

Расчет и конструирование

УДК 532.5:532.135; 532.6:532.62

DOI: 10.14529/engin210301

МЕТОДИКА РАСЧЁТА РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА РАННИХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ И РОТОРНЫХ МАШИН

И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, Д.Н. Никитин

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Обеспечение требуемого уровня надёжности машин и механизмов на этапе проектирования всегда было актуальным. Для этого на разных этапах проектирования применяется широкий спектр специализированного программного обеспечения, основу которого составляют математические модели, методы и методики расчёта отдельных сопряжений деталей машин. Подшипники скольжения, как правило, являются сопряжениями, лимитирующими надёжность и ресурс машин, поскольку отказы подшипников приводят к остановке машин и производственных процессов. Всё большую актуальность проблема прогнозирования и обеспечения технического ресурса машин приобретает в связи с ростом их нагруженности (в частности, ДВС). Данная статья описывает методику расчёта ресурса гидродинамических подшипников скольжения, основанную на совместном решении гидродинамической и контактной задач. Основу методики и её отличительную особенность составляет математическая модель вязкости смазочного материала, которая отражает явление образования и разрушения адсорбционного граничного слоя на поверхностях трения подшипника. Результатом решения гидродинамической задачи для подшипника скольжения является набор взаимосвязанных гидромеханических характеристик. Минимальная толщина смазочного слоя и её распределение по угловой координате или за цикл нагружения, параметры шероховатости поверхностей подшипника являются ключевыми для расчёта скорости изнашивания и ресурса подшипника. Представлен пример практического применения методики для оценки влияния индивидуальных противоизносных свойств моторного масла на скорость изнашивания шатунного подшипника коленчатого вала двигателя КамАЗ-740, а также влияние величины шероховатости поверхности вкладыша на нагрузочную способность подшипника. В качестве дальнейших направлений развития методики отмечены: оценка абразивного изнашивания подшипника, оценка усталостной долговечности поверхности вкладыша, а также разработка алгоритмов построения кривой износа подшипника.

Ключевые слова: подшипники скольжения, ресурс, методика расчёта, моделирование, скорость изнашивания.

Введение

Поршневые и роторные машины распространены во всех областях промышленности. К ним относятся двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и агрегаты наддува, компрессоры, кривошипно-шатунные прессы и др. Обеспечение требуемой долговечности машин, прогнозирование их ресурса на ранней стадии проектирования является актуальной задачей современного машиностроения, для которого характерно активное применение математического моделирования. Ресурс и долговечность поршневых и роторных машин определяющим образом зависят от ресурса их основных сопряжений – подшипников скольжения (ПС).

На ранних этапах проектирования машин принимаются принципиальные технические решения, позволяющие обеспечить повышение надёжности. В этой связи к математическим моделям, описывающим процессы изнашивания машин, их отдельных узлов и агрегатов, предъявляется ряд требований, среди которых адекватность и применимость в инженерной практике. Последнее требование обусловлено тем, что процессы изнашивания сопряжений деталей машин зависят от множества факторов и сопровождаются сложными физико-химическими явлениями. Часто модели, описывающие различные виды изнашивания, содержат большое количество параметров, требующих экспериментального определения. Из-за сложности явлений и процессов изнашивания

Расчет и конструирование

применение многих математических моделей и теорий изнашивания в инженерной практике ограничено.

Настоящая статья является продолжением исследований авторов в области разработки математических моделей и методов расчёта изнашивания гидродинамических ПС и отражает связь между математическими моделями изнашивания ПС и расчётом одного из показателей их надёжности – ресурса. В отличие от известных методик расчёта, в данной работе внимание уделено учёту индивидуальных противоизносных свойств смазочного материала как одному из факторов, определяющих интенсивность изнашивания поверхностей трения подшипника, а следовательно, и его ресурс.

1. Ресурс подшипника скольжения

Под ресурсом ПС понимается время его работы до достижения предельного состояния, то есть состояния, при котором подшипник не выполняет своей функции. При эксплуатации машины предельное состояние ПС характеризуется увеличенными вибрациями, появлением стуков, повышенными температурами в результате нарушения жидкостной смазки и др. Износ ПС выражается изменением геометрических размеров поверхностей трения, увеличением радиального (диаметрального) зазора выше допустимого значения. В результате этого смазочный слой теряет несущую способность, в нём не развиваются достаточные для уравнивания внешней нагрузки гидродинамические давления. Это в конечном итоге приводит к выходу из строя машины или агрегата.

Типичной поршневой машиной, в конструкции которой ПС считаются одними из ресурсопределяющих сопряжений, является ДВС. В частности, шатунные и коренные подшипники скольжения коленчатого вала являются узлами, лимитирующими надёжность ДВС наряду с сопряжениями в цилиндро-поршневой группе. Далее процесс изнашивания будем рассматривать на примере именно шатунных подшипников коленчатого вала.

Ф.Н. Авдонькин [1] отмечал, что в динамически нагруженных сопряжениях, таких как подшипники скольжения кривошипно-шатунного механизма (например, в ДВС), по мере износа возникает дополнительная инерционная нагрузка, приводящая к возникновению ударов. Величина работы удара пропорциональна величине зазора в сопряжении. Исходя из этого он предположил, что в процессе эксплуатации двигателя интенсивность изнашивания шатунного подшипника должна увеличиваться пропорционально зазору. В результате исследования нескольких моделей двигателей в стендовых и эксплуатационных условиях было установлено, что с увеличением зазора в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма увеличивается интенсивность изнашивания сопряжений и кривая износа шатунных подшипников отличается от общепринятой. Интенсивность изнашивания подшипника после окончания приработки продолжает непрерывно расти.

Ф.Н. Авдонькин также показал, что износ S шеек и вкладышей, а значит и зазор в подшипниках коленчатого вала зависят от наработки T экспоненциально:

$$S = S_0 \cdot e^{bT}, \quad (1)$$

где S_0 – износ в конце приработки, приведённый к моменту начала эксплуатации; b – изменение интенсивности изнашивания на единицу износа деталей сопряжения (принимает значения порядка 0,0025–0,0069, по сути является интенсивностью отказов).

Овальность шеек коленчатого вала также возрастает в процессе эксплуатации двигателя по экспоненциальной зависимости [2].

Падение давления в системе смазки на определённых скоростном и тепловом режимах работы двигателя также подчиняется экспоненциальной зависимости [3]:

$$p = p_0 \cdot e^{-b_p T}, \quad (2)$$

где p_0 – давление в системе смазки в конце приработки, приведённое к моменту начала эксплуатации; b_p – коэффициент, характеризующий скорость снижения давления в процессе эксплуатации.

Зависимости (1) и (2) были многократно подтверждены экспериментальными исследованиями, а также обработкой статистических данных об износе подшипников коленчатого вала в эксплуатации. Например, А.С. Денисовым и др. [4] были получены кривые изменения зазора в коренных и шатунных подшипниках, овальности шеек коленчатого вала, давления в системе смазки двигателей КамАЗ-740 (48 двигателей) в процессе эксплуатации, что позволило определить пара-

метры, входящие в зависимости (1) и (2). Полученные аналитические зависимости с высокой степенью достоверности соответствуют экспериментальным данным, поскольку коэффициент детерминации составил более 0,9.

Ресурс ПС можно рассчитать по формуле [5]:

$$R_h = \frac{\Delta h_{lim}}{v_w}, \text{ ч}, \quad (3)$$

где Δh_{lim} – предельный износ, мкм; v_w – скорость изнашивания поверхностей трения, мкм/ч или мкм/км.

Предельный износ ПС определяется как

$$\Delta h_{lim} = C_{\Pi} - C, \text{ мкм}, \quad (4)$$

где C_{Π} – предельный радиальный зазор в ПС, мкм; C – установочный радиальный зазор в ПС.

Расчёт ресурса ПС осложняется тем, что величины, входящие в выражения (3) и (4), являются случайными. Так, скорость изнашивания v_w зависит от множества факторов (нагрузка, скорость скольжения, температура, твердость поверхностей, предел прочности материалов, условия эксплуатации и т. п.) и может изменяться в широких пределах. Предельный износ Δh_{lim} (то есть износ, при котором наступает отказ) через установочный радиальный зазор C зависит от точности изготовления элементов подшипника (наличие отклонений формы и поверхности, например, овальность, седлообразность, бочкообразность), точности монтажа (усилие затяжки корпуса, плотность прилегания втулки или вкладыша к корпусу). Кроме того, зазор изменяется при работе подшипника в результате упругих деформаций корпуса или прогиба вала, обусловленных механическими и тепловыми нагрузками, в результате износа. Обоснование же предельного радиального зазора C_{lim} представляет собой отдельную задачу.

Для подшипников ДВС характерна работа при различных нагрузочных и скоростных режимах. Это, в свою очередь, также осложняет расчёт ресурса подшипников ввиду вероятностного характера режимов работы в эксплуатации.

Универсальным методом определения плотности распределения ресурса является метод статистического моделирования (метод Монте-Карло), при применении которого случайные величины начального износа (приведённого к началу эксплуатации после приработки), скорости изнашивания, моменты концов реализаций подчиняются своим законам распределения (рис. 1) $f(S_0)$, $f(S_1)$ и $f(C_{\Pi})$ соответственно [6].

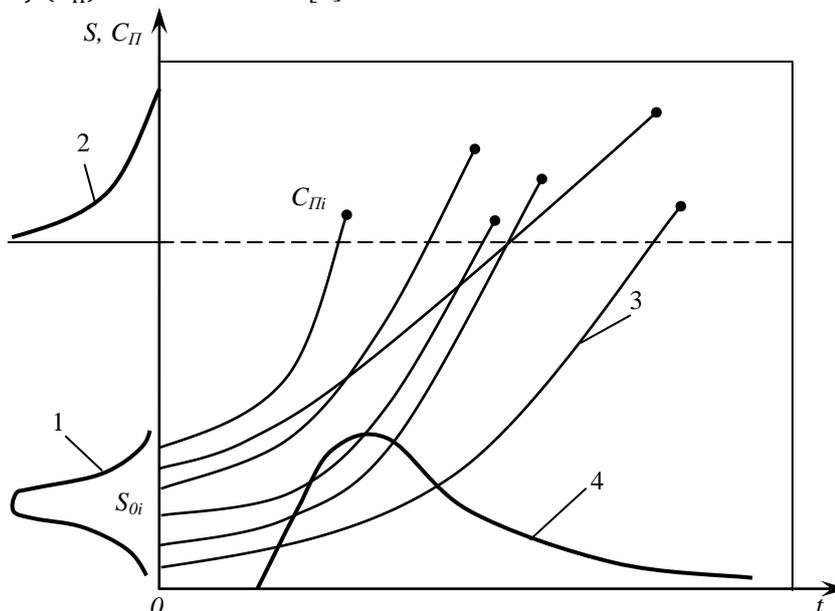


Рис. 1. Определение ресурса моделированием реализаций износа [5]:
1 – распределение значений износа в конце приработки $f(S_0)$; 2 – распределение значений предельного износа $f(C_{\Pi})$; 3 – реализация износа с начальными S_{0i} и предельными C_{Π} значениями; 4 – смоделированное распределение ресурса

Расчет и конструирование

Для случая экспоненциальной реализации износа ПС (1) плотность распределения ресурса определяется следующим выражением [6]:

$$f(t) = \frac{b \cdot | -C_{\Pi} | \cdot e^{(-b \cdot t)}}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{S_0}} \cdot e^{\left(\frac{(C_{\Pi} e^{(-b \cdot t)} - \bar{S}_0)^2}{2 \cdot \sigma_{S_0}^2} \right)}.$$

Здесь S_0 подчиняется нормальному закону распределения, и в отношении подшипника представляет собой не что иное, как радиальный зазор C после приработки, приведённый к началу эксплуатации; σ_{S_0} – среднее квадратическое отклонение радиального зазора.

Изменение интенсивности изнашивания на единицу износа деталей сопряжения b является по сути интенсивностью отказов (обычно для экспоненциального закона обозначается λ) и представляет собой величину, обратную ресурсу R_h , то есть

$$b = \frac{v_w}{\Delta h_{lim}}, \text{ ч}^{-1}.$$

Необходимо также отметить, что для ПС понятия ресурса и наработки на отказ совпадают.

Таким образом, задача прогнозирования ресурса ПС на раннем этапе проектирования машин сводится к определению скорости изнашивания поверхностей трения подшипника в оговоренных условиях нагружения и обоснованию значения предельного износа.

2. Краткий обзор некоторых методик расчёта и программного обеспечения (ПО) для моделирования изнашивания подшипников скольжения

Все известные методики расчёта ресурса по износу и моделирования изнашивания гидродинамических ПС основываются на результатах решения гидродинамической задачи смазки подшипника, которая может быть решена различными методами [7].

В.К. Румбом [8] была предложена методика определения ресурса R_h подшипников коленчатого вала в предположении степенной реализации износа подшипников

$$R_h = (I_{pr}/A_I)^{1/\beta_I}, \quad (5)$$

где I_{pr} – предельный износ, мкм; A_I – скорость изнашивания, мкм/ч; показатель степени β_I .

Показатель степени β_I считают детерминированной величиной, и его значение можно задавать в функции от отношения критической толщины смазочного слоя $h_{lim,cr}$ к минимальной h_{min} , например, по формуле

$$\beta_I = 1 + (h_{min}/h_{lim,cr})^{n_I}, \quad (6)$$

где n_I – показатель степени.

В этой методике ресурс считается зависимым только от одной случайной величины – A_I , выражение для определения плотности распределения ресурса представлено в предположении, что скорость изнашивания распределена по нормальному закону. Методика предполагает многократные вычисления ресурса по формулам (5) и (6) при случайным образом заданных значениях параметров A_I и β_I , а полученные таким образом значения ресурса R_h подвергаются статистической обработке и определяют математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение.

Метод прогнозирования износа подшипников коленчатого вала на основе имитационного моделирования был предложен С.М. Захаровым в работе [9]. Имитационная модель позволяет воспроизводить с помощью ЭВМ режимы работы двигателя, условия работы подшипников коленчатого вала на этих режимах, изменения поверхностей трения с учётом свойств материалов. Ключевые аспекты этой модели следующие: воспроизводится установившийся процесс изнашивания, определяющий ресурс подшипника; основной вид изнашивания – абразивный, к которому в случае нарушения режима жидкостной смазки добавляется контактное изнашивание; модель является стохастической. Представлены соотношения для построения модели абразивного изнашивания поверхностей трения подшипника. В результате применения модели было получено распределение интенсивности изнашивания подшипников коленчатого вала тепловозного дизеля: отношение износа к 10^5 км пробега тепловоза. Сопоставление результатов с данными эксплуатации показало, что расхождения не превышают 10–20 %. Этот метод представляется весьма перспективным для прогнозирования износа подшипников скольжения и был взят авторами для дальнейшего развития. К сожалению, найти практическую реализацию данного метода в современном программном обеспечении для моделирования подшипников скольжения не удалось.

Позднее Д.А. Черепановым [10] была предложена расчетно-экспериментальная модель изнашивания ПС коленчатых валов поршневых ДВС, по сути также основанная на методе имитационного моделирования и предусматривающая следующее: выполнение динамического расчёта ДВС с целью определения нагрузок в кривошипно-шатунном механизме; решение гидродинамической задачи подшипников коленчатого вала для определения продолжительности существования граничной смазки за цикл нагружения подшипника; определение значений безразмерных линейных интенсивностей изнашивания поверхностей трения по теории И.В. Крагельского; расчёт толщины изношенного слоя шейки вала и вкладыша. Расчетная оценка изнашивания осуществляется последовательно для конкретных режимов работы ДВС, то есть с шагом по нагрузке и частоте вращения коленчатого вала.

Однако выражения, используемые для определения интенсивностей изнашивания шейки и вкладыша, содержат большое количество таких параметров, как коэффициент эластичности (хрупкости материала) подшипника, показатель кривой усталости для подшипника, фрикционные характеристики подшипника при данных условиях работы (зависят от условий смазывания). Определение этих параметров представляет некоторые трудности, связанные с необходимостью проведения объёмных экспериментальных исследований для современных конструктивных и смазочных материалов. Также эта модель не учитывает влияние температуры подшипника на интенсивность изнашивания. Кроме того, контактная задача решается с применением выражений для подшипника скольжения, работающего без смазки.

N. Nikolic, T. Torovic и другие [11, 12] предложили методику построения теоретической диаграммы износа подшипников коленчатого вала с учётом контактного взаимодействия между поверхностями трения. При этом также использованы соотношения для расчёта контактных параметров подшипника скольжения без смазки [13]. Результаты применения этой методики представлены на рис. 2.

N. Nikolic, T. Torovic использовали предположение о том, что износ пропорционален контактному давлению. Однако такой подход не учитывает присутствие смазочного материала между поверхностью шейки и вкладыша и его влияние на процесс изнашивания.

В.В. Гриб [14] предложил метод математического эксперимента для прогнозирования ресурса и износа узлов трения. Суть метода проста и заключается в том, что рассматривается ряд дискретных состояний узла трения в процессе эксплуатации.

Интервал между этими состояниями называется шагом износа и может принимать значения малой величины износа одной из деталей, всего сопряжения или малый конечный промежуток времени. В пределах шага износа параметры свойств системы и внешнего воздействия остаются постоянными. Закономерности изнашивания могут быть определены либо экспериментально на лабораторных машинах трения, либо аналитически с помощью известных теорий. Изменение системы происходит скачкообразно в рассматриваемых узловых точках. Предельное состояние узла трения может быть задано предельной величиной любого параметра (контактным напряжением, зазором и т. д.), который изменяется по мере изнашивания и определяется на каждом шаге износа. Такой подход используется во многих работах [15–17].

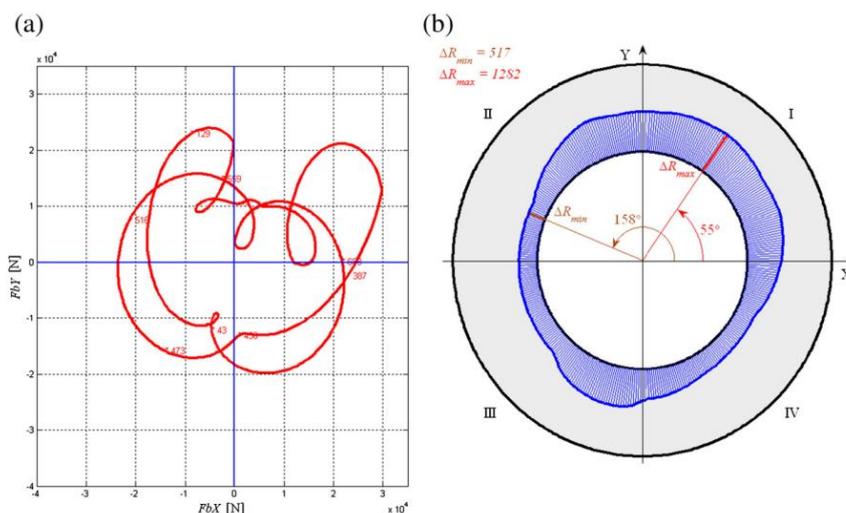


Рис. 2. Полярная диаграмма нагрузок на коренной подшипник (а) и условная диаграмма износа вкладышей (б) [11]

Расчет и конструирование

Влияние износа на работоспособность гидродинамических подшипников скольжения изучалось многими зарубежными исследователями: Mokhtar, Ligterink и de Gee, Fillon, Dufrane, Hashimoto, Vaidyanathan, Kumar и другими [18–22]. Для большинства работ, посвящённых моделированию износа с учётом изменения геометрии подшипника, характерны стационарный случай нагружения, использование модели Арчарда или Гринвуда для описания износа, а также итерационный метод определения окончательной геометрии изношенного подшипника, основанный на линейной экстраполяции износа. Влияние износа на характеристики подшипника оценивается на основе расчётов через определённый шаг износа. При этом учёт различных видов изнашивания, в частности абразивного, осуществляется на основе использования в законе Арчарда экспериментальных значений коэффициентов износа для этого вида изнашивания.

Методики и математические модели изнашивания ПС находят своё отражение в соответствующем ПО. Некоторые из программных комплексов, которые используются при проектировании машин с ПС, представлены на рис. 3. Обзор возможностей современного ПО [23–30] показывает, что роли противоизносных свойств смазочных материалов в процессе изнашивания ПС по-прежнему уделяется недостаточно внимания. Как правило, базы данных ПО содержат сведения о вязкостно-температурных свойствах тех или иных масел, характере реологического поведения, и для описания этих свойств предлагаются разные математические модели. Влияние же противоизносных свойств смазочных материалов, обусловленных адсорбцией активных компонентов смазочной среды на поверхностях трения, в современном ПО не учитывается, что в значительной степени ограничивает обоснование выбора смазочного материала (СМ) и других технических решений ПС на ранней стадии проектирования машин.

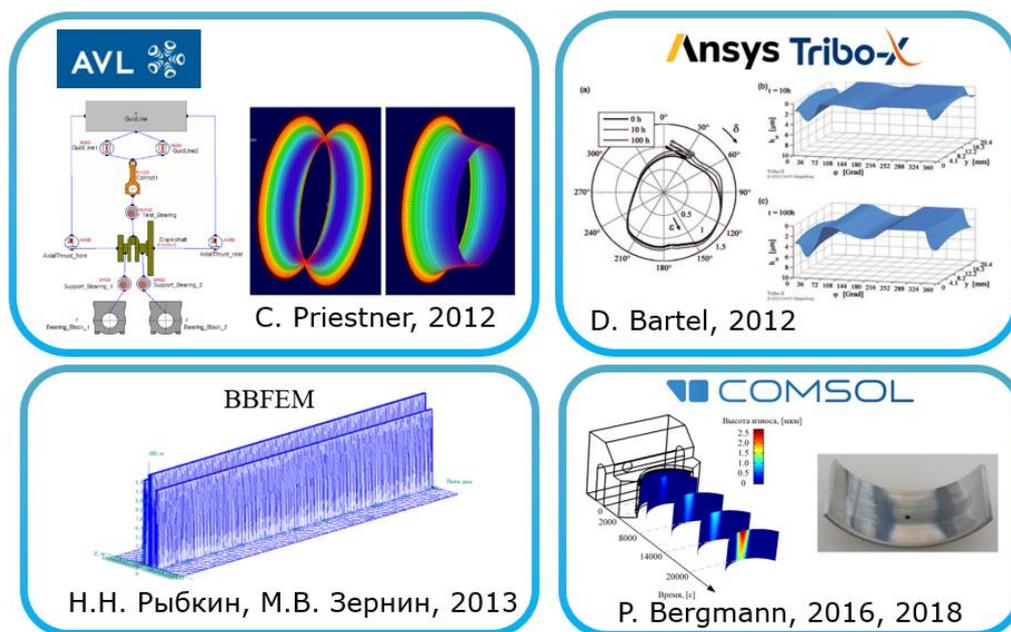


Рис. 3. Программное обеспечение для моделирования изнашивания ПС

3. Методика расчёта ресурса ПС с учётом индивидуальных противоизносных свойств смазочного материала

Методика расчёта ресурса основана на методе, предложенном С.М. Захаровым, заключающемся в воспроизведении характерных режимов работы подшипника в составе машины, определении ГМХ подшипников на этих режимах, расчете износа шейки вала и втулки (вкладыша) с учетом разных механизмов изнашивания, имеющих место в данном сопряжении [9].

Последовательность решения задач для определения износа и ресурса гидродинамических ПС представлена на рис. 4.

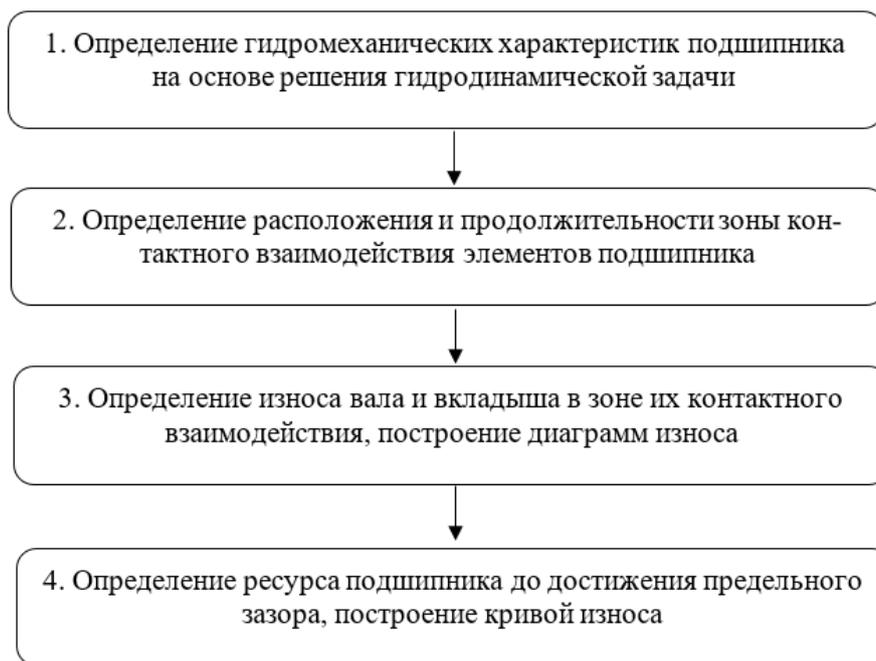


Рис. 4. Последовательность решения задач для определения износа и ресурса гидродинамических подшипников скольжения

Определение гидромеханических характеристик подшипника. Все известные методики расчёта ресурса по износу и моделирования изнашивания гидродинамических ПС основываются на результатах решения *гидродинамической задачи*.

Для расчёта скорости изнашивания поверхностей трения гидродинамического ПС необходимо, в первую очередь, решить гидродинамическую и контактную задачи. Результатом расчёта подшипника на основе гидродинамической теории смазки является, как правило, набор взаимосвязанных гидромеханических характеристик (ГМХ), позволяющих оценить теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность подшипника, а также расчетные траектории движения подвижных элементов подшипника под действием изменяющейся по времени и величине нагрузки. К числу наиболее важных ГМХ, достаточных для оценки работоспособности динамически нагруженных подшипников, относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h(t)_{min}$ и максимального гидродинамического давления $p(t)_{max}$, а также их экстремальные $inf h_{min}$, $sup p_{max}$ и средние h_{min}^* , p_{max}^* за цикл нагружения $t_{ц}$ величины, эффективная температура смазочного слоя $T_{э}$, мгновенные и средние потери мощности на трение $N(t)$, N^* ; расходы смазочного масла $Q_B(t)$, Q_B^* [31]. Важным параметром, характеризующим вероятность возникновения задира, является относительная суммарная за цикл нагружения протяженность области $\alpha_{h_{lim,cr}}$ в %, где значения h_{min} меньше допустимых величин $h_{lim,cr}$ (зона контактного взаимодействия при граничной смазке).

С точки зрения моделирования изнашивания подшипника ключевым является распределение минимальной толщины смазочного слоя по угловой координате подшипника для стационарной нагрузки или распределение по углу поворота вала для нестационарной нагрузки.

ГМХ подшипников рассчитываются на основе решения трёх взаимосвязанных задач – расчёт динамики подвижных элементов подшипника, определение гидродинамических давлений в тонком смазочном слое, оценка теплового состояния элементов подшипника. Взаимосвязь обусловлена физикой работы гидродинамического подшипника скольжения, которая заключается в уравнивании внешней нагрузки, действующей на подшипник, гидродинамическими давлениями, развиваемыми в смазочном слое, заключённом между относительно движущимися поверхностями. При этом в смазочном слое происходит тепловыделение, влияющее на вязкость смазочного материала и тепловое состояние элементов подшипника.

Расчет и конструирование

Таким образом, для определения ГМХ и получения траектории движения центра масс каждого подвижного элемента подшипника (например, коренной шейки, поршневого пальца) под действием переменной по величине и направлению нагрузки необходимо решить уравнение движения (в виде уравнения равновесия). Составляющими этого уравнения являются в функции от времени внешняя нагрузка и реакция смазочного слоя в виде равнодействующей силы от развиваемых в слое гидродинамических давлений.

Расчёт гидродинамических давлений, необходимых для вычисления реакции смазочного слоя, может быть выполнен различными методами [7, 31]. Для оценки теплового состояния ПС при расчёте ГМХ подшипников оправдано использование изотермического подхода, основанного на уравнении теплового баланса, отражающего равенство средних за цикл значений теплоты, рассеянной в смазочном слое, и теплоты, отведенной СМ, вытекающим в торцы ПС. Это доказано работами В.Н. Прокопьева, В.Г. Караваева и др.

Ключевой особенностью разрабатываемой методики является математическая модель вязкости СМ, учитывающая не только зависимость вязкости от температуры, давления и скорости сдвига, но и граничное состояние СМ при толщинах смазочного слоя, сопоставимых с высотой микронеровностей – явление образования [32] и разрушения высоковязкого граничного смазочного слоя (ВГСС). Подробное описание модели представлено в предыдущей работе авторов в данном журнале¹. Использование этой модели при расчёте поля гидродинамических давлений, возникающих в смазочном слое, позволяет учесть влияние противоизносных свойств СМ на распределение контактных давлений в подшипнике, на износ его элементов.

Определение расположения и продолжительности зоны контактного взаимодействия элементов ПС основано на теории Гринвуда–Триппа, которая используется в работах многих зарубежных исследователей [23, 24, 27, 28], описывает контакт двух номинально плоских, случайно шероховатых поверхностей. Контактное давление p_a представляется как произведение коэффициента упругости K с функцией вида $F_{5/2}(H_S)$:

$$p_a = K \cdot E^* \cdot F_{5/2}(H_S), \quad \text{Н/мм}^2, \quad (7)$$

$$H_S = \frac{(h - \bar{\delta}_S)}{\sigma_S},$$

$$E^* = \left(\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right)^{-1}, \quad (8)$$

где H_S – параметр безразмерного зазора (безразмерная толщина смазочного слоя); h – расчётная толщина смазочного слоя; σ_S – параметр распределения шероховатости микронеровностей (входит в закон нормального распределения); E^* – составной модуль упругости; ν_i – коэффициенты Пуассона; $\bar{\delta}_S = \bar{\delta}_{S,J} + \bar{\delta}_{S,S}$ – средняя высота микронеровностей вала и вкладыша; E_i – модули упругости поверхностей трения ПС.

Функция $F_{5/2}(H_S)$ или функция формы определяется как

$$\begin{cases} F_{5/2}(H_S) = 4,4086 \cdot 10^{-5} (4 - H_S)^{6,804}, & \text{при } H_S < 4 \\ 0, & \text{при } H_S \geq 4 \end{cases}. \quad (9)$$

Величина коэффициента упругости определяется следующим образом:

$$K = \frac{16 \cdot \sqrt{2} \cdot \pi}{15} \cdot (\sigma_S \cdot \bar{\beta}_S \cdot \eta_S)^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_S}{\bar{\beta}_S}},$$

где $\bar{\beta}_S$ – средний радиус вершин; η_S – плотность вершин.

Параметр H_S имеет тот же физический смысл, что и критерий, по которому принято отличать виды смазки в ПС (жидкостный от граничного).

Известно, что тонкий смазочный слой обладает механическими свойствами – в граничном состоянии имеет высокую упругость формы. Однако при расчёте контактных давлений по зависимости (7) влияние смазочного материала, находящегося на поверхностях трения, на величину контактных давлений не учитывается. При наличии на поверхностях трения ВГСС модули упругости E_1 и E_2 в выражении (8) должны быть заменены эквивалентными модулями упругости E_1^3 и

¹ Моделирование гидродинамических подшипников скольжения с учётом индивидуальных противоизносных свойств смазочных материалов / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, Д.Н. Никитин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2021. Т. 21, № 1. С. 14–28. DOI: 10.14529/engin210102

E_2^3 , являющимися функциями H_s , поскольку граничные слои имеют градиент по нормали к поверхности (с уменьшением толщины граничного слоя его модуль упругости увеличивается). Эквивалентные модули упругости E_i^3 могут быть рассчитаны с использованием модели Progi и др. [17]:

$$E_i^3 = E_{ГС}(H_s) \cdot \left[1 - 2 \cdot \nu_{ГС} \cdot \frac{\frac{\nu_{ГС}}{E_{ГС}(H_s)} \frac{\nu_i}{E_i}}{\frac{1-\nu_{ГС}}{E_{ГС}(H_s)} \frac{1-\nu_i}{E_i}} \right],$$

где $E_{ГС}(H_s)$ – модуль упругости ВГСС, являющийся функцией толщины смазочного слоя; $\nu_{ГС}$ – коэффициент Пуассона ВГСС (ориентировочное значение 0,5 [33]); ν_i, E_i – коэффициент Пуассона и модуль упругости контактирующих поверхностей соответственно.

Определение механических свойств граничного слоя (например, модуля упругости, зависимости $E_{ГС}(H_s)$), образуемого разными СМ, является отдельной сложной задачей, выходящей за рамки настоящей работы и требующей проведения экспериментальных и теоретических исследований.

Алгоритмическая и программная реализация процедуры определения зоны контактного взаимодействия элементов подшипника с учётом вышеизложенного реализуется достаточно просто. На каждом шаге расчёта по углу поворота вала определяется положение шипа и распределение толщины смазочного слоя. После проверки условия (9) для каждой расчётной точки по угловой координате подшипника вычисляется распределение контактных давлений на данном расчётном шаге по времени. Используя распределение контактных давлений, на каждом шаге вычисляется износ в конкретной расчётной точке по угловой координате подшипника, который суммируется за весь цикл нагружения. Контактные давления также учитываются при определении потерь мощности на трение, обусловленных контактным взаимодействием элементов подшипника.

Износ вала и вкладыша $\Delta h(\varphi)$ в зоне их контактного взаимодействия на каждом временном шаге расчёта определяется по следующей формуле [17]:

$$\Delta h(\varphi) = k \cdot \Delta s \cdot p_a(\varphi), \quad (10)$$

где $\Delta h(\varphi)$ – локальный износ; k – коэффициент износа; Δs – путь трения; φ – угловая координата подшипника.

Коэффициент износа k отличается для поверхности вала и вкладыша, а также отличается для этапа приработки и установившегося изнашивания, зависит от сочетаний материалов поверхностей и смазочного материала.

Путь трения Δs может быть найден в виде [12]

$$\Delta s = R_2 \cdot dt \cdot |-\omega_{1i} + \omega_{1i-1}|,$$

где dt – продолжительность текущего шага по углу поворота коленчатого вала, $\omega_{1i}, \omega_{1i-1}$ – абсолютная угловая скорость вращения подшипника на текущем и предыдущем шаге по углу поворота коленчатого вала, соответственно.

Суммарное увеличение износа $\Delta h_n(\varphi)$ в каждой точке контактной зоны находится из выражения

$$\Delta h_n(\varphi) \leftarrow \Delta h_n(\varphi) + \Delta h(\varphi).$$

Полученные значения износа суммировали в каждой точки дискретной сетки на протяжении всего цикла нагружения подшипника, затем находили максимальное значение износа за цикл $\Delta h_{w,max}$ и его угловую координату. Максимальную скорость изнашивания подшипника определяли из выражения

$$v_{w,max} = \frac{\Delta h_{w,max}}{T_{цикла}}, \text{ мкм/ч,}$$

где $T_{цикла} = 2\pi/\omega_1$ – время цикла нагружения, с.

Для расчёта абразивного износа подшипника скольжения необходимо задаться параметрами системы фильтрации СМ – тонкостью отсева масляного фильтра, концентрацией частиц и др. При этом процесс абразивного изнашивания во многом определяется именно этими параметрами. Интенсивность абразивного изнашивания поверхностей подшипника может быть определена по выражениям, предложенным У.А. Икрамовым [34]. Также величина абразивного износа поверхностей может быть определена при подстановке в формулу (10) соответствующего коэффициента износа k .

Расчет и конструирование

При прогнозировании ресурса ПС важно основываться на подходе, при котором считается, что абразивный износ является постоянно действующим, а в зоне контактного взаимодействия к абразивному добавляется износ при граничной смазке (фрикционная усталость) [9].

Определение ресурса подшипника до достижения предельного зазора. После завершения расчёта по всему циклу нагружения подшипника, определяли его ресурс по формуле (3), подставляя найденное значение максимальной скорости изнашивания $v_{w,max}$.

Представленная модель позволяет оценить ресурс подшипника до достижения предельных значений радиального зазора при заданном режиме нагружения, а также обосновать требования к смазочному материалу, параметрам шероховатости поверхностей шейки вала и вкладыша.

Режимы работы машины при прогнозировании ресурса подшипников также могут быть заданы либо по статистическим данным, либо использоваться только характерные для конкретной машины. Например, при прогнозировании ресурса подшипников скольжения коленчатого вала ДВС на ранней стадии проектирования в качестве расчётных режимов удобно брать режимы номинальной мощности и максимального крутящего момента и при этом оценивать износ подшипников за 1000 часов работы на циклах, которые включают в себя эти характерные режимы. Таким образом, моделируется виртуальное испытание на безотказность подшипников скольжения в составе двигателя, оценивается их износ за время испытаний и эффективность тех или иных технических решений.

4. Пример практического применения разработанной методики

В качестве примера практического применения разработанной методики далее представлены результаты моделирования шатунного подшипника двигателя КамАЗ-740 на режиме номинальной мощности, по результатам которого определена скорость изнашивания подшипника и показано влияние на неё индивидуальных противоизносных свойств моторного масла.

Исходные данные для расчёта ГМХ подшипника представлены в табл. 1 и на рис. 5.

Таблица 1
Исходные данные для расчёта шатунного подшипника двигателя КамАЗ-740

| Наименование | Значение |
|---|----------------|
| Радиус кривошипа | 0,0600 м |
| Длина шатуна | 0,2250 м |
| Угловая частота вращения коленчатого вала | 272,27 1/с |
| Диаметральный зазор в подшипнике | 0,0000890 м |
| Ширина подшипника | 0,02652 м |
| Диаметр подшипника | 0,080 м |
| Эффективная температура смазки | 100,0 °С |
| Относительная ширина подшипника | 0,33 |
| Относительный зазор | $\psi = 0,001$ |

Годограф нагрузок, действующих на шатунный подшипник, показан на рис. 5, где 90°, 180° и т. д. означены точки, соответствующие углам поворота коленчатого вала α . Вязкостно-температурная характеристика масла принята для класса вязкости SAE 10W-40.

Дополнительно для расчёта скорости изнашивания необходимо задаться модулями упругости вала и вкладыша, параметрами шероховатости поверхностей. В нашем случае были приняты следующие значения:

- модуль упругости материала вала и вкладыша, соответственно 200 ГПа и 71 ГПа;
- шероховатость шейки коленчатого вала $R_{z1} = 0,25$ мкм (при среднем квадратическом отклонении 0,13 мкм);
- шероховатость поверхности вкладыша $R_{z2} = 2,1$ мкм (при среднем квадратическом отклонении 0,23 мкм).

Коэффициент износа принят равным $k = 1,9 \cdot 10^{-18} \text{ м}^3/(\text{Н} \cdot \text{м})$.

В табл. 2 представлены результаты расчёта скорости изнашивания шатунных подшипников коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 на режиме номинальной мощности.

На рис. 6 представлено распределение минимальной толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике в зависимости от угла поворота коленчатого вала при расчёте по различным моделям вязкости СМ (номера позиций соответствуют примечанию табл. 2).

Результаты предварительного расчёта подшипника с использованием традиционной зависимости вязкости масла от температуры и давления (расчётная модель 1) показывают заниженное значение контактных давлений и соответственно скорости изнашивания 0,0044 мкм/ч. Это обусловлено тем, что расчётная минимальная толщина смазочного слоя в этом случае превышает сумму высот микронеровностей вала и вкладыша.

Расчёт с применением модели вязкости, учитывающей её зависимость дополнительно от скорости сдвига (явление разжижения моторного масла при сдвиге), даёт скорость изнашивания 2,48 мкм/ч. Оба эти расчёта (модели 1 и 2) дают крайние значения.

Применение математической модели вязкости, отражающей явление образования и разрушения ВГСС, позволяет получить скорость изнашивания подшипника в зависимости от противоизносных свойств масла в 1,42 и 1,80 мкм/ч на режиме номинальной мощности. То есть скорость изнашивания подшипника (в рассматриваемом примере) может быть снижена на 21% путём улучшения противоизносных свойств моторного масла с одной и той же вязкостно-температурной характеристикой. Следует отметить, что полученные значения скоростей изнашивания (модели 3 и 4) также являются завышенными вследствие высоких значений шероховатости вкладыша. При соответствующем обосновании исходных данных методика позволяет получить значения скоростей изнашивания шатунных вкладышей двигателя КамАЗ-740, сопоставимых с эксплуатационными [4].

Совместное решение гидродинамической и контактной задач позволяет построить теоретическую диаграмму Герси–Штрибека для подшипника и оценить влияние на его работоспособность различных факторов, например, влияние изменения шероховатости вкладышей на надёжность работы подшипника, влияние различных СМ, геометрических параметров ПС и др. На рис. 7 представлены расчётные диаграммы Герси–Штрибека для подшипника (с геометрическими параметрами, соответствующими шатунному подшипнику двигателя КамАЗ-740), показывающие влияние шероховатости вкладыша на нагрузочную способность подшипника, на условия смены смазки с жидкостной на граничную. В частности, в рассматриваемом примере снижение

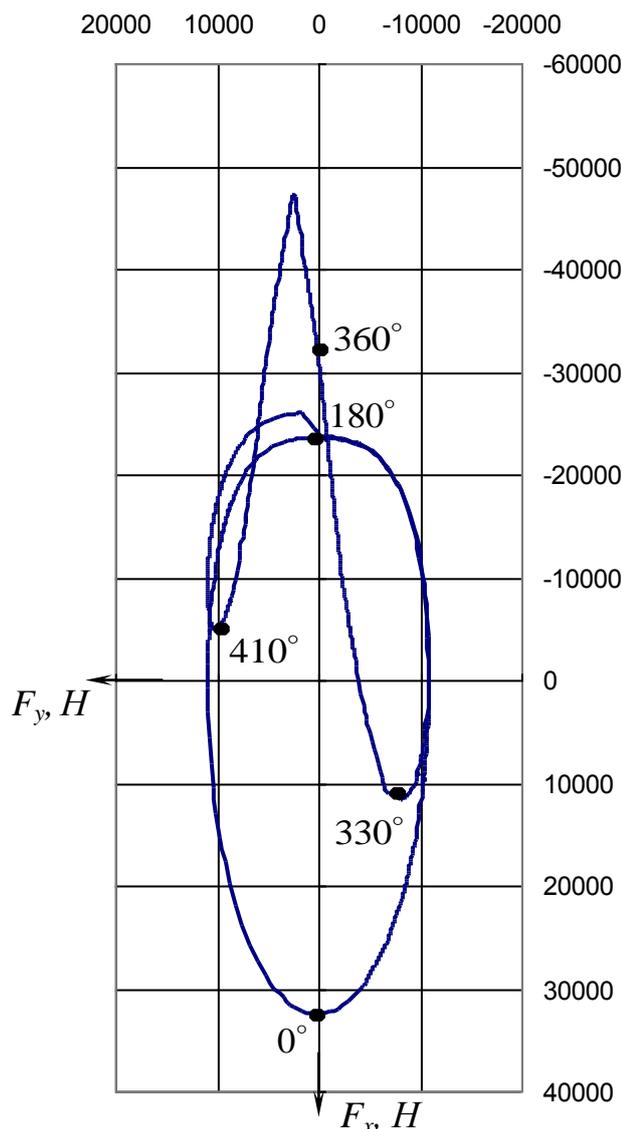


Рис. 5. Годограф нагрузок, действующих на шатунный подшипник двигателя КамАЗ-740

Расчет и конструирование

параметра R_{z1} с 1,6 мкм до 0,4 мкм (то есть повышение класса шероховатости вкладыша с 9 до 11) приводит к повышению нагрузочной способности подшипника в 3 раза.

Таблица 2

Расчётные значения максимальных контактных давлений и скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя КамАЗ-740 на режиме номинальной мощности

| Наименование | Расчётная модель вязкости смазочного материала* | | | |
|--|---|------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Максимальное контактное давление за цикл нагружения, МПа | 26 | 3546 | 2384 | 2979 |
| Скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч | 0,0044 | 2,48 | 1,42 | 1,80 |

*Примечание:

1 – вязкость является функцией температуры и давления;

2 – вязкость является функцией температуры, давления, скорости сдвига (степенная зависимость);

3 – вязкость является функцией температуры, давления, скорости сдвига (степенная зависимость) и толщины смазочного слоя при $l_{h_0} = 50$ нм, $n = 0,98$;

4 – вязкость является функцией температуры, давления, скорости сдвига (степенная зависимость) и толщины смазочного слоя при $l_{h_0} = 30$ нм, $n = 0,98$.

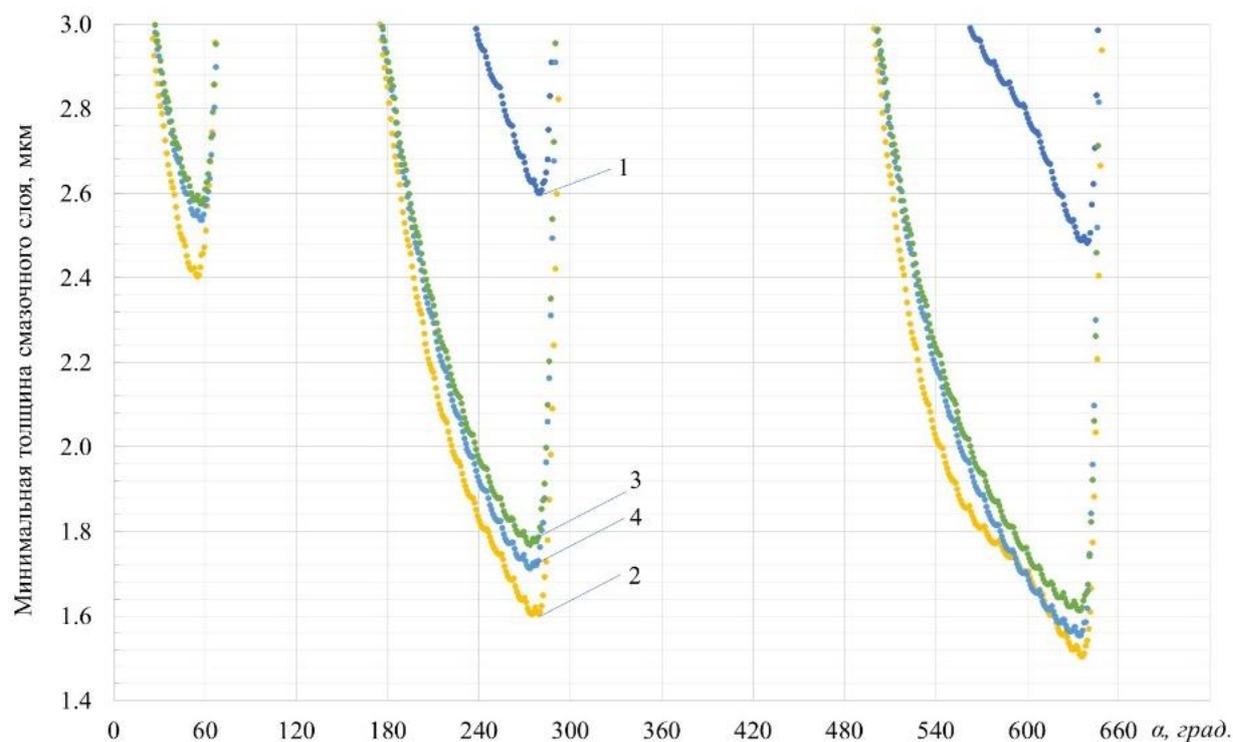


Рис. 6. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике двигателя КамАЗ-740 от угла поворота коленчатого вала

Семейство расчётных диаграмм Герси–Штрибека, построенных для ПС с определёнными геометрическими характеристиками, позволяет сформировать «карту» условий работы ПС с соответствующими скоростями изнашивания, оценить на раннем этапе проектирования машины наиболее неблагоприятные условия работы ПС и обосновать технические решения по повышению надёжности.

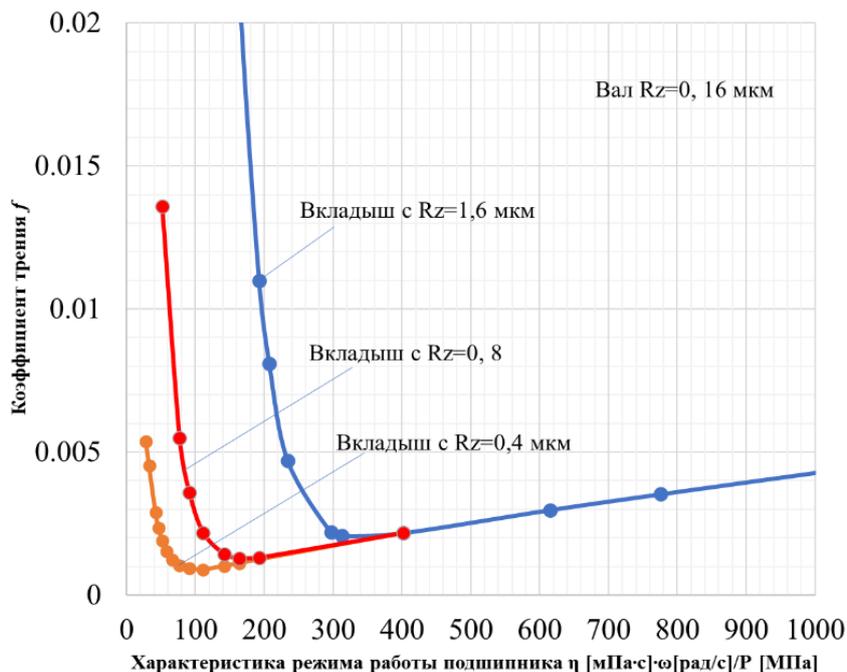


Рис. 7. Расчётные диаграммы Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя КамАЗ-740 при различной чистоте обработки поверхности вкладышей

5. Обсуждение результатов и выводы

Разработанная методика может применяться как на этапе проектирования новых поршневых и роторных машин, в частности ДВС, так и при доводке существующих конструкций. Позволяет оценивать скорость изнашивания и ресурс ПС с учётом индивидуальных противоизносных свойств применяемого смазочного материала, конструктивных и режимных параметров подшипника, формировать требования к системам фильтрации масла.

В качестве дальнейших направлений развития методики следует отметить: оценку абразивного изнашивания подшипника, оценку усталостной долговечности поверхности вкладыша, а также разработку алгоритмов построения кривой износа подшипника. Дальнейшие усилия авторов также будут направлены на теоретические и экспериментальные исследования параметров граничного слоя современных смазочных материалов.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № 20-48-740007\20).

Литература

1. Авдонькин, Ф.Н. Текущий ремонт автомобилей / Ф.Н. Авдонькин. – М.: Транспорт, 1978. – 269 с.
2. Авдонькин, Ф.Н. Критерии предельного состояния подшипников коленчатого вала / Ф.Н. Авдонькин, А.С. Денисов // Надёжность и контроль качества. – 1976. – № 4. – С. 36–41.
3. Авдонькин, Ф.Н. Прогнозирование изменения технического состояния подшипников коленчатого вала / Ф.Н. Авдонькин, А.С. Денисов // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 7. – С. 4–5.
4. Денисов, А.С. Анализ изменения технического состояния ресурсопределяющих элементов дизелей КамАЗ в процессе эксплуатации / А.С. Денисов, А.Р. Асоян, В.П. Захаров // Известия ВолгГТУ. – 2011. – № 8(81). – С. 32–35.
5. Крагельский, И.В. Трение, изнашивание и смазка: справочник. В 2 кн./ под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. – 400 с.
6. Лукинский, В.С. Прогнозирование надёжности автомобилей / В.С. Лукинский, Е.И. Зайцев. – Л.: Политехника, 1991. – 224 с.

7. Захаров, С.М. Гидродинамическая теория смазки // в кн. «Современная трибология: итоги и перспективы» / под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во ЛКИ, 2008. – С. 95–157.
8. Румб, В.К. Прогнозирование долговечности подшипников коленчатых валов судовых дизелей / В.К. Румб // Двигателестроение. – 2009. – № 1. – С. 15–17.
9. Захаров, С.М. Прогнозирование показателей износостойкости нестационарно-нагруженных опор скольжения силовых установок с помощью метода имитационного моделирования / С.М. Захаров // Трение и износ. – 1982. – Том 3, № 5. – С. 789–800.
10. Черепанов, Д.А. Расчётно-экспериментальная модель изнашивания опор скольжения коленчатых валов поршневых ДВС: дис. ... канд. техн. наук / Д.А. Черепанов. – СПб.: СПбГПУ, 2004. – 168 с.
11. Nikolic, N. An Algorithm for Obtaining Conditional Wear Diagram of IC Engine Crankshaft Main Journals / N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic, J. Doric // FME Transactions. – 2011. – Vol. 39. – P. 157–164.
12. Nikolic, N. A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings / N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic // Mechanism and Machine Theory. – 2012. – Vol. 58. – P. 120–136.
13. Крагельский, И.В. Трение, изнашивание и смазка: справочник. В 2 кн. / под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн.2. – 358 с.
14. Гриб, В.В. Расчёт ресурса и износа узлов трения численными методами // в кн. «Теория и практика расчётов деталей машин на износ». – М.: Наука, 1982. – С. 106–110.
15. Sander D.E., Allmaier H. Friction and wear analysis of journal bearings exposed to repeated start and stop cycles // 16th EDF, Pprime Workshop: “Behaviour of journal and thrust bearings under transient and mixed lubrication regime”, Futuroscope, October 5 & 6, 2017.
16. Bergmann, P. Modeling Wear of Journal Bearings / P. Bergmann, F. Grün // Montanuniversität Leoben, Department Product Engineering. vol. 6, no. 27; 2018, 2018. DOI: 10.3390/lubricants6010027.
17. Bonneau, D. Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings // D. Bonneau, A. Fatu, D. Souchet. – ISTE Ltd, London, 2014. – 172 p.
18. Fillon, M. and Bouyer, J. (2004), “Thermo Hydrodynamic Analysis of a Worn Plain Journal Bearing,” Tribol. Int., 37, pp. 129–136.
19. Bouyer J., Fillon M., Pierre-Danos I. Influence of wear on the behavior of a two-lobe hydrodynamic journal bearing subjected to numerous startups and stops // Journal of Tribology. – 2007. – Vol. 129. – P. 205–208.
20. Awasthi R.K., Sharma S.C., Jain S.C. Performance of worn non-recessed hole-entry hybrid journal bearings // Tribology International. – 2007. – Vol. 40. – P. 717–734.
21. Nikolakopoulos, P.G., Papadopoulos C.A. A study of friction in worn misaligned journal bearings under severe hydrodynamic lubrication / Tribology International. – 2008. – Vol. 41. – P. 461–472. DOI: 10.1016/j.triboint.2007.10.00.
22. Kim N.H., Won D., Burris D., et al. Finite element analysis and experiments of metal/metal wear in oscillatory contacts // Wear. – 2005. – Vol. 258. – P. 1787–1793.
23. Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime / C. Priestner, H. Allmaier, H.H. Priebsch, C. Forstner // Tribology International. – 2012. – Vol. 46. – P. 200–207.
24. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models / H. Allmaier, C. Priestner, F.M. Reich // Tribology International. – 2012. – Vol. 48. – P. 93–101.
25. Gulwadi, S.D. Journal Bearing Analysis in Engines Using Simulation Techiques / S.D. Gulwadi, G. Shrimpling // SAE 2003-01-0245.
26. Bartel, D. Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction / D. Bartel, L. Bobach, T. Illner and L. Deters // Journal of Engineering Tribology. – 2012. – P. 1–14. DOI: 10.1177/1350650112454510.
27. Sander, D.E. Simulation of journal friction in severe mixed lubrication – Validation and effect of surface smoothing due to running-in / D.E. Sander, H. Allmaier, H.H. Priebsch et al. // Tribology international. – 2015. – Vol. 96. – P. 173–183. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.12.024

28. Bergmann, P. Evaluation of Wear Phenomena of Journal Bearings by Close to Component Testing and Application of a Numerical Wear Assessment / P. Bergmann, F. Grun, F. Summer, I. Godor // *Lubricants*. – 2018. – Vol. 65, № 6. – P. 25. DOI: 10.3390/lubricants6030065.

29. Christoph Knauder, Hannes Allmaier, David E. Sander and Theodor Sams. Investigations of the Friction Losses of Different Engine Concepts. Part 1: A Combined Approach for Applying Subassembly-Resolved Friction Loss Analysis on a Modern Passenger-Car Diesel Engine // *Lubricants*. – 2019. – № 7. – Vol. 39. DOI: 10.3390/lubricants7050039.

30. Kalogiannis, K., Desai, P., Mian, O., and Mainwaring, R. Simulated Bearing Durability and Friction Reduction with Ultra-Low Viscosity Oils // *SAE Technical Paper 2018-01-1802*. – 2018. DOI: 10.4271/2018-01-1802.

31. Прокопьев, В.Н. Совершенствование методики расчёта сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваяев, И.Г. Леванов // *Проблемы машиностроения и надёжности машин*. – 2010. – № 1. – С. 63–67.

32. Задорожная, Е.А. Механизм образования граничных слоёв и реологическая модель вязкости тонких слоёв смазочного материала / Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов // *Вестник Оренбургского государственного университета*. – 2014. – № 10 (171). – С. 76–81.

33. Буяновский, И.А. Граничная смазка адсорбционным слоем / И.А. Буяновский // *Трение и износ*. – 2010. – Т. 31, № 1. – С. 48–67.

34. Икрамов, У.А. Расчётные методы оценки абразивного износа. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

Леванов Игорь Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили и автомобильный сервис», кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, levanovig@susu.ru

Задорожная Елена Анатольевна, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, zadorozhnaiaea@susu.ru

Никитин Денис Николаевич, соискатель степени кандидата технических наук, кафедра «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, nikitin76766@rambler.ru

Поступила в редакцию 13 сентября 2021 г.

DOI: 10.14529/engin210301

METHODS FOR CALCULATING THE RESOURCE OF JOURNAL BEARINGS AT EARLY STAGES OF DESIGNING PISTON AND ROTARY MACHINES

I.G. Levanov, levanovig@susu.ru

E.A. Zadorozhnaya, zadorozhnaiaea@susu.ru

D.N. Nikitin, nikitin76766@rambler.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

Ensuring the required level of reliability of machines and mechanisms at the design stage has always been relevant. For this, at different stages of design, a wide range of specialized software is used, which is based on mathematical models, methods and techniques for calculating individual mates of machine parts. Plain bearings, as a rule, are interfaces that limit the reliability and service life of machines, since bearing failures lead to a stop of machines and production processes. The problem of forecasting and ensuring the technical resource of machines is becom-

ing increasingly important in connection with the increase in their load on modern machines (in particular, internal combustion engines). This article describes a methodology for calculating the resource of hydrodynamic plain bearings, based on the joint solution of hydrodynamic and contact problems. The basis of the technique and its distinctive feature is the mathematical model of the viscosity of the lubricant, which reflects the phenomenon of the formation and destruction of the adsorption boundary layer on the bearing friction surfaces. The result of solving the hydrodynamic problem for a plain bearing is a set of interrelated hydromechanical characteristics. The minimum thickness of the lubricant layer and its distribution along the angular coordinate or during the loading cycle, the parameters of the roughness of the bearing surfaces are key for calculating the wear rate and bearing life. An example of the practical application of the technique for assessing the effect of individual antiwear properties of engine oil on the wear rate of the connecting rod bearing of the crankshaft of the KamAZ-740 engine, as well as the effect of the liner surface roughness on the bearing load capacity is presented. Further directions of the development of the technique are noted: the assessment of abrasive wear of the bearing, the assessment of the fatigue life of the liner surface, as well as the development of algorithms for constructing the bearing wear curve.

Keywords: journal bearings, resource, calculation methodology, modeling, wear rate.

References

1. Avdon'kin F.N. *Tekushchiy remont avtomobiley* [Car maintenance]. Moscow: Transport, 1978. 269 p.
2. Avdon'kin F.N., Denisov A.S. [Criteria of the Limiting State of the Crankshaft Bearings]. *Reliability and quality control*, 1976, no. 4, pp. 36–41. (in Russ.)
3. Avdon'kin F.N., Denisov A.S. [Forecasting Changes in the Technical Condition of Crankshaft Bearings]. *Automotive industry*, 1975, no. 7, pp. 4–5. (in Russ.)
4. Denisov A.S., Asoyan A.R., Zakharov V.P. [Analysis of Changes in the Technical State of Resource-determining Elements of KamAZ Diesel Engines During Operation]. *Izvestiya VolgSTU*, 2011, no. 8(81), pp. 32–35. (in Russ.)
5. Kragel'skiy I.V. (ed.), Alisin V.V. (ed.) *Trenie, iznashivanie i smazka: Spravochnik*. [Friction, Wear and Lubrication: A Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 1978. Book 1. 400 p.
6. Lukinskiy V.S., Zaytsev E.I. *Prognozirovanie nadezhnosti avtomobiley* [Prediction of the Reliability of Cars]. Leningrad, Politehnika, 1991. 224 p.
7. Zaharov S.M. *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki* [Hydrodynamic Theory of Lubrication], *v kn. «Sovremennajatribologija: itogiiperspektivy»*, K.V. Frolova (ed). Moscow, Publ. LKI. 2008, pp. 95–157.
8. Rumb V.K. [Prediction of the Durability of Bearings of Crankshafts of Marine Diesel Engines]. *Dvigatelsestroenie*, 2009, no. 1, pp. 15–17. (in Russ.)
9. Zakharov S.M. [Prediction of Wear Resistance Indicators of Non-stationary-loaded Sliding Bearings of Power Plants Using the Method of Simulation]. *Friction and Wear*, 1982, vol. 3, no. 5, pp. 789–800. (in Russ.)
10. Cherepanov D.A. *Raschotno-eksperimental'naya model' iznashivaniya opor skol'zheniya kolenchatykh valov porshnevnykh DVS: dis. ... kandidata.tekhn.nauk* [Computational and experimental model of wear of sliding bearings of crankshafts of piston internal combustion engines: dis. ... Candidate of technical sciences]. St. Petersburg, SPbGPU, 2004. 168 p.
11. Nikolic N., Torovic T., Antonic Z., Doric J. An Algorithm for Obtaining Conditional Wear Diagram of IC Engine Crankshaft Main Journals. *FME Transactions*, 2011, vol. 39, pp. 157–164.
12. Nikolic N., Torovic T., Antonic Z. A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, vol. 58, pp. 120–136.
13. Kragel'skiy I.V. (ed), Alisina V.V. (ed) *Trenie, iznashivanie i smazka: Spravochnik*. [Friction, Wear and Lubrication: A Handbook. in 2 books]. Moscow, Mashinostroenie, 1978. Book 2. 358 p.
14. Grib V.V. *Raschot resursa i iznosa uzlov treniya chislennymi metodami. – V kn.: Teoriya i praktika raschotov detaley mashin na iznos* [Calculation of the resource and wear of friction units by numerical methods. In the book: Theory and practice of calculating machine parts for wear]. Moscow. Nauka, 1982, pp. 106–110.
15. Sander D.E., Allmaier H. Friction and wear analysis of journal bearings exposed to repeated start and stop cycles. *16th EDF, Prime Workshop: “Behaviour of journal and thrust bearings under transient and mixed lubrication regime”*, Futuroscope, October 5 & 6, 2017.
16. Bergmann P., Grün F. Modeling Wear of Journal Bearings. *Montanuniversität Leoben, Department Product Engineering*, 2018, vol. 6, no. 27. DOI: 10.3390/lubricants6010027.
17. Bonneau D., Fatu A., Souchet D. Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings. *ISTE Ltd, London*. 2014. 172 p.

18. Fillon M., Bouyer, J. Thermo Hydrodynamic Analysis of a Worn Plain Journal Bearing. *Tribol. Int.*, 2004, vol. 37, pp 129–136.
19. Bouyer J., Fillon M., Pierre-Danos I. Influence of wear on the behavior of a two-lobe hydrodynamic journal bearing subjected to numerous startups and stops. *Journal of Tribology*, 2007, vol. 129, pp. 205–208.
20. Awasthi RK, Sharma SC, Jain SC. Performance of worn non-recessed hole-entry hybrid journal bearings. *Tribology International*. 2007. Vol. 40. pp. 717–734.
21. Nikolakopoulos P.G., Papadopoulos C.A. A study of friction in worn misaligned journal bearings under severe hydrodynamic lubrication. *Tribology International*, 2008, vol. 41, pp. 461–472. DOI: 10.1016/j.triboint.2007.10.00.
22. Kim N.H., Won D., Burris D., et al. Finite element analysis and experiments of metal/metal wear in oscillatory contacts. *Wear*, 2005, vol. 258, pp. 1787–1793.
23. Priestner C., Allmaier H., Priebisch H.H., Forstner C. Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime, *Tribology International*. 2012, vol. 46. pp. 200–207.
24. Allmaier H., Priestner C., Reich F.M, Priebisch H.H., Forstner C., Novotny-Farkas F. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models. *Tribology International*, 2012, vol. 48, pp. 93–101.
25. Gulwadi S.D., Shrimpling G. Journal Bearing Analysis in Engines Using Simulation Techniques, *SAE Technical Papers* 2003-01-0245. DOI: 10.4271/2003-01-0245
26. Bartel D., Bobach L., Illner T., L. Deters L. Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction. *Journal of Engineering Tribology*, 2012, vol. 226, no. 12, pp. 1095–1108. DOI: 10.1177/1350650112454510.
27. Sander D.E., Allmaier H., Priebisch H.H., Witt M., Skiadas A. Simulation of journal friction in severe mixed lubrication – Validation and effect of surface smoothing due to running-in. *Tribology international*. 2015, vol. 96, pp. 173–183. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.12.024.
28. Bergmann P., Grun F., Summer F., Godor I. Evaluation of Wear Phenomena of Journal Bearings by Close to Component Testing and Application of a Numerical Wear Assessment. *Lubricants*, 2018, vol. 6, no. 3, p. 65. DOI: 10.3390/lubricants6030065.
29. Christoph Knauder, Hannes Allmaier, David E. Sander and Theodor Sams. Investigations of the Friction Losses of Different Engine Concepts. Part 1: A Combined Approach for Applying Subassembly-Resolved Friction Loss Analysis on a Modern Passenger-Car Diesel Engine. *Lubricants*, 2019, vol. 7, no. 5, pp. 39. DOI: 10.3390/lubricants7050039.
30. Kalogiannis, K., Desai, P., Mian, O., and Mainwaring, R., Simulated Bearing Durability and Friction Reduction with Ultra-Low Viscosity Oils. *SAE Technical Paper* 2018-01-1802, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-1802.
31. Prokop'ev V.N., Zadorozhnaya E.A., Karavaev V.G., Levantov I.G. [Improvement of the Methodology for Calculating Complexly Loaded Sliding Bearings Lubricated with Non-Newtonian Oils]. *Problems of mechanical engineering and reliability of machines*, 2010, no. 1, pp. 63–67. (in Russ.)
32. Zadorozhnaya E.A., Mukhortov I.V., Levantov I.G. [The Mechanism of Formation of Boundary Layers and the Rheological Model of Viscosity of Thin Layers of a Lubricant] *Bulletin of the Orenburg State University*, 2014, no. 10 (171), pp. 76–81. (in Russ)
33. Buyanovskiy I.A. [Boundary Lubrication Adsorption Layer]. *Friction and wear*, 2010, vol. 31, no. 1, pp. 48–67. (in Russ)
34. Ikramov U.A. *Raschotnyye metody otsenki abrazivnogo iznosa* [Computational methods for assessing abrasive wear]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 288 p.

Received 13 September 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Леванов, И.Г. Методика расчёта ресурса подшипников скольжения на ранних этапах проектирования поршневых и роторных машин / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, Д.Н. Никитин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 3. – С. 5–21. DOI: 10.14529/engin210301

FOR CITATION

Levanov I.G., Zadorozhnaya E.A., Nikitin D.N. Methods for Calculating the Resource of Journal Bearings at Early Stages of Designing Piston and Rotary Machines. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 3, pp. 5–21. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin210301