

# Расчет и конструирование

УДК 532.5:532.135; 532.6: 532.62

DOI: 10.14529/engin220101

## РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДОТКАЗНОГО СОСТОЯНИЯ СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

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

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия*

В статье рассмотрены виды изнашивания и отказы подшипников скольжения. Основываясь на физике отказов, предложена методика определения предотказного состояния подшипников скольжения включающая в себя: определение предельного зазора в подшипнике; определение предельного значения вязкости масла; определение предельного значения овальности шейки вала и вкладышей; определение предельной площади выкрашивания поверхности вкладышей; определение предельного значения концентрации активных абразивных частиц в смазочном материале. Решение этих задач базируется на расчётном определении гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипников с помощью гидродинамической теории смазки, определении зон контактного взаимодействия элементов ПС, продолжительности граничного режима смазки, величинах износа поверхностей втулки и шейки вала. Расчётные исследования выполнены на примере расчета динамики шатунного подшипника коленчатого вала теплового двигателя. В частности показано, что при величине диаметрального зазора в шатунном подшипнике в 90–120 мкм продолжительность граничного режима смазки составляет более 25 %, что является предельным значением. Снижение вязкости масла (измеренной при 100 °С) ниже 9,5 мПа·с недопустимо, поскольку приводит к повышению продолжительности граничного режима смазки до 42 %. По тем же причинам эллиптичность вкладышей более 5 мкм недопустима. Массовая концентрация активных абразивных частиц в масле более 0,1 % приводит к резкому повышению максимальной скорости изнашивания подшипника, и данную концентрацию следует считать предельной с точки зрения его предотказного состояния. Методика позволяет на ранних стадиях проектирования машин, в состав которых входят гидродинамические подшипники скольжения, определять критерии их предотказного состояния.

*Ключевые слова: подшипники скольжения, отказы, предотказное состояние, скорость изнашивания, зазор.*

### Введение

Проблема повышения надёжности и долговечности машин вместе с другими задачами машиностроения относится к первоочередным. При проектировании машин, как правило, конструктор проводит расчёты на прочность её деталей, считая, что разрушение деталей может быть причиной выхода из строя. В то же время известно, что наиболее часто машины выходят из строя не по причине разрушения деталей, а по причине износа ресурсопределяющих деталей и их сопряжений. В результате износа возникают функциональные отказы, снижается производительность и эффективность машины, нарушается точность кинематических связей в механизмах, появляются дополнительные вибрационные нагрузки и шум. При назначении ресурсных показателей машины конструктор полагается в основном на опыт эксплуатации аналогичных машин. Такой подход не может быть использован при создании принципиально новых конструкций машин, не имеющих аналогов [1]. А поскольку долговечность машин закладывается на этапе проектирования, то ускоренные темпы создания новых машин требуют комплексного подхода к развитию расчётных методов, методов проектирования отдельных ресурсопределяющих сопряжений, к которым относятся и гидродинамические подшипники скольжения (ПС). Одной из актуальных задач является оценка предельного и предотказного состояния подшипников скольжения на ранних этапах проектирования.

Отказ – центральное понятие теории надёжности. В соответствии с ГОСТ 27.002-2015 [2] отказ – это событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния объекта. Работоспособным является состояние объекта, в котором он способен выполнять требуемые функции. Предотказным состоянием называется состояние объекта, характеризующееся повышенным риском его отказа. Оно может возникнуть как в результате внутренних процессов, так и внешних воздействий на объект в процессе функционирования.

Процессам, происходящим в подшипниках скольжения, посвящено множество работ отечественных и зарубежных исследователей [3–15]. Физические основы функционирования гидродинамических подшипников скольжения достаточно хорошо освещены в научно-технической литературе. Благодаря ряду достоинств [16] подшипники скольжения получили широкое распространение в применении в сопряжениях ДВС, компрессоров, прессов, турбин и т. п. Типичным представителем сложнонагруженных подшипников являются шатунные и коренные подшипники ДВС. Сложнонагруженные подшипники скольжения машин представляют собой опорные сопряжения, работающие в условиях переменных по величине и направлению механических нагрузок, и при этом испытывают значительные тепловые нагрузки [17].

Исходя из физики работы гидродинамического подшипника скольжения его отказом следует считать состояние, при котором внешняя нагрузка не уравнивается гидродинамическими давлениями в смазочном слое, что приводит к увеличению эксцентриситета в подшипнике и нарушению гидродинамического режима смазки, переходу к так называемому граничному режиму смазки. Для граничного режима характерно повышение тепловыделения в подшипнике и скорости изнашивания рабочих поверхностей шейки вала и втулки в результате непосредственного контактирования через граничный слой смазки.

Физика работы подшипника скольжения состоит в том, что внешняя действующая нагрузка уравнивается гидродинамическими давлениями в смазочном слое, возникающими за счёт сил вязкого трения в смазочном материале. Область, где возникают гидродинамические давления, принято называть несущей областью смазочного слоя.

Для образования несущего слоя в подшипнике необходим ряд условий: наличие смазочного материала достаточной вязкости; относительное перемещение поверхностей; внешняя нагрузка; наличие неподвижного смазочного слоя, адсорбированного на поверхностях трения; достаточный зазор в сопряжении, сужающийся по направлению вращения вала.

Обеспечение безотказной работы подшипников скольжения, а также снижение различных видов изнашивания поверхностей трения является актуальной задачей при решении проблемы функционирования не только отдельных подшипников скольжения, но и машин, и механизмов в целом.

### **1. Виды изнашивания и отказы подшипников скольжения**

В результате изнашивания рабочих поверхностей шейки вала и втулки происходит изменение геометрической формы зазора, изменяются условия образования несущего смазочного слоя.

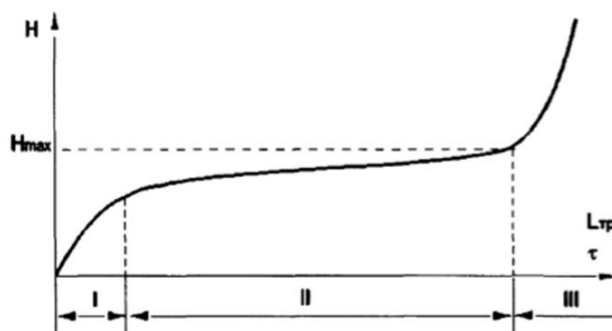
Таким образом, предотказное состояние ПС характеризуется определённой геометрической формой его поверхностей трения, при которой ухудшается несущая способность смазочного слоя. Так как в результате этого в подшипнике увеличивается доля граничного режима смазки, который является весьма неустойчивым и может привести к резкому повышению тепловыделения, то повышается риск возникновения отказа.

Поскольку сложнонагруженные ПС машин, как правило, в процессе работы недоступны для визуального наблюдения, то их отказы принято оценивать по внешним признакам. Такими признаками, например для ДВС, являются резкие стуки, появляющиеся при изменении частоты вращения коленчатого вала и увеличении нагрузки на двигатель, а также падение давления в главной масляной магистрали в результате увеличения зазоров и повышения расхода масла.

В настоящее время выделяют три стадии изнашивания трением: приработка, установившийся режим и предельный (катастрофический) износ [18]. Приработка – процесс изменения геометрии поверхностей трения и физико-химических свойств поверхностных слоев материала в начальный период трения, обычно проявляющийся при постоянных внешних условиях в уменьшении силы трения, температуры и интенсивности изнашивания [19]. Данная стадия изнашивания в общем времени работы самая непродолжительная, однако характеризуется большой интенсивно-

стью изнашивания  $dH/dL_{mp}$ , которая с течением времени уменьшается. После приработки следует самая длительная по времени стадия процесса изнашивания – установившийся режим. Характерной особенностью установившегося режима, является постоянная, как правило, незначительная интенсивность изнашивания  $dH/dL_{mp} = const$ . Завершающей стадией изнашивания является предельный (катастрофический) износ, характеризующийся стремительным увеличением интенсивности изнашивания в ходе продолжающейся работы сопряжения.

Характерное соотношение износа за время работы представлено на рис. 1 [18].



I – приработка; II – установившийся режим; III – предельный износ

Рис. 1. Общий характер соотношения износа поверхности  $H$  за время работы  $\tau$  (пути трения  $L_{mp}$ )

Анализируя рис. 1, для снижения трения и износа соответственно необходимо решить две задачи. Первая – кривую износа максимально возможно приблизить к оси времени, тем самым мы сможем продлить во времени стадии I и II. Вторая задача заключается в повышении значения  $H_{max}$ , при котором происходит переход в стадию предельного износа, т. е. максимально отсрочить его во времени продлевая ресурс пары трения.

Однако надёжный ПС – это не только вопрос оптимальной конструкции вкладыша. Шейки вала также играют важную роль, поскольку любое отклонение формы шейки от геометрически правильной, то есть круглой, может привести к снижению несущей способности подшипника, повышению трения и износа.

Известно, что при изготовлении коленчатого вала его шейки имеют отклонения от правильной формы как в осевом, так и в радиальном направлениях. Осевые отклонения от цилиндрической формы, известные как бочкообразность, седлообразность и конусность, задаются соответствующими допусками на чертеже. На рис. 2 приведены примеры возможных радиальных погрешностей профиля. Степени допустимого отклонения формы зависят от типа отклонения, а также минимальной толщины смазочного слоя. При проектировании важно оценить влияние степени отклонения шейки вала

и втулки от правильной геометрической формы на работоспособность ПС.

Расчётными исследованиями [20] установлено, что любое отклонение от цилиндричности в осевом направлении резко ухудшает гидромеханические характеристики подшипника, в частности, значительно снижают минимальную толщину смазочного слоя. Любые отклонения профиля в пределах максимального допуска в осевом направлении недопустимы.

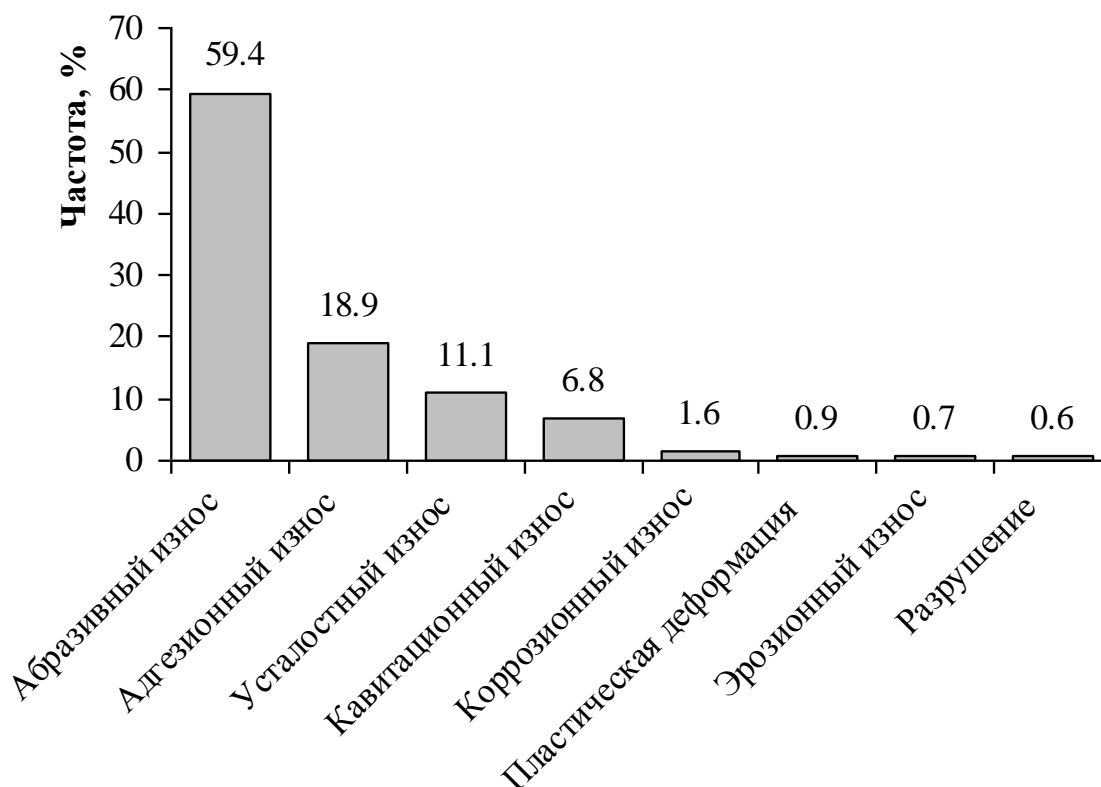


Рис. 2. Типичные отклонения формы шеек коленчатого вала от правильной круглой формы

## Расчет и конструирование

Кроме того, наличие овалностей шейки и подшипника приводит как к уменьшению минимальной толщины смазочного слоя, так и к ее увеличению. Овальность шатунного подшипника в пределах допусков в целом не приводит к нарушению жидкостного режима смазки.

В зависимости от условий функционирования ПС согласно данным работы [21] наибольшее распространение получил абразивный износ. Однако это не снижает степень влияния других видов изнашивания на работоспособность подшипников. На рис. 3 представлено процентное распределение видов изнашивания ПС коленчатого вала ДВС [21].

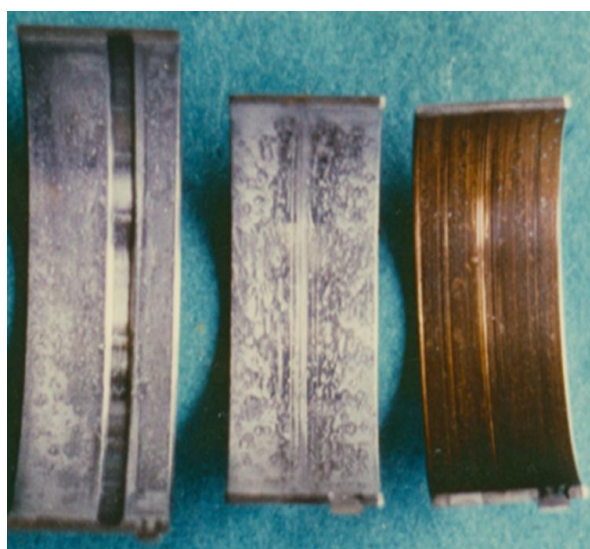


**Рис. 3. Процентное распределение видов изнашивания подшипников скольжения коленчатого вала ДВС [19]**

Авторы работы [21] проводили экспериментальные исследования подшипников коленчатых валов, которые потеряли работоспособность при различных видах изнашивания. Количество подшипников составило 616 штук. Исследования проводили в течение двух лет. Авторы рассматривали только подшипники высоконагруженных дизелей, которые проработали вплоть до капитального ремонта. В качестве антифрикционного материала были использованы материалы из свинцовистой бронзы и сплава алюминия с оловом. Суммарная продолжительность работы подшипников составляла от 3 до 5 тысяч часов. Исследователи установили следующее процентное распределение по видам изнашивания: абразивное (59,4 %); адгезионное (18,9 %); усталостное (11,1 %); кавитационное (6,8 %); коррозионное (1,6 %); эрозионное (0,7 %); пластическая деформация (0,9 %); трещины (0,6 %).

На рис. 4 приведены поверхности трения вкладыша коленчатого вала ДВС при различных видах изнашивания. Степень или величина износа неоднозначно влияет на частоту отказов подшипников скольжения.

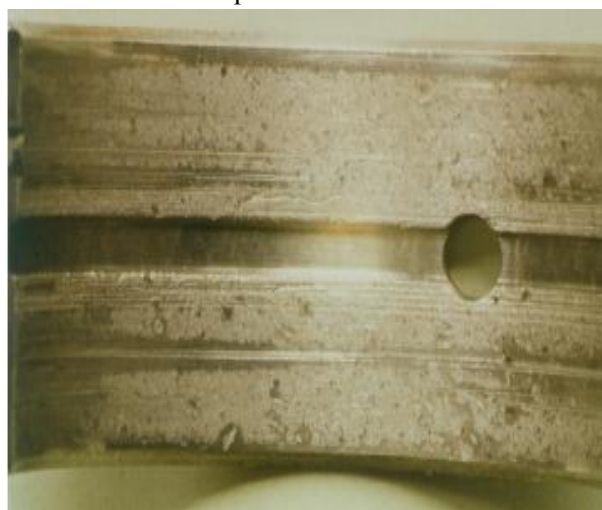
Большинство видов изнашивания проявляется в комбинации с другими видами. Поэтому по внешним признакам, полученным в процессе работы реального узла трения, не удастся сделать окончательные выводы о преимущественном влиянии какого-либо вида износа. Но при этом можно оценить степень предотказного состояния узла трения и спрогнозировать время работы подшипника до достижения предельного значения величины износа.



Абразивный износ



Адгезионный износ



Усталостный износ



Кавитационный износ

**Рис. 4. Поверхность вкладыша подшипника скольжения ДВС при различных видах износа [21]**

Отказы ПС могут быть вызваны различными условиями функционирования и целым рядом причин, являющихся внешними факторами. В том числе к этим факторам можно отнести:

- геометрические нарушения, связанные с погрешностью изготовления, установкой элементов подшипника друг относительно друга и постепенным износом поверхностей, вызывающих изменение их взаимного расположения;
- технологию и условия эксплуатации, связанные с несвоевременным обслуживанием, неправильным подбором конструкционных и смазочных материалов;
- неправильный выбор режимов работы отдельных сопряжений и механизма в целом, вызывающих повышенный уровень тепловой и вибрационной нагрузки;
- человеческий фактор, проявляющийся на всех стадиях проектирования и эксплуатации ПС.

На рис. 5 представлено дерево отказов подшипников скольжения, отражающее взаимосвязь различных видов изнашивания и возможные причины, вызвавшие этот отказ [21].

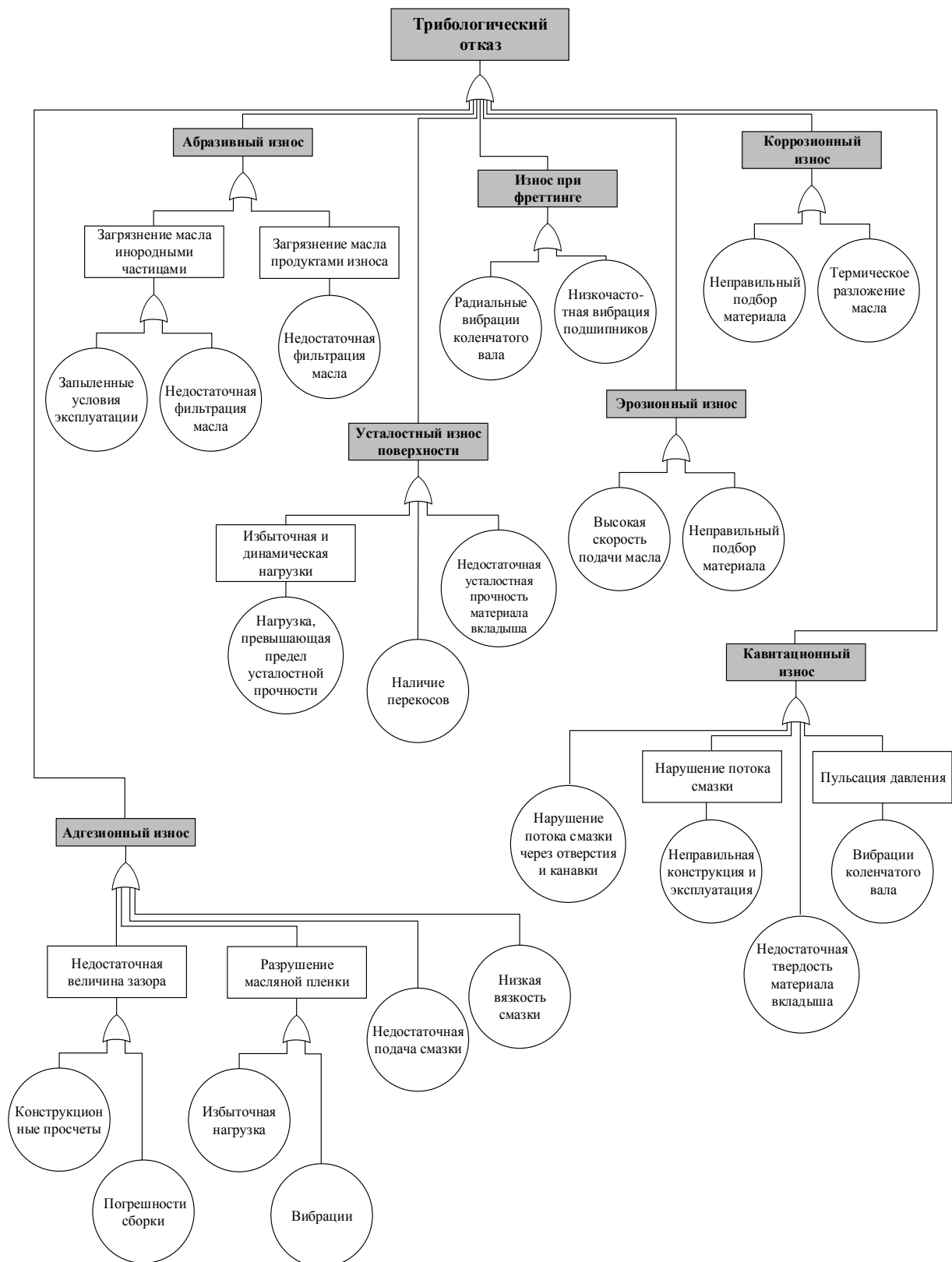


Рис. 5. Дерево отказов подшипников скольжения [21]

По представленным результатам был сделан вывод, что эксплуатация подшипников в пыльных условиях и плохая фильтрация смазочного материала являются причинами абразивного износа подшипников. Ошибки, которые могут быть допущены при проектировании, возможные неточности при изготовлении или при сборке конструкции приводят к адгезионному изнашива-

нию. К такому же виду изнашивания может привести нарушение подачи смазочного материала или неправильно выбранный его класс вязкости. Ошибки, допущенные при подборе конструктивных материалов, а также перегрузки подшипников приводят к усталостному разрушению поверхностей трения.

На процесс абразивного изнашивания ПС влияет большое количество факторов. В том числе концентрация и количество посторонних частиц в смазочном материале, особенно если размеры этих частиц соразмерны с минимальной толщиной слоя смазки в пространстве зазора. Кроме того, увеличение абразивного износа может быть связано с увеличением расхода и, как следствие, количества свободно циркулирующих в пространстве зазора частиц. Более обстоятельно процесс абразивного изнашивания поверхностей трения представлен в работе У.А. Икрамова [22].

Как упоминалось выше, большинство видов изнашивания могут проявляться в различных сочетаниях. Авторы работы [23] описали совместное проявление адгезионного, абразивного и эрозионного видов изнашивания. При этом авторы разделили поверхность трения ПС на три условные части. Во время пуска и останова двигателя ПС работают преимущественно в граничном режиме смазки. Особенно часто это встречается в ПС, имеющих значительные радиальные нагрузки. В таких условиях происходит адгезионное изнашивание. Такой процесс реализуется в турбогенераторах и турбомашинах, которые очень медленно набирают обороты при запуске. Скорость изнашивания в этой области может достигать 3 мкм/ч. Подшипники скольжения ДВС при запуске работают в условиях малых нагрузок. При этом вал достаточно быстро набирает обороты до появления первых всплесков в цилиндрах. Поэтому адгезионное изнашивание составляет не более 20 % в ПС автомобильных двигателей. Кроме того, для моторных масел широкое распространение получили противоизносные присадки. Они обеспечивают хорошую защиту поверхностей трения при пуске. В таких условиях скорость абразивного изнашивания в зоне, где наблюдается минимальная толщина смазочного слоя, достигает уровня 75 мкм/ч.

Если же ПС продолжительное время работает в условиях повышенных температур и больших скоростей сдвига, то в расширяющейся части зазора очень часто наблюдается коррозионный износ. Указанная область подшипника обычно подвержена повышенному нагреву по сравнению с другими частями сопряжения, что связано с повышенной диссипацией энергии в слое смазки [24]. Следствием повышенного нагрева на указанном участке ПС наиболее активно подвержен химическому воздействию масла. Это связано с его загрязнением продуктами окисления, водой и др.

В результате периодического воздействия гидродинамических давлений, возникающих в тонком смазочном слое смазки подшипника, наблюдается усталостное разрушение поверхностей трения ПС. Оно проявляется в виде усталостных микро- и макро-трещин, а также выкрашивания поверхностей трения втулки или вкладышей. Вопросам усталостного изнашивания посвящены работы [24–26].

В.Н. Прокопьев и др. [27] с позиции гидродинамической теории смазки обосновали неравномерную форму износа вкладышей и шеек коленчатого вала. Авторы сделали вывод, что для более адекватной оценки работоспособности ПС коленчатого вала ДВС, учета изменения геометрии зазора, вызванного абразивным износом, необходимо более подробно изучать параметры смазочного слоя. При этом особое внимание необходимо уделять совершенствованию методов расчёта ГМХ и траекторий центра шеек коленчатого вала в пространстве зазора.

Современные программные комплексы, позволяющие моделировать гидродинамические ПС, например ДВС, обладают возможностями для определения контактных давлений в подшипнике, величины износа поверхностей втулки и шейки вала и др. [28–36]. Однако на текущий момент не разработана последовательная методика, учитывающая комплекс различных параметров и режимов работы двигателя и позволяющая определить предотказное состояние ПС.

## **2. Расчётно-экспериментальная методика определения предотказного состояния подшипников скольжения**

Основываясь на физике отказов ПС, определение их предотказного состояния на этапе проектирования может предполагать решение следующих задач:

- 1) определение предельного зазора в подшипнике;
- 2) определение предельного значения вязкости масла;

## Расчет и конструирование

- 3) определение предельного значения овальности шейки вала и вкладышей;
- 4) определение предельной площади выкрашивания поверхности вкладышей;
- 5) определение предельного значения концентрации активных абразивных частиц в смазочном материале.

Решение этих задач базируется на расчётном определении гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипников с помощью гидродинамической теории смазки, определении зон контактного взаимодействия элементов ПС, продолжительности граничного режима смазки, величине износа поверхностей втулки и шейки вала.

Важнейшей частью методики является экспериментальное определение вязкостно-температурных и реологических свойств масел, а также определение интенсивности изнашивания поверхностей втулки и шейки вала при граничном режиме смазки.

В качестве объекта исследования в данной работе выбран шатунный подшипник двигателя типа 6ЧН10,5/12,8. Двигатели такого типа широко применяются в нашей стране на автомобильной технике различного назначения (бортовые грузовые автомобили, самосвалы, автобусы). Исходные данные для расчёта представлены в табл. 1.

Таблица 1

**Исходные данные для расчёта шатунного подшипника двигателя типа 6ЧН10,5/12,8**

Параметр	Ед. изм.	Значение
Угловая скорость вращения коленчатого вала, режим $N_{max}/M_{max}$	$c^{-1}$	241/126
Радиус кривошипа	м	0,064
Длина шатуна	м	0,213
Диаметр подшипника	м	0,076
Ширина подшипника	м	0,0292
Номинальный диаметральный зазор в подшипнике	м	$67 \cdot 10^{-6}$
Количество смазочных отверстий	шт.	1
Диаметр смазочного отверстия на поверхности шейки вала	м	0,006
Углы расположения смазочных отверстий	град	50
Давление подачи масла в подшипник	МПа	0,5
Температура масла, подаваемого в подшипник	$^{\circ}C$	100
Класс вязкости моторного масла по SAE		5W-40
Материал шейки вала		Сталь42Х1МФА
Материал втулки (вкладышей)		Сплав LN5(Pb – 5 %, Sn – 11 %,Cu – остальное)
Среднее значение высоты микронеровностей шейки вала $\bar{R}_{z1}$	м	$1,0 \cdot 10^{-6}$
Среднее квадратическое отклонение микронеровностей шейки вала $\sigma_{s1}$	м	$0,33 \cdot 10^{-6}$
Среднее значение высоты микронеровностей втулки (вкладышей) $\bar{R}_{z2}$	м	$1,6 \cdot 10^{-6}$



Окончание табл. 1

Параметр	Ед. изм.	Значение
Среднее квадратическое отклонение микронеровностей втулки (вкладышей) $\sigma_{S_2}$	м	$0,36 \cdot 10^{-6}$
Твердость поверхности шейки вала $HB_1$	МПа	555
Твердость поверхности втулки $HB_2$	МПа	50
Максимальный диаметр абразивных частиц (обеспечивается системой фильтрации масла) $d_{max}$	м	$25 \cdot 10^{-6}$
Минимальный диаметр абразивных частиц $d_{min}$	м	$1 \cdot 10^{-6}$
Средняя массовая концентрация активных абразивных частиц в масле $\varepsilon_{cp}$	%	0,015

Моделирование проводилось с применением программного комплекса «ОРБИТА-ресурс», разработанного авторами.

### 3. Результаты расчётов

На первом этапе было исследовано влияние диаметрального зазора в подшипнике на минимальную толщину смазочного слоя и продолжительность граничного режима смазки в подшипнике, максимальную скорость изнашивания и расход масла, максимальные контактные давления (рис. 6).

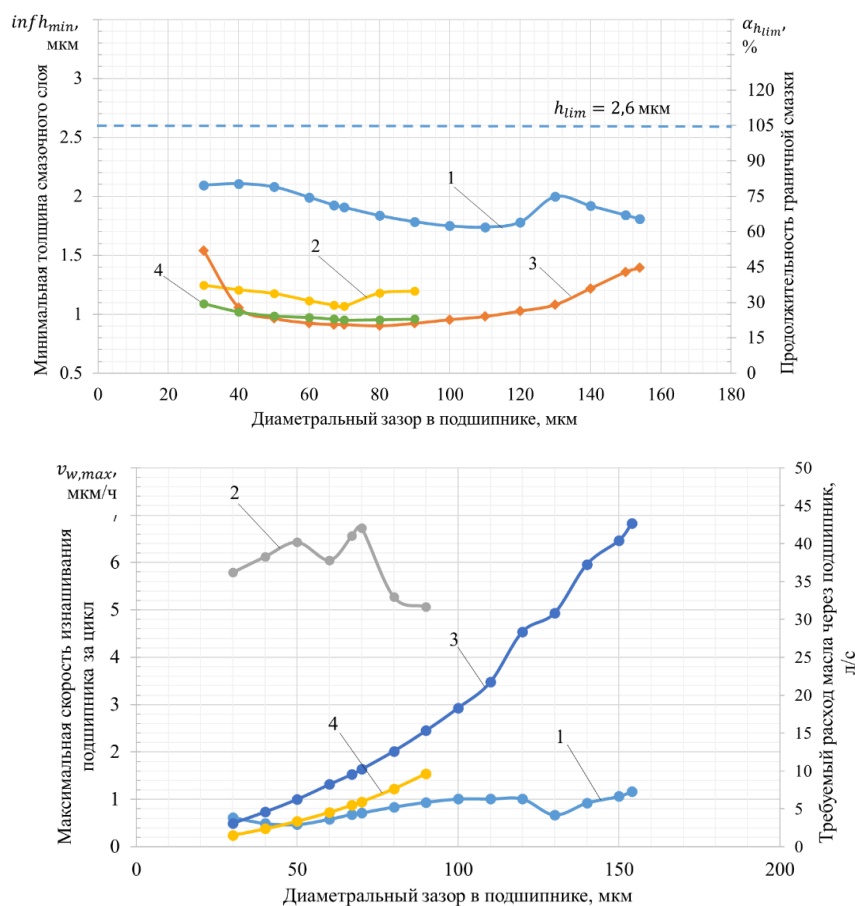


Рис. 6. Влияние диаметрального зазора в подшипнике на минимальную толщину смазочного слоя и продолжительность граничного режима смазки, максимальную скорость изнашивания и расход масла, максимальные контактные давления

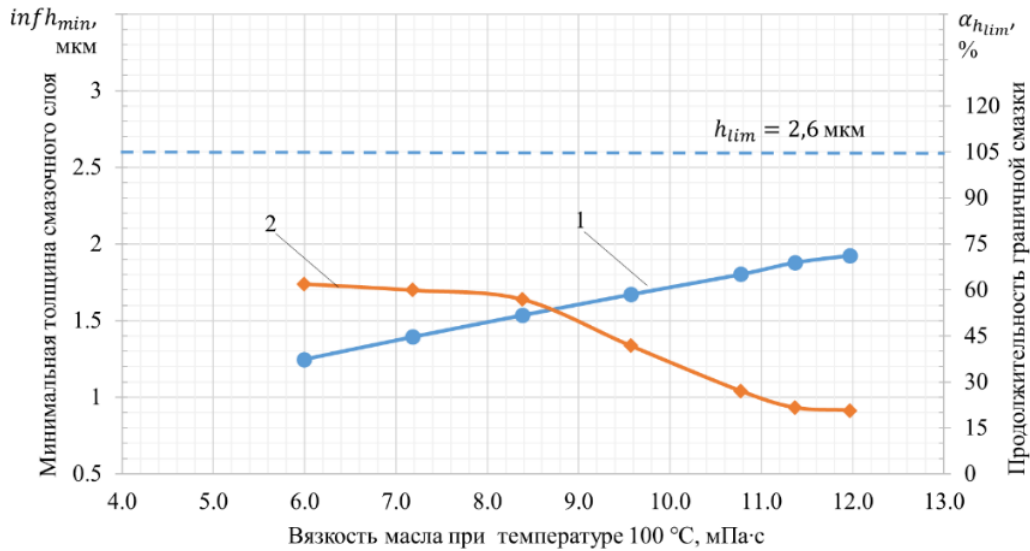


Рис. 6. Окончание

Влияние вязкости масла на минимальную толщину смазочного слоя и продолжительность граничного режима смазки, максимальную скорость изнашивания и максимальные контактные давления в подшипнике (режим  $N_{max}$ ) представлено на рис. 7. Оценка влияния овалностей втулки (вкладышей) шатунного подшипника (режим  $N_{max}$ ) и шейки вала (цапфы) представлена на рис. 8 и в табл. 2.

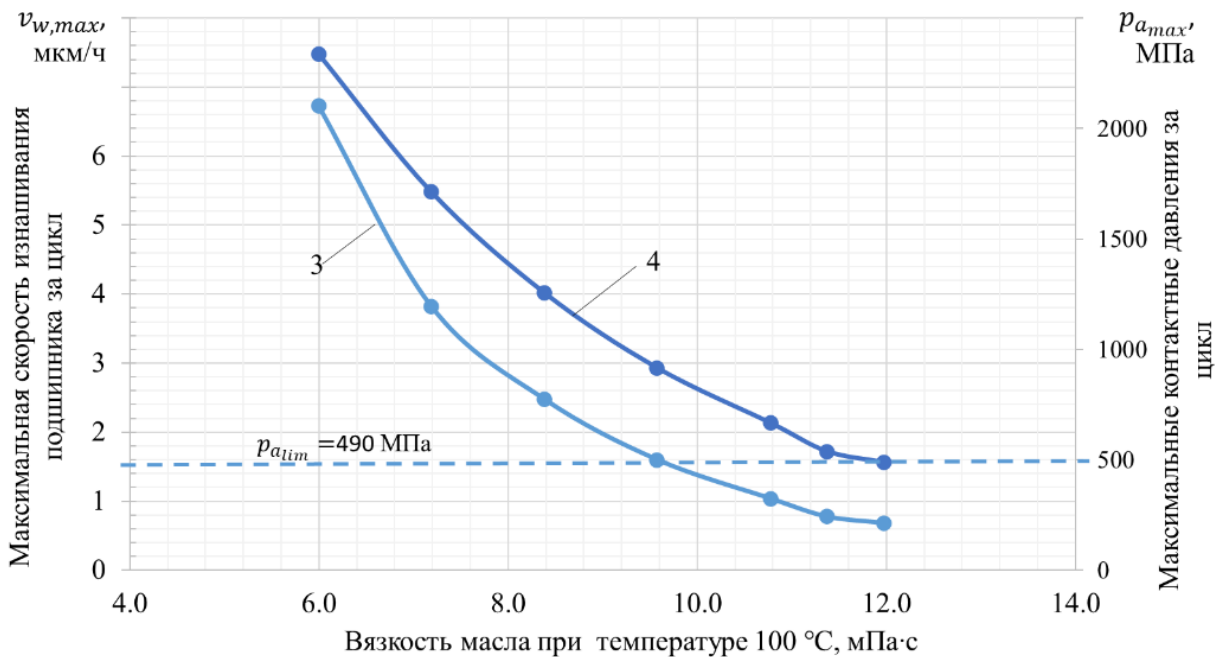


Рис. 7. Влияние вязкости масла на минимальную толщину смазочного слоя (1) и продолжительность граничного режима смазки (2), максимальную скорость изнашивания (3) и максимальные контактные давления (4)

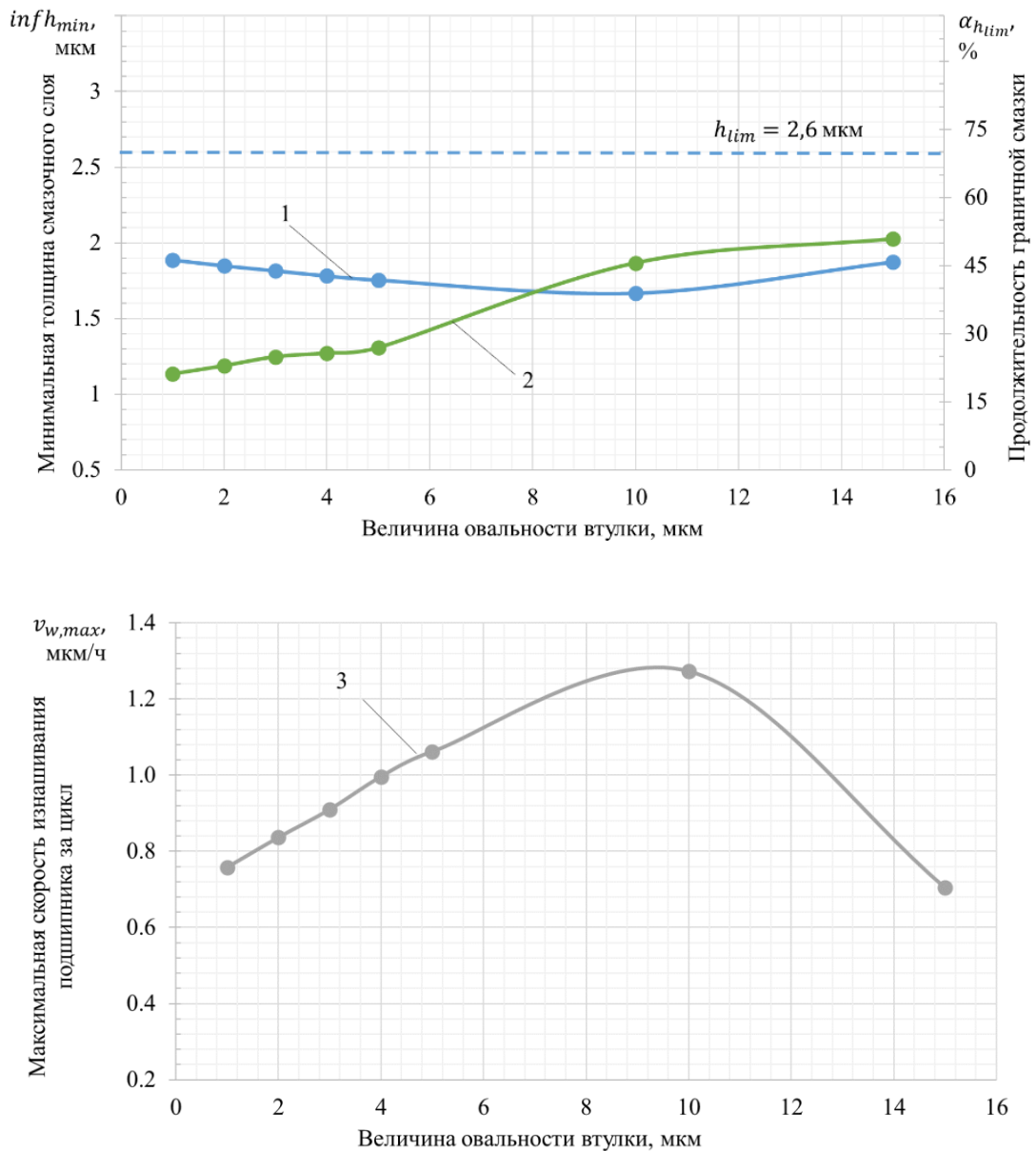





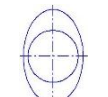
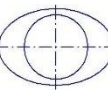
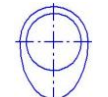
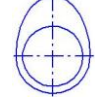
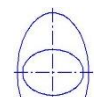


Рис. 8. Влияние величины овальности втулки (вкладышей) шатунного подшипника на минимальную толщину смазочного слоя (1), продолжительность граничного режима смазки (2) и максимальную скорость изнашивания подшипника (3)

Таблица 2

Результаты расчёта гидромеханических характеристик и скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя типа 6ЧН10,5/12,8 при наличии овальности втулки (вкладышей) и цапфы (шейки вала)

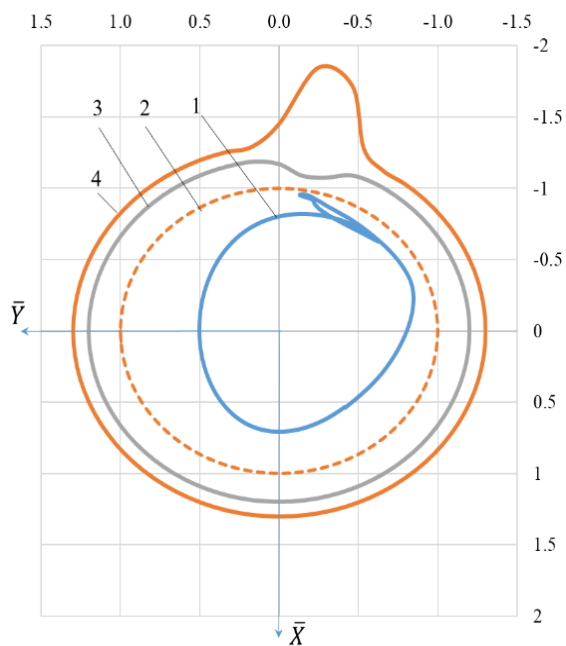
Вариант		Характеристики геометрии подшипника	Гидромеханические характеристики						
№	Схема		$inf h_{min}$ , мкм	$h^*_{min}$ , мкм	$sup P_{max}$ , МПа	$N^*$ , Вт	$T^*$ , °C	$\alpha_{2,6}$ , %	$v_{изн}$ , мкм/ч
Втулка и цапфа круглые									
1			1,92	4,44	426,5	346,7	113,8	20,6	0,69

Втулка круглая, цапфа эллиптическая									
2		$\theta_{20} = 0^\circ$ $\Delta_2 = 0,002 \text{ мм}$	1,91	4,28	439,4	344,7	114,6	22,3	0,73
3		$\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_2 = 0,005 \text{ мм}$	2,010	4,35	377,4	348,6	115,9	18,7	0,55
Втулка круглая, цапфа полуэллиптическая									
4		$\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_2 = 0,007 \text{ мм}$	1,040	4,030	370,6	354,5	115,8	25,7	10,03
5		$\theta_{20} = 270^\circ$ $\Delta_2 = 0,002 \text{ мм}$	1,766	4,314	415,8	343,3	114,2	28,1	1,50
Втулка эллиптическая, цапфа круглая									
6		$\theta_1 = 0^\circ$ $\Delta_1 = 0,004 \text{ мм}$	2,049	4,530	405,7	353,5	111,3	16,8	0,48
7		$\theta_1 = 90^\circ$ $\Delta_1 = 0,008 \text{ мм}$	1,691	4,071	579,2	354,5	111,0	40,2	1,22
Втулка полуэллиптическая, цапфа круглая									
8		$\theta_1 = 0^\circ$ $\Delta_1 = 0,005 \text{ мм}$	1,942	4,425	426,2	351,0	112,3	19,3	0,69
9		$\theta_1 = 180^\circ$ $\Delta_1 = 0,004 \text{ мм}$	2,035	4,459	406,0	350	112,5	18,3	0,49
Втулка и цапфа эллиптические									
10		$\theta_{20} = 90^\circ$ $\Delta_2 = 0,002 \text{ мм}$ $\theta_1 = 0^\circ$ $\Delta_1 = 0,002 \text{ мм}$	2,040	4,444	389,4	350,7	113,6	18,2	0,49

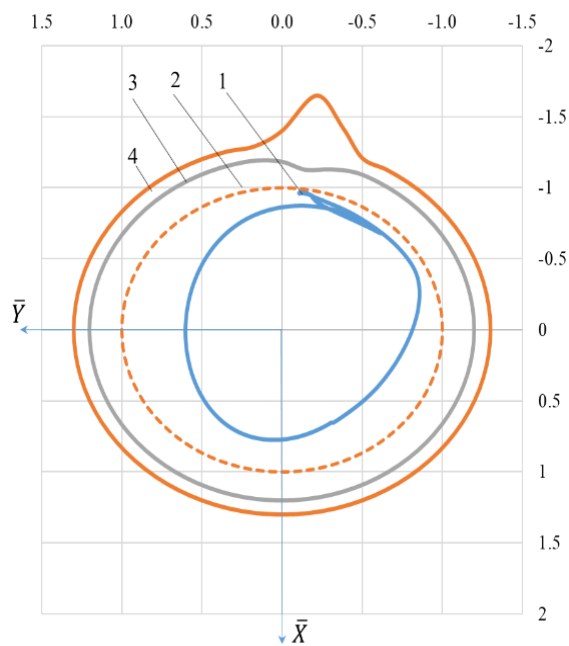
Траектории движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей двигателя 6ЧН10,5/12,8 на различных режимах представлены на рис. 9.

Постановка задачи, математическая модель и алгоритм расчета ГМХ сложнагруженных ПС, форма поверхностей которых отличается от круглоцилиндрической, представлена в работе [37].

**Режим максимального крутящего момента**

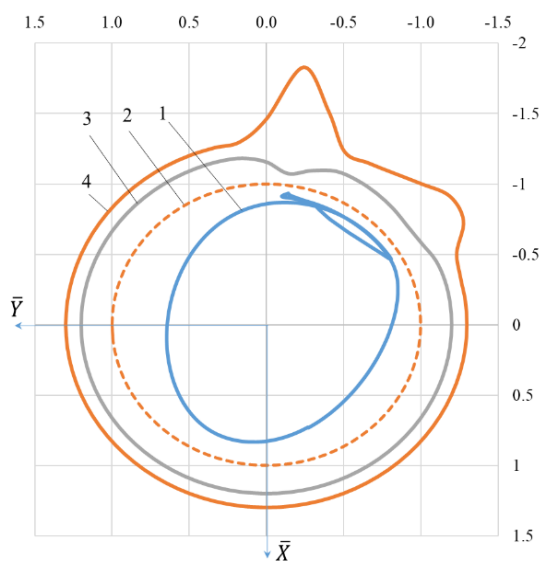


Радиальный зазор 33,5 мкм

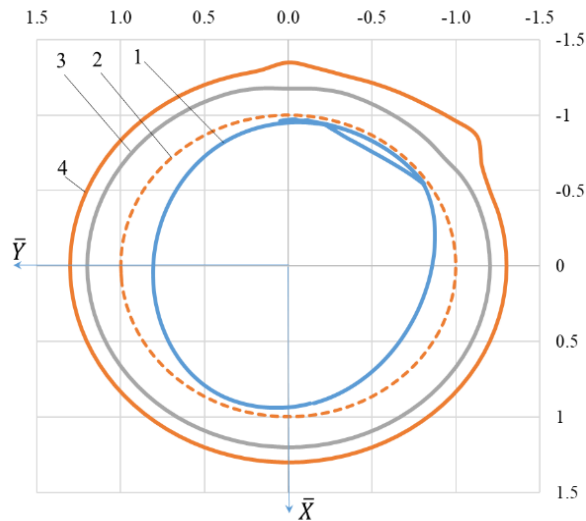


Радиальный зазор 45 мкм

**Режим максимальной мощности**



Радиальный зазор 33,5 мкм

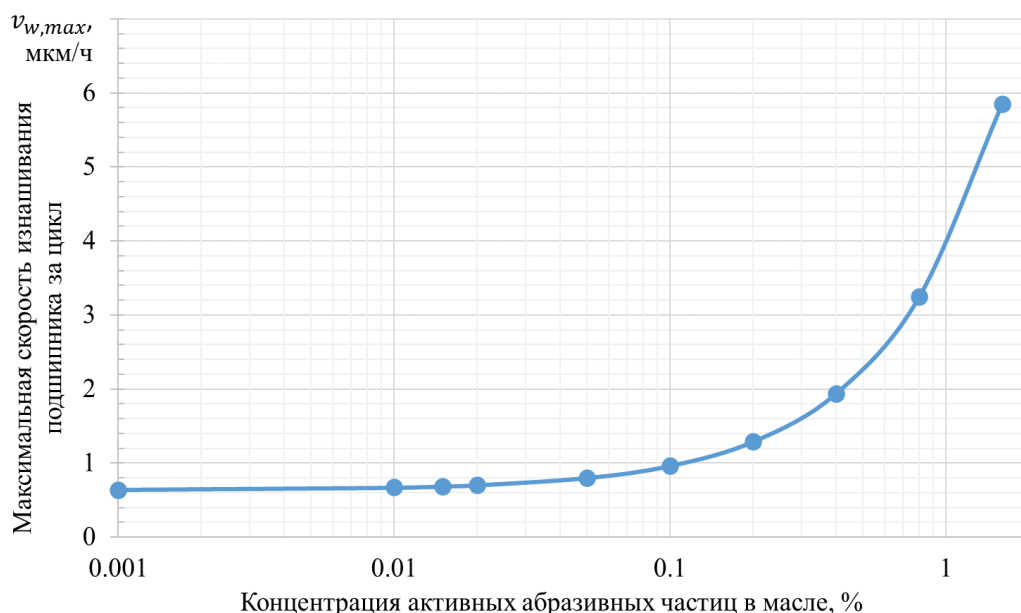


Радиальный зазор 80 мкм

- 1 – траектория движения центра шатунной шейки вала в подшипнике;
- 2 – единичная окружность; 3 – диаграмма износа шатунной шейки;
- 4 – диаграмма износа вкладышей

**Рис. 9. Траектория движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей двигателя 6ЧН10,5/12,8 на различных режимах**

На рис. 10 представлена зависимость скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8, работающего на режиме номинальной мощности, от концентрации в масле активных абразивных частиц.



**Рис. 10. Влияние концентрации активных абразивных частиц в масле на скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8**

Результаты расчёта свидетельствуют о том, что режим максимального крутящего момента для рассматриваемого шатунного подшипника является наиболее нагруженным (см. рис. 6, см. рис. 9). Весьма высокие значения контактных давлений (2500...3000 МПа) и скорости изнашивания подшипника (5...6 мкм/ч) характеризуют повышенный риск отказа. Продолжительность граничного режима смазки в шатунном подшипнике составляет около 20 % на рассматриваемых режимах работы двигателя. При увеличении диаметрального зазора в подшипнике до 90–120 мкм продолжительность граничного режима смазки составляет более 25 %, что является уже недопустимым для подшипников. Отсюда следует, что при эксплуатации двигателя с такими величинами зазоров в шатунных подшипниках необходимо минимизировать продолжительность работы на соответствующих режимах.

Снижение вязкости масла (измеренной при 100 °С) с 12,0 мПа·с до 10,5 мПа·с (то есть на 12,5 %) приводит к повышению продолжительности граничного режима смазки в подшипнике на режиме максимальной мощности с 20 % до 27 %, максимальных контактных давлений с 489 МПа до 688 МПа, максимальной скорости изнашивания с 0,7 мкм/ч до 1,0 мкм/ч. А при снижении вязкости масла на 20 % до 9,5 мПа·с продолжительность граничного режима смазки возрастает уже до 42 % (рис.7). Таким образом, снижение вязкости масла на 15–20 % уже способствует повышению риска возникновения отказа рассматриваемого подшипника.

Заметное влияние на продолжительность граничного режима смазки в шатунном подшипнике оказывает и отклонение поверхностей шейки вала и втулки (вкладышей) от правильной геометрической формы (см. табл. 2). Наибольшее ухудшение работы подшипника происходит при появлении эллиптичности (точнее полуэллиптичности) шейки вала (варианты 4 и 5 в табл. 2). Эллиптичность вкладышей более 5 мкм является недопустимой для рассматриваемого подшипника, поскольку при более высоких значениях продолжительность граничного режима смазки увеличивается более 25 % (см. рис. 8).

Массовая концентрация активных абразивных частиц в масле более 0,1 % приводит к резкому повышению максимальной скорости изнашивания подшипника, и данную концентрацию следует считать предельной с точки зрения его предотказного состояния.

Анализ траекторий движения шатунной шейки в подшипнике, а также диаграмм (эпюр) износа показывает, что вполне ожидаемо наибольшему износу подвержен верхний вкладыш шатунного подшипника. При этом диаграммы износа на разных режимах имеют значительные отличия.

## 5. Заключение и перспективы развития методики

Дальнейшее развитие методики предполагает проведение расчётов с учётом изменения геометрии подшипника в процессе изнашивания. Это позволит точнее оценивать долговечность ПС и их предотказное состояние.

Несмотря на то, что расчётные результаты имеют некоторую степень условности, представленная методика позволяет на ранних стадиях проектирования машин, в состав которых входят гидродинамические ПС, определять критерии предотказного состояния, оценивать необходимые интервалы технического обслуживания, разрабатывать рекомендации по повышению безотказности работы и долговечности машины, а также рациональным режимам эксплуатации. Всё это, в конечном итоге, способствует повышению надёжности создаваемых машин.

## Литература

1. Гриб, В.В. Решение триботехнических задач численными методами / В.В. Гриб. – М.: Наука, 1982. – 112 с.
2. ГОСТ 27.002-2015 Надежность в технике (ССНТ). Термины и определения.
3. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
4. Тупей, Н.Н. Подшипники скольжения. Расчёт, проектирование, смазка / Н. Тупей, В.Н. Константинову, А. Ника и др. – Бухарест, 1964. – 457 с.
5. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высшая школа, 1991. – 319 с.
6. Сафонов, П.Б. Инженерная трибология: оценка износостойкости и ресурса трибосопрежений. Учебное пособие для студентов специальности 170515 / П.Б. Сафонов, А.В. Бегова. – РХТУ им. Д.И. Менделеева, Новомосковский институт, 2004. – 65 с.
7. Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings / Ali Rezaei, Wim Van Paeregeet, Patrick De Baets, Wouter Ost, Joris Degrieck // *Wear*. – 2012. – Vol. 296. – P. 660–671.
8. Analysis of planar multibody systems with revolute joint wear / Saad Mukras, Nam H. Kim\*, Nathan A. Mauntler, Tony L. Schmitz, W. Gregory Sawyer // *Wear*. – 2010. – Vol. 268. – P. 643–652.
9. Bartel, D. Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction / D. Bartel, L. Bobach, T. Illner et al. // *Journal of Engineering Tribology*. – 2012. – P. 1–14.
10. Bonneau, D. Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings // D. Bonneau, A. Fatu, D. Souchet. – ISTE Ltd, London. – 2014. – 172 p.
11. Fillon, M. and Bouyer, J. (2004), “Thermo Hydrodynamic Analysis of a Worn Plain Journal Bearing” *Tribol. Int.*, 37, P. 129–136.
12. Harnoy, A. *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication* / A. Harnoy. – New York: Marcel Dekker, 2003. – 440 p.
13. Hydrodynamic Friction of Viscosity-Modified Oils in a Journal Bearing Machine / Sorin-Cristian Vladescu, Nigel Marx, Luis Fernández, Francisco Barceló, Hugh Spikes // *Tribology Letters* (2018) 66:127 <https://doi.org/10.1007/s11249-018-1080-4>.
14. 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.
15. 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.
16. Чернавский, С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернавский. – М.: Машиз, 1963. – 243 с.
17. 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.
18. Черепанов, Д.А. Расчётно-экспериментальная модель изнашивания опор скольжения колчатых валов поршневых ДВС: Автореф. дисс...к-та.техн.наук / Д.А. Черепанов. – Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2004. – 16 с.

19. ГОСТ 27674-88 Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения [Текст]. Введ. 1989-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1992. – 19 с.
20. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский и др. // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – ч. 2. – 221 с.
21. Vencel, A. Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study / A. Vencel, A. Rac // *Engineering Failure Analysis*. – 2014. – Vol. 44. – P. 217–228.
22. Икрамов, У.А. Расчётные методы оценки абразивного износа. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
23. Rozeanu, L. Wear of hydrodynamic journal bearings, In *Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem* / G. Dalmaz et al. (Editors), 2001. – P.161–166.
24. Ажиппо, Н.А. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Н.А. Ажиппо, Б.К. Балюк // *Двигателестроение*. – 1985. – № 8. – С. 17–20.
25. Морозов, Е.М. Контактные задачи механики разрушения / Е.М. Морозов, М.В. Зернин. – М.: Машиностроение, 1999. – 544 с.
26. Рождественский, Ю.В. Связные задачи динамики и смазки сложнонагруженных опор скольжения // Автореф. дисс. на соиск. уч. ст. д.т.н. – Челябинск, 1999. – 36 с.
27. К вопросу о долговечности подшипников коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 / В.Н. Прокопьев, В.В. Иванов, Э.П. Рунг, Г.Н. Волченко // *Автомобильная промышленность*. – 1974. – № 6. – С. 6–8.
28. Goodwin, M.J. Reciprocating machinery bearing analysis: theory and practice / M.J. Goodwin, J.L. Nikolajsen, P.J. Ogradnik // *Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217, Part J: Journal Engineering Tribology*. – 2003. – P. 409–426.
29. Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime / C. Priestner, H. Allmaier, H.H. Priebisch, C. Forstner // *Tribology International*. – 2012. – Vol. 46. – P. 200–207.
30. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models / H. Allmaier, C. Priestner, F.M. Reich et al. // *Tribology International*. – 2012. – Vol. 48. – P. 93–101.
31. Gulwadi, S.D. Journal Bearing Analysis in Engines Using Simulation Techiques / S.D. Gulwadi, G. Shrimpling // *SAE 2003-01-0245*.
32. 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. – URL: <https://doi.org/10.1177/1350650112454510>.
33. 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. Priebisch et al. // *Tribology international*. – 2015. – Vol. 96. – P. 173–183. – URL: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.12.024>
34. Bergmann, P. Modeling Wear of Journal Bearings / P. Bergmann, F. Grün // *MontanuniversitätLeoben, Department Product Engineering*. – Vol. 6. – No. 27. – 2018. doi:10.3390/lubricants6010027.
35. 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 et al. // *Lubricants*. – 2018. – № 6. – Vol. 65. – 25 p. doi:10.3390/lubricants6030065.
36. Knauder, C. 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 / C. Knauder, H. Allmaier, E. David // *Lubricants*. – 2019. – № 7. – Vol. 39. – URL: <https://doi.org/10.3390/lubricants7050039>.
37. Прокопьев, В.Н. Гидромеханические характеристики сложнонагруженных подшипников скольжения с учетом некруглостей цапфы и втулки / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояришинова, К.В. Гаврилов // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. – 2009. – № 4. – С. 98–104.



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

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

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

*Поступила в редакцию 25 февраля 2022 г.*

DOI: 10.14529/engin220101

## CALCULATION-EXPERIMENTAL METHOD FOR DETERMINING THE PRE-FAILURE STATE OF COMPLEXLY LOADED JOURNAL BEARINGS

**D.N. Nikitin**, nikitin76766@rambler.ru

**E.A. Zadorozhnaya**, zadorozhnaiaea@susu.ru

**I.G. Levanov**, levanovig@susu.ru

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation*

The article deals with the types of wear and failures of journal bearings. Based on the physics of failures, a method for determining the pre-failure state of plain bearings is proposed, including: determination of the limiting clearance in the bearing; determination of the limit value of oil viscosity; determination of the limiting value of the ovality of the shaft neck and liners; determination of the maximum area of chipping of the surface of the liners; determination of the limit value of the concentration of active abrasive particles in the lubricant. The solution of these problems is based on the calculation of the determination of the hydromechanical characteristics (HMC) of bearings using the hydrodynamic theory of lubrication, the determination of the zones of contact interaction between the elements of the rolling stock, the duration of the boundary lubrication regime, the amount of wear on the surfaces of the sleeve and the shaft neck. Calculation studies were carried out on the example of calculating the dynamics of the connecting rod bearing of the crankshaft of a heat engine. In particular, it is shown that with a diametrical clearance in the connecting rod bearing of 90–120  $\mu\text{m}$ , the duration of the boundary regime of lubrication is more than 25%, which is the limiting value. Reducing the oil viscosity (measured at 100 °C) below 9.5  $\text{mPa}\cdot\text{s}$  is unacceptable, as it leads to an increase in the duration of the boundary lubrication regime by up to 42%. For the same reasons, the ellipticity of the liners more than 5 microns is unacceptable. A mass concentration of active abrasive particles in the oil of more than 0.1% leads to a sharp increase in the maximum wear rate of the bearing, and this concentration should be considered the limit in terms of its pre-failure state. The technique allows at the early stages of designing machines, which include hydrodynamic plain bearings, to determine the criteria for their pre-failure state.

*Keywords: journal bearings, failures, pre-failure condition, wear rate, clearance.*

### References

1. Grib V.V. *Resheniye tribotekhnicheskikh zadach chislennymi metodami.* [Solving tribological problems by numerical methods] Moskva, Nauka, 1982, 112 p.
2. GOST 27.002-2015 *Nadezhnost' v tekhnike (SSNT). Terminy i opredeleniya.* [State standard 27.002-2015 Reliability in engineering (SSNT). Terms and Definitions.]

3. Kragel'skiy I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. *Osnovy raschetov na treniye i iznos* [Basic calculations for friction and wear.] Moscow, Mashinostroyeniye, 1977, 526 p.
4. Tipey N.N., Konstantinesku V.N., Nika A., Bitse O. *Podshipniki skol'zheniya. Raschët, proyektirovaniye, smazka* [Plain bearings. Calculation, design, lubrication] Bukharest, 1964, 457 p.
5. Kogayev V.P., Drozdov YU.N. *Prochnost' i iznosostoykost' detaley mashin* [Strength and wear resistance of machine parts] Moscow, Vysshaya shkola, 1991, 319 p.
6. Safonov P.B., Begova A.V. *Inzhenernaya tribologiya: otsenka iznosostoykosti i resursa tribosopryazheniy. Uchebnoye posobiye dlya studentov spetsial'nosti 170515* [Engineering tribology: assessment of wear resistance and resource of tribocouples. Textbook for students of the specialty 170515] RKHTU im. D. I. Mendeleyeva, Novomoskovskiy institut, 2004, 65 p.
7. Rezaei Ali, Paepgem Wim Van, Baets Patrick De, Ost Wouter, Degrieck Joris *Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings*. *Wear*, 2012, vol. 296, pp. 660–671.
8. Mukras Saad, Kim Nam H., Mauntler Nathan A., Schmitz Tony L., Sawyer W. *Gregory Analysis of planar multibody systems with revolute joint wear*. *Wear*, 2010, vol. 268, pp. 643–652.
9. Bartel D., Bobach L., Illner T., Deters L. *Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction*. *Journal of Engineering Tribology*, 2012, pp. 1–14.
10. Bonneau D., Fatu A., Souchet D. *Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings*. ISTE Ltd, London, 2014, 172 p.
11. Fillon M., Bouyer J. *Thermo Hydrodynamic Analysis of a Worn Plain Journal Bearing*, *Tribology International*, 2004, vol. 37, pp. 129–136.
12. Harnoy A. *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication*. New York: Marcel Dekker, 2003, 440 p.
13. Vladescu S.C., Marx N., Fernández L., Barceló F., Spikes H. *Hydrodynamic Friction of Viscosity-Modified Oils in a Journal Bearing Machine* *Tribology Letters*, 2018, vol. 66:127, <https://doi.org/10.1007/s11249-018-1080-4>.
14. 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.
15. 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.
16. Chernavskiy, S.A. *Podshipniki skol'zheniya* [Plain bearings] Moscow. Mashgiz, 1963, 243 p.
17. Zaharov S.M., Frolova K.V. (Ed) *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki* [Hydrodynamic theory of lubrication], V kn. "Sovremennaya tribologiya: itogi i perspektivy" [In the book. "Modern tribology: results and prospects"]. Moscow: Publ. LKI. 2008, pp. 95–157.
18. Cherepanov, D.A. *Raschëtno-eksperimental'naya model' iznashivaniya opor skol'zheniya kolenchatykh valov porshnevykh DVS: [Calculation and experimental model of wear of sliding bearings of crankshafts of reciprocating internal combustion engines]* Abstract dissertations for the degree of Ph.D. tech. Sciences. Sankt-Peterburg, SPbGPU, 2004, 16 p.
19. *State standard 27674-88 Friction, wear and lubrication. Terms and definitions* [Text]. Introduction 1989-01-01. -M.: Publishing house of standards, 1992., 19 p..
20. Prokop'yev V.N., Rozhdestvenskiy YU.V and all *Dinamika I smazka tribosopryazheniy porshnevykh I rotornykh mashin: monografiya* [Dynamics and lubrication of tribocouplings of reciprocating and rotary machines: monograph.] Chelyabinsk: Publishing Center of SUSU, 2011, Part. 2. 221 p.
21. Vencl A., Rac A. *Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study*. *Engineering Failure Analysis*, 2014, vol. 44, pp. 217–228.
22. Ikramov, U.A. *Raschëtnyye metody otsenki abrazivnogo iznosa. [Calculation methods for assessing abrasive wear]* Moscow. Mashinostroyeniye, 1987, 288 p.
23. Rozeanu L., Dalmaç G. et al. (Ed.) *Wear of hydrodynamic journal bearings*, In *Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem*, 2001, pp. 161–166.
24. Azhippo N.A., Balyuk B.K. [Forecasting the durability of sliding bearings of tractor engines at the stage of their design]. *Dvigatelayeniye*, 1985, no. 8, pp. 17–20. (in Russ.)
25. Morozov E.M., Zernin M.V. *Kontaknyye zadachi mekhaniki razrusheniya* [Contact problems of fracture mechanics] Moscow, Mashinostroyeniye, 1999, 544 p.

26. Rozhdestvenskiy YU. V. *Svyaznyen zadachi dinamiki I smazki slozhnonagruzhennykh opor skol'zheniya [Connected problems of dynamics and lubrication of heavily loaded sliding bearings]* Abstract diss. for the degree of Doctor of Technical Sciences. Chelyabinsk, 1999, 36 p.
27. Prokop'yev V.N., Ivanov V.V., Rung E.R., Volchenko G.N. [To the question of the durability of the bearings of the crankshaft of the ZIL-130 engines] *Automotive industry*. 1974, no. 6, pp. 6–8.
28. Goodwin M.J., Nikolajsen J.L., Ogrodnik P.J. *Reciprocating machinery bearing analysis: theory and practice. Proc. Instn Mech. Engrs vol. 217, Part J: Journal Engineering Tribology*, 2003, pp. 409–426.
29. 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.
30. Allmaier H., Priestner C., Reich F.M., Priebisch H.H., C. Forstner, F. Novotny-Farkas *Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models. Tribology International*, 2012, vol. 48, pp. 93–101.
31. Gulwadi S.D., Shrimpling G. *Journal Bearing Analysis in Engines Using Simulation Techiques. SAE 2003-01-0245*.
32. Bartel D., Bobach L., Illner T., Deters L. *Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction. Journal of Engineering Tribology*, 2012, pp. 1–14. <https://doi.org/10.1177/1350650112454510>.
33. 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. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.12.024>
34. Bergmann, P., Grün F. *Modeling Wear of Journal Bearings. Montanuniversität Leoben, Department Product Engineering*. 2018, vol. 6, no. 27. doi:10.3390/lubricants6010027.
35. Bergmann, P. at el. *Evaluation of Wear Phenomena of Journal Bearings by Close to Component Testing and Application of a Numerical Wear Assessment. Lubricants*, 2018, № 6, vol. 65, 25 p. doi:10.3390/lubricants6030065.
36. Knauder Ch., Allmaier H., Sander D.E., Sams Th. *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, no. 7, vol. 39. <https://doi.org/10.3390/lubricants7050039>.
37. Prokopiev V.N., Boyarshinova A.K., Gavrilov K.V. [Hydromechanical Characteristics of Complex-Loaded Siding Bearing with Allowance for Nonroundness of the Pivot Shaft and Bush] *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2009, vol. 38, no. 4, pp. 393–398. (in Russ)

Received 25 February 2022

---

#### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Никитин, Д.Н. Расчётно-экспериментальная методика определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения / Д.Н. Никитин, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2022. – Т. 22, № 1. – С. 5–23. DOI: 10.14529/engin220101

#### FOR CITATION

Nikitin D.N., Levanov I.G., Zadorozhnaya E.A. Calculation-experimental method for determining the pre-failure state of complexly loaded journal bearings. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2022, vol. 22, no. 1, pp. 5–23. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin220101