудов «Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып. 3. Куйбышев: КуАИ, 1976. С. 15-21.

5. Tschoepe D.P., Childs D.W. Measurements versus Predictions for the Static and Dynamic Characteristics of a Four-Pad, Rocker-Pivot, Tilting-Pad Journal Bearing // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2014. V. 136, no. 5. Article number 052501

6. Bruce R.W. Handbook of Lubrication and Tribology (Theory and Design, Second Edition). CRC Press Taylor & Francis Group, 1224 p.

7. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчёт и проектирование опор жидкостного трения: справочник. М.: Машиностроение, 1983. 232 с.

Информация об авторе

Паровой Елена Фёдоровна, аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследователь-

ский университет). E-mail: selena_pa@mail.ru. Область научных интересов: гидродинамические подшипники, моделирование процессов течения смазки в узких зазорах, теория металлорезины.

DESIGNING OF LOW-FLOW RATE SLIDER BEARINGS FOR TURBOMACHINERY ROTORS

©2014 Ye.F. Parovay

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

In this paper, constructions' peculiarities and an action mechanism are described as well as a design process of low demand sliding bearings. The analysis of the existing design methodologies shows their imperfections and impossibility adequately applying for characterization of low-flow sliding bearings. These bearings is operated under low lubrication supply (no oil bath). Efficiency of the proposed design of the sliding bearing is based on availability of the elastic suspension, bushings' bore in the radius of the shaft, which minimizes the time of boundary friction and increases the bearing life. Described hydrodynamic model of the working gap allows to determine the characteristics of the oil-flow. As a result of computational research has been established a generalized designing method for new type of bearing, comprising stages: geometry choice, 3D-design, finite element models of the narrow gaps creation, the calculation of the oil-flow characteristics, calculating the characteristics of the elastic suspension, polycriterial optimization. Also shows the results of computational research of bearing's characteristics (diagram of pressure, depending the characteristics of the flow of lubricant on the angle of bushings, etc.). Recommendations are given for optimizing the design and choice of materials.

Sliding bearing, a lubricant layer, elastic suspension, design methodology.

References

1. Proektirovaniye segmentnykh gidrodinamicheskikh podshipnikov skoljeniya sukhovo kartera [Designing of segmental hydrodynamic sliding bearings of dry crankcase]. Technical report. Samara, JSC SKBM, 2008. 133 p. (In Russ.)
2. Parovay E.F., Falaleev S.V. Hydrodynamic bearing as a part of a free turbine GTE of a ground application // Vestnik RGATU. 2013. No. 2(25). P. 88-92. (In Russ.)
3. Parovay Ye.F., Gordeev V.B., Falaleev S.V. Designing of the aviation engine's hydrodynamic bearing // Vestnik of the Samara State Aerospace University. 2012. No. 3(34), part 2. P. 107-111. (In Russ.)
4. Buzickij V.N., Trojnikov A.A. Raschet vtulochnykh amortizatorov iz materiala MR, rabotaustsego na sjatie // Cbornik nauch. trudov «Vibratsionnaya prochnost' i nadezhnost' dvigateley i sistem letatel'nykh apparatov». V. 3. Kuybyshev: KuAI Publ., 1976. P. 15-21. (In Russ.)
5. Tschoepe D.P., Childs D.W. Measurements versus Predictions for the Static and Dynamic Characteristics of a Four-Pad, Rocker-Pivot, Tilting-Pad Journal Bearing // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2014. V. 136, no. 5. Article number 052501.
6. Bruce R.W. Handbook of Lubrication and Tribology (Theory and Design, Second Edition). CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. 1224 p.
7. Voskresenskij V.A., Djakov V.I., Zile A.S. Raschet i proektirovaniye oporjudkostnogo treniya [The analysis and design of the fluid friction supports]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 232 p.

About the author

Parovay Elena Fedorovna, postgraduate student of Aircraft Engines Design Department of Samara State Aerospace University. E-mail: selena_pa@mail.ru. Area of

Research: hydrodynamic bearings, simulation of lubricant flow in fluid films, metal analog of rubber theory.