

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С УЧЁТОМ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ПРОТИВОИЗНОСНЫХ СВОЙСТВ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, Д.Н. Никитин
Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Проблема прогнозирования и обеспечения технического ресурса машин приобретает всё большую актуальность в связи с ростом нагруженности современной техники. Подшипники скольжения являются одними из самых распространённых узлов трения в машинах и механизмах. Решающую роль в процессах изнашивания подшипников скольжения играют смазочные материалы. Современные смазочные материалы содержат различные добавки, улучшающие их свойства, в частности противоизносные присадки. Вопросам изучения и моделирования работы подшипников скольжения посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных исследователей. Наименее изученными остаются вопросы граничного трения и смазки. До сих пор не разработаны корректные инженерные методики расчёта деталей машин, в том числе и подшипников скольжения, работающих при граничной смазке. Конструктивные параметры подшипников скольжения машин и механизмов выбираются на ранних стадиях проектирования, где особенно важно использовать модели, отражающие наиболее важные физические явления и процессы, которые влияют на надёжность машины в целом. Данная статья описывает методику моделирования гидродинамических подшипников скольжения с учётом индивидуальных противоизносных свойств смазочных материалов. Построение адекватной математической модели граничного слоя смазки выполнено на основе представлений о закономерностях полимолекулярной адсорбции углеводородных жидкостей, содержащих поверхностно-активные вещества определенной структуры. Выдвинута гипотеза, что каждый из граничных слоёв смазочного материала, адсорбированных на поверхности трения, состоит из двух областей, имеющих между собой условную границу. Модель отражает процессы разрушения адсорбционного граничного слоя смазки. Выполнены тестовые расчеты для статически нагруженного подшипника скольжения с использованием предложенной модели. Дальнейшие исследования направлены на экспериментальное определение параметров модели граничного слоя.

Ключевые слова: подшипники скольжения, противоизносные присадки, моделирование, минимальная толщина смазочного слоя.

Введение. В настоящее время инженерная деятельность достигла такого этапа своего развития, который характеризуется применением преимущественно специализированного программного обеспечения и электронно-вычислительной техники. Специализированное программное обеспечение позволяет повысить качество и скорость проектирования, а в условиях непрерывно растущих нагрузок переходить на новый уровень проектирования, который определяется глубиной проработки технических решений машин. Усилия, направленные на моделирование узлов и рабочих процессов на ранних стадиях создания машины, приводят к существенному снижению сроков проектирования и выходу в свет новой машины, а также к снижению работ по доводке. Огромный резерв повышения эффективности производства и производительности труда заключается в решении проблемы надёжности выпускаемых изделий и машин, а также в обеспечении надёжности при эксплуатации.

Надёжность машины закладывается в конструкцию именно на ранних стадиях, когда принимаются принципиальные решения о конструктивном исполнении узлов и отдельных деталей, применяемых материалах, технологии изготовления, анализируются все возможные условия эксплуатации машины. Актуальность прогнозирования и возможность обеспечения заявленного ресурса машин приобретает всё большую актуальность в связи с ростом нагруженности современных машин. И одной из главных задач машиноведения как науки становится адаптация накопленных зна-

ний, методик, методов проектирования, результатов экспериментальных исследований для применения в инженерной практике и создания машин и механизмов нового поколения.

Подшипники скольжения (ПС) являются наиболее распространёнными узлами трения в машинах и механизмах. Ресурс ПС лимитируется состоянием его рабочих поверхностей, а именно поверхностями шейки вала (цапфы) и вкладышей (втулки). Будем называть их поверхностями трения ПС. Как правило, повреждения ПС машин и технологического оборудования приводят к их полной остановке, прекращению производственных процессов и значительным временным и финансовым потерям. Отказы ПС относятся к наиболее трудоёмким с точки зрения восстановления работоспособности, поскольку требуют частичной разборки машины.

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции ПС, процессы, сопровождающие их работу, разнообразны и сложны. Особое место занимают процессы изнашивания поверхностей трения ПС. Решающую роль в процессах изнашивания ПС играют смазочные материалы. Современные смазочные материалы содержат различные добавки, улучшающие их свойства, в частности, противоизносные присадки.

Данная статья описывает методику моделирования гидродинамических подшипников скольжения с учётом индивидуальных противоизносных свойств смазочных материалов.

1. Состояние исследований в области гидродинамических подшипников скольжения. Фундаментом для анализа условий работы подшипников скольжения является диаграмма Герси–Штрибека, отражающая зависимость коэффициента трения f от безразмерной характеристики режима работы подшипника (рис. 1). Эта характеристика представляет собой комплекс параметров $\eta \cdot \omega / p$, где η – вязкость смазочного материала, ω – угловая скорость вращения вала, p – удельная нагрузка на подшипник. Эту характеристику также принято называть числом Герси. В классическом виде диаграмма Герси–Штрибека представлена на [1].

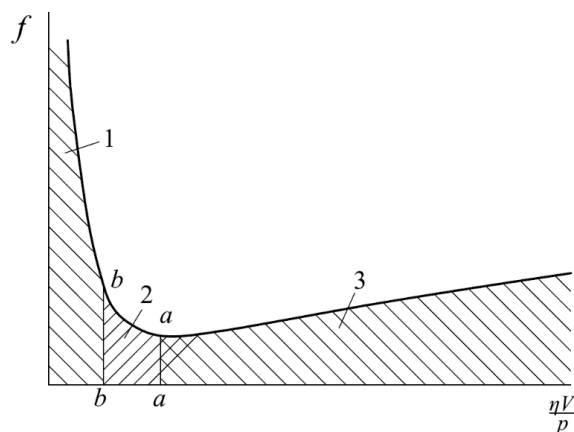


Рис. 1. Диаграмма Герси–Штрибека: 1 – граничный режим; 2 – полужидкостный режим (переходный); 3 – жидкостный режим

Для работы гидродинамических ПС в машинах и механизмах характерна неоднократная смена режимов трения от жидкостного до граничного. В связи с этим всё многообразие исследовательских работ условно можно разделить на две группы. К первой наиболее многочисленной группе относятся исследования, рассматривающие подшипник скольжения в жидкостном режиме трения, основанные на гидродинамической теории смазки. Ко второй группе относятся исследования, в которых учитывается смена режима трения в подшипнике скольжения от жидкостного к граничному.

Динамически нагруженным (нестационарно-нагруженным, сложно-нагруженным) подшипникам скольжения посвящены работы А.К. Дьячкова, П.И. Орлова, С.В. Куцаева, М.В. Коровчинского, Х. Хана, Д. Букера, И.Я. Токаря, А.Г. Бургвица, В.Н. Прокопьева, А.Е. Языкова, Ю.В. Рождественского, М.К. Ветрова, С.М. Захарова и других. Характерным для всех работ является исследование подшипников в жидкостном режиме трения. Результатом расчёта подшипника является траектория движения центра шипа в подшипнике, также набор так называемых гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипника, к которым относятся: потери мощности на трение

Вопросам изучения и моделирования работы подшипников скольжения посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных исследователей. Чтобы понять масштабы исследований в области гидродинамической смазки, достаточно сказать, что сегодня число работ в этой области превышает 70 тыс. Неоценимый вклад в становление и развитие гидродинамической теории смазки и её применения к расчётам подшипников скольжения внесли отечественные и зарубежные инженеры, учёные, исследователи. обстоятельный обзор работ в области гидродинамической теории смазки с делением на этапы развития и рассмотрением тенденций представлен в работе С.М. Захарова [2].

Расчет и конструирование

в каждом смазочном слое; минимальная и средняя толщина смазочного слоя, разделяющего поверхности трения; температура смазочного слоя и окружающих его поверхностей, максимальные и средние гидродинамические давления и др. На основе анализа этих характеристик делается вывод о работоспособности подшипника, о влиянии конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов на его работоспособность.

Развитие исследований первой группы происходило в направлении учёта наиболее значимых факторов, влияющих на работоспособность подшипников: неизотермичности течения смазки; неньютоновских свойств смазочных материалов; несоосности шипа и подшипника; учёта разрыва масляной плёнки; учёта деформации поверхностей трения; отклонения поверхностей трения от правильной цилиндрической формы и др.

За рубежом развитие исследований в области моделирования динамически нагруженных подшипников скольжения, работающих при жидкостной смазке, связано с работами G. Buker, D. Holland, T. Bates, F. Osvirk, X. Хана, Д. Кэмпбэла, Д. Росса, Г. Ричи и др. Обзор работ этих исследователей представлен в [3].

Наименее изученными остаются вопросы граничного трения и смазки. До сих пор не разработаны корректные инженерные методики расчёта деталей машин, в том числе и подшипников скольжения, работающих при граничной смазке [4].

При этом граничная смазка является самостоятельным направлением исследований, которому посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных учёных, таких как У.Б. Харди, Ф.П. Боуден, А.С. Ахматов, П.А. Ребиндер, Б.В. Дерягин, М.М. Хрушов, И.В. Крагельский, И.А. Буяновский и др. В рамках данной статьи не представляется возможным описать всю глубину процесса граничной смазки. Ограничимся лишь работами некоторых авторов, описанными в обзоре [5].

А.С. Ахматов отмечал, что между гидродинамическим режимом трения и граничным существуют два рубежных режима, которые он назвал «рубежным граничным» и «рубежным гидродинамическим» [6]. В соответствии с современными представлениями о граничной смазке и адсорбционном механизме образования граничных слоёв эти режимы обусловлены особым строением смазочного материала у поверхности трения. Речь идёт о полимолекулярном граничном слое, обладающем упругостью, предельным напряжением сдвига, переменной вязкостью. Толщины таких слоёв могут превышать высоту микронеровностей поверхностей трения, чем и обусловлены противоположные свойства смазочных материалов. Основным «строительным материалом» граничных слоёв являются молекулы поверхностно-активных веществ (ПАВ), которые могут быть природными или специально добавляемыми в смазочный материал.

А.С. Ахматовым была предложена модель структурированного граничного слоя, согласно которой в результате хемосорбции молекул ПАВ на поверхности металла и последующей адсорбции нескольких слоев ПАВ или других компонентов масла образуется полимолекулярный слой, имеющий кристаллическую структуру, подобный квазикристаллическому и квазитвердому телу, обладающему упругостью и несущей способностью. Слой выдерживает при умеренных температурах значительные нормальные нагрузки до 104 МПа.

Б.В. Дерягиным было показано, что вязкость граничного слоя значительно отличается от вязкости в объёме масла. С помощью разработанного Дерягиным «метода сдувания» [7] получены результаты, свидетельствующие о наличии отчетливой границы между граничным слоем и жидкостью в обычном «объемном» состоянии.

В работе [5, с. 269] рассмотрена модель Дерягина–Левченко, описывающая формирование структурно-упорядоченных эпитропных жидкокристаллических (ЭЖК) граничных слоёв. По мере удаления ЭЖК слоёв от поверхности их упорядоченность меняется. Применение этой модели позволило разработать механизм управления ЭЖК граничного слоя в рабочем режиме агрегатов с большими удельными нагрузками.

И.А. Буяновский отмечает, что в последние десятилетия успешно развивается «гидродинамическая теория граничного трения» Э.Л. Аэро, Н.И. Бессоновым, А.Н. Булыгиным [5, с. 272]. Развитие этой теории показано в работе [8]. Э.Л. Аэро и др. предложили «моментную теорию». Авторы предположили, что указанная теория учитывает ориентационные явления в жидкости и может считаться базой для теории граничной смазки. Авторы также утверждают, что каждая частица наряду с поступательной скоростью характеризуется независимой скоростью вращения.

И.А. Буяновский считает, что «эта теория в дальнейшем, возможно, станет одним из путей учёта особых свойств граничных слоёв при расчёте смазанных узлов трения» [5]. Однако необходимо заметить, что применение данной теории при разработке инженерных методик расчёта деталей машин, работающих в условиях граничной смазки, весьма затруднительно.

Развитие экспериментальных методов и соответствующего оборудования для исследования граничного состояния жидкостей на поверхности твердых тел привело к возможности наблюдать упорядоченность граничного слоя [9–11]. В работе [11] представлен метод, основанный на поверхностно-усиленной рамановской спектроскопии, который позволил наблюдать ориентацию молекул жидкости в режиме смазки тонким адсорбированным слоем. Путем захвата молекул жидких кристаллов между структурированной поверхностью серебра и поверхностью стекла были успешно различены состояния молекулярного упорядочения, в которых доминирует эффект сдвига и поверхностный эффект. Была продемонстрирована наноразмерная структура, состоящая из адсорбированного слоя, слоя упорядоченных молекул и слоя жидкости (рис. 2).

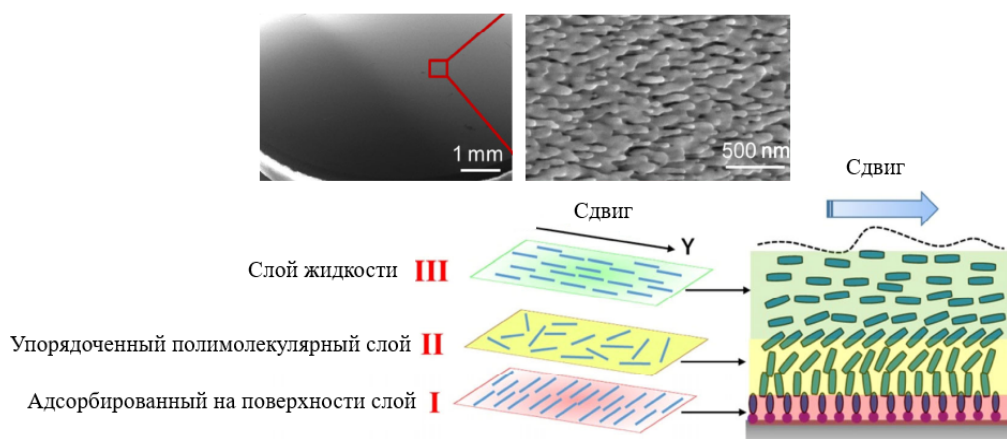


Рис. 2. Наблюдение граничного слоя жидкости и схема строения [11]

Граничное состояние смазочного материала имеет большое значение в самых разных областях техники. Играет определяющую роль в процессах изнашивания узлов, механизмов и деталей машин.

Конструктивные параметры подшипников скольжения машин и механизмов выбираются на ранних стадиях проектирования, где особенно важно использовать модели, отражающие наиболее важные физические явления и процессы, которые влияют на надёжность машины в целом.

Такие математические модели обычно реализуют в виде различного рода вычислительных программ и алгоритмов.

В зависимости от стадии проектирования машины или механизма для моделирования подшипников скольжения используется программное обеспечение с разным уровнем детализации процессов. На ранних стадиях (техническое предложение, эскизный проект) применяется, как правило, программное обеспечение, использующее одномерные (1D) или двухмерные (2D) модели подшипников скольжения. Для более поздних стадий (технический проект, разработка конструкторской документации) используются уже трёхмерные (3D) модели.

Среди наиболее известных программ, позволяющих моделировать гидродинамические подшипники скольжения, можно выделить:

- AVL EXCITE Designer, AVL EXCITE Power Unit (Австрия), предназначенные для создания кривошипно-шатунных механизмов ДВС на ранних стадиях проектирования;
- Tribo-X (входит в Ansys), FLARE (General Motors, США), GT-SUITE, «Orbit» или «ENGDYN» (inc. Ricardo, Англия).

Моделирование гидродинамических подшипников скольжения в 3D-постановке осуществляется в таких программах, как ANSYS, ABACUS, COMSOL и др. Эти программные комплексы представляют собой мультидисциплинарные пакеты инженерного анализа, требуют значительных вычислительных ресурсов, временных затрат на правильную подготовку расчётных моделей. Решение узкоспециализированных задач в них, как правило, очень трудоёмко, требуется специальная подготовка пользователя.

Расчет и конструирование

Сходство 1D-, 2D- и 3D-моделирования заключается в том, что все они способны показывать одни и те же результаты. С точки зрения времени, 1D-моделирование требует меньше всего машинной памяти, а также отличается быстротой получения результата. Применение 1D-моделирования позволяет сократить время, затрачиваемое на получение результатов, предотвратить возникновение существенных ошибок при 2D- или 3D-моделировании на последующих этапах проектирования.

Среди отечественных программных комплексов для расчёта подшипников скольжения можно отметить APM Plane, входящий в состав комплекса WinMachine. Этот пакет программ имеет дружественный пользователю простой интерфейс, однако позволяет рассчитывать подшипники, нагруженные только постоянной силой. Кроме того, в нём не предусмотрена возможность оценивать ресурс подшипников скольжения. Примеры применения некоторых из упомянутых программных комплексов для моделирования подшипников скольжения представлены в работах [12–19]. Во многих исследованиях отмечают проблему учёта противоизносных свойств масел при моделировании подшипников скольжения. В некоторых программных комплексах [13] доступно большое разнообразие реологических моделей смазочных масел, позволяющих описать неньютоновское поведение, например, зависимость вязкости загущенных всесезонных моторных масел не только от температуры и давления, но и от скорости сдвига. Эти факторы могут быть успешно учтены разными зависимостями, например, степенным законом Оствальда-де-Вейла (зависимость вязкости от скорости сдвига), формулой Фогеля (зависимость вязкости от температуры), формулой Баруса (зависимость вязкости от давления). Однако других критериев, способных различить смазочные материалы, например, по противоизносным свойствам, современные программные комплексы не предоставляют.

Настоящая статья посвящена развитию предложенной ранее авторами реологической модели граничного смазочного слоя, позволяющей учесть индивидуальные противоизносные свойства различных смазочных масел при моделировании гидродинамических подшипников скольжения.

2. Индивидуальные противоизносные свойства смазочного материала. Задачей расчёта подшипника скольжения является определение его так называемых гидромеханических характеристик, среди которых минимальная толщина смазочного слоя, максимальные гидродинамические давления в смазочном слое, температура, расход смазочного материала при данном режиме работы, а также изменение этих характеристик во времени в случае, если нагрузка на подшипник является переменной как по времени, так и по направлению, то есть динамической. Среди этих характеристик минимальная толщина смазочного слоя рассматривается как главный критерий, по которому оценивается надёжность работы подшипника скольжения.

Интенсивность изнашивания поверхностей трения подшипника резко повышается при граничном режиме трения. Приблизительно возможность реализации жидкостного или граничного режима трения оценивают по критерию λ , который является случайной величиной [20]:

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}, \quad (1)$$

где h_{min} – минимальная толщина смазочного слоя, мкм; R_{a1} , R_{a2} – параметры шероховатости контактирующих поверхностей трения, мкм.

При $\lambda > 3$ режим трения считается жидкостным (поверхности разделены слоем смазки), при $1 < \lambda < 3$ режим трения условно считается смешанным, и при $\lambda < 1$ – граничным, при котором граничный слой смазки утончается настолько, что начинаются взаимодействия отдельных выступов микронеровностей поверхностей деталей подшипника через мономолекулярный граничный слой смазки, непосредственно прилегающий к металлу.

Индивидуальные противоизносные свойства смазочного материала, определяющие условия смены вида смазки в подшипнике, а также интенсивность его изнашивания обусловлены способностью компонентов смазочного материала образовывать граничный слой смазки (ГСС).

Исключительно на основе представления о закономерностях полимолекулярной адсорбции углеводородных жидкостей может быть построена адекватная математическая модель ГСС. При этом эти жидкости обычно содержат ПАВ определенной структуры.

Основываясь на своих предыдущих исследованиях, а также принимая во внимание результаты экспериментов других авторов, мы сделали некоторые выводы.

1. Различные смазочные жидкости при контакте с поверхностями образуют разнообразные структуры ГСС, которые могут весьма значительно различаться по своим свойствам. Это вызывает затруднения при описании таких слоев в пределах одной и той же математической модели.

2. Структурированные ГСС характеризуются изменением физических параметров в направлении, перпендикулярном к поверхности трения. К физическим параметрам можно отнести наличие или отсутствие предельного напряжения сдвига, вязкость материала, зависимость параметров слоя от температуры и др. Разнообразие указанных параметров, с одной стороны, ведет к невозможности применения закономерностей, которые были получены для других жидкостей. С другой стороны, исчезает возможность описания ГСС, которые образованы смазочными маслами, как гомогенной жидкокристаллической фазы.

3. Большинство смазочных материалов (СМ), которые содержат различные присадки или естественные нефтяные ПАВ, образуют на металлических поверхностях трения ГСС. Такие граничные слои имеют около поверхности трения особенные свойства, которые приближаются к свойствам твердого тела. Повышенная вязкость и устойчивость к сдвиговым нагрузкам проявляется на некотором расстоянии, которое измеряется несколькими десятками долями микрометра. Наибольшее расстояние, на котором, по мнению авторов, должно проявляться структурирующее воздействие поверхности, может достигать 5 мкм. Следовательно, можно считать справедливым предположение о наличии в ГСС как минимум двух структурированных фаз.

На рис. 3 представлены полученные экспериментально диаграммы Герси–Штрибека для подшипника скольжения (диаметр 47,8 мм, ширина 21 мм, относительный зазор $\psi = 2,29 \cdot 10^{-3}$), смазываемого под давлением гидравлическим маслом ВМГЗ-45 без добавок и с противоизносной композицией ЭДТУК (в объеме 1,5 %) [21].

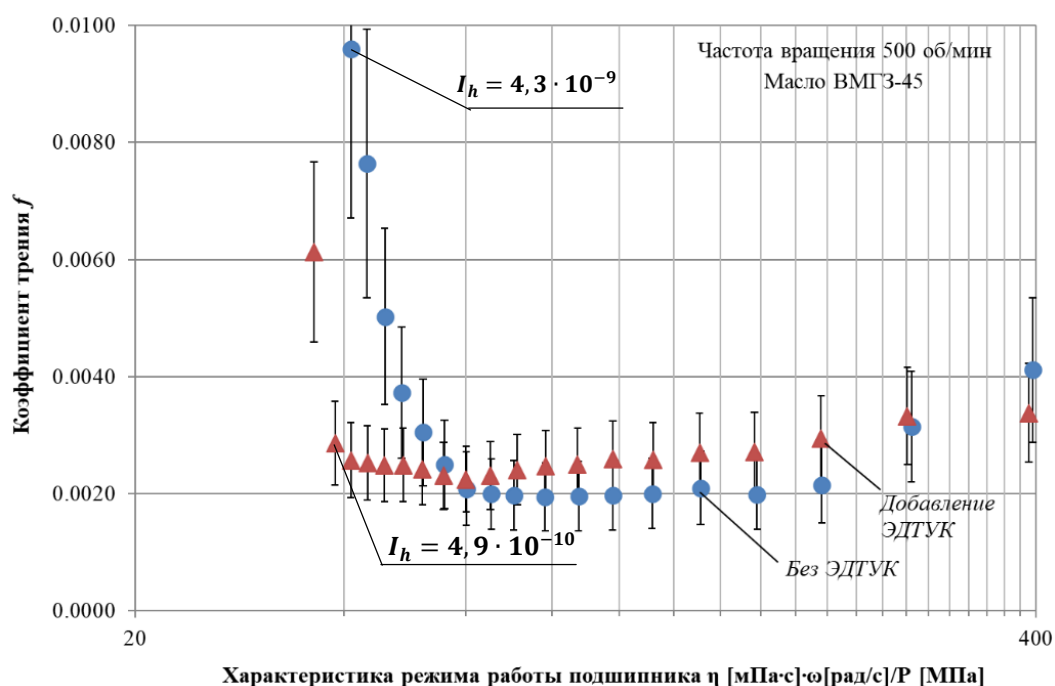


Рис. 3. Диаграмма Герси–Штрибека для испытываемого подшипника при смазке маслом ВМГЗ-45 без ЭДТУК и с добавлением 1,5 % ЭДТУК

В соответствии с паспортом безопасности гидравлическое масло ВМГЗ-45 имеет в своем составе бутилоктилдитиофосфат цинка (противоизносная присадка), полиалкилметакрилат (загущающая присадка, модификатор вязкости). Выбор масла ВМГЗ-45 обусловлен его низкой вязкостью, что позволяет добиться смены вида смазки в подшипнике во время эксперимента с учётом конструктивных особенностей машины трения ИИ-5018. Динамическая вязкость у масла ВМГЗ-45 при 100 °С более чем в три раза меньше вязкости моторного масла класса SAE 5W-40 и более чем в два раза меньше вязкости масла класса SAE 0W-20.

Расчет и конструирование

Противоизносная композиция ЭДТУК содержит сложные эфиры этилендиаминтетрауксусной кислоты с одним или несколькими одноатомными спиртами, содержащими 7 и более атомов углерода. В ряде случаев данная присадка превосходит по эффективности диалкилдитиофосфаты цинка и триарилфосфоротионаты, которые традиционно применяются в качестве противоизносных добавок. Данный эффект авторы композиции объясняют оптимальным сочетанием адсорбционной активности углеводородных радикалов, удерживающих молекулы базового масла на поверхности адсорбированного слоя эфира.

Результаты свидетельствуют о том, что добавление противоизносной композиции ЭДТУК существенно влияет на смену видов смазки в подшипнике. При смазке маслом ВМГЗ-45 без добавки ЭДТУК резкий рост коэффициента трения, свидетельствующий о начале граничного трения ($\lambda < 1$) и перекрытия микронеровностей, наблюдается при значениях характеристики режима работы подшипника менее 60. Добавление 1,5% ЭДТУК меняет картину. Рост коэффициента трения начинается при характеристике режима работы менее 40. Этот эффект обусловлен изменением структуры и свойств адсорбирующихся граничных слоёв, и, следовательно, реологических свойств ГСС. Из рис. 3 видно, что при смазке маслом ВМГЗ-45 без добавки ЭДТУК при характеристике режима 40 коэффициент трения увеличивается в пять раз относительно масла с добавкой ЭДТУК. В специально поставленном эксперименте была определена линейная интегральная интенсивность изнашивания I_n , которая, как видно, отличается более чем на 80 %.

Если представить результаты измерений коэффициента трения в зависимости от удельной нагрузки на подшипник, то разница между маслом с добавкой и без неё видна ещё более отчётливо (рис. 4).

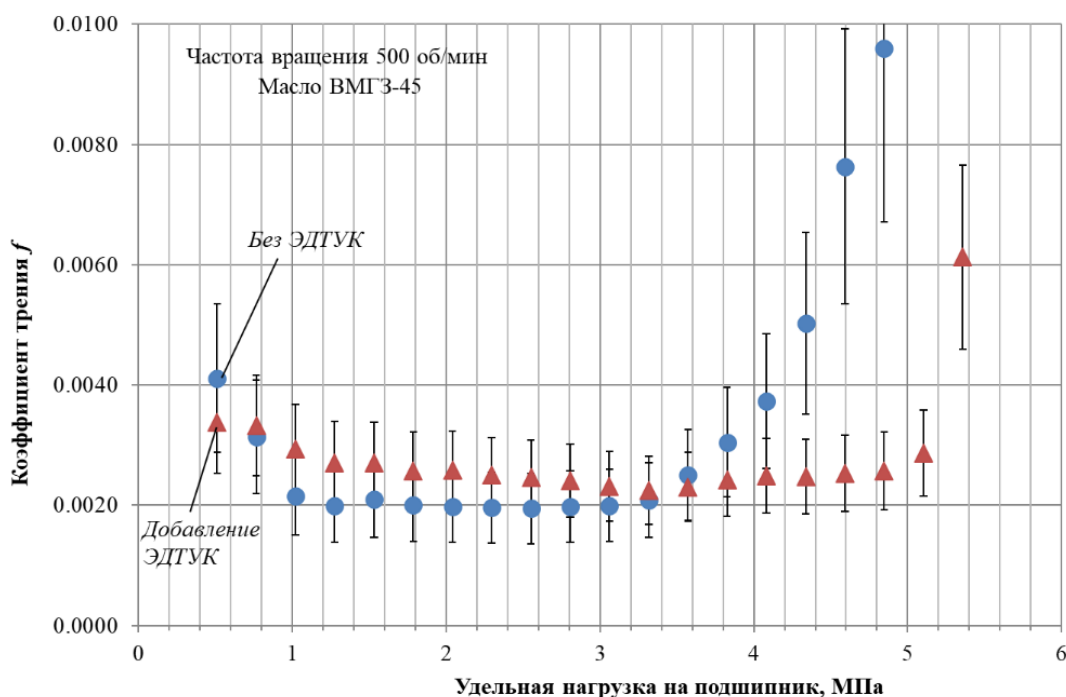


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения от удельной нагрузки на подшипник

Из рис. 4 видно, что существует область удельных нагрузок от 1 до 3,2 МПа, в которой коэффициент трения меняется незначительно, оставаясь практически постоянным. При этом после добавления в масло присадки ЭДТУК эта область расширяется до 4,8 МПа. Другими словами, минимальная толщина смазочного слоя достигает критического значения при более высоких удельных нагрузках на подшипник в случае добавления в масло ЭДТУК, что обусловлено повышением устойчивости адсорбированного граничного слоя.

В таком случае минимальная толщина смазочного слоя в подшипнике скольжения является критерием противоизносных свойств смазочного материала. И использование этого критерия

возможно только в случае корректного моделирования реологического поведения смазочного материала в граничном состоянии.

Ранее авторами была предложена одна из таких реологических моделей.

3. Реологическая модель смазочного материала. В рамках представленного исследования и на основе предыдущих экспериментальных исследований авторы пришли к заключению, что зависимость вязкости загущенных моторных масел от расстояния до ограничивающей твердой поверхности может быть описана следующей экспоненциальной зависимостью:

$$\mu_i = \mu_0 + \mu_s \exp\left(-\frac{y}{l_h}\right). \quad (2)$$

Здесь μ_s – параметр, который характеризует условную вязкость на бесконечно малом расстоянии от поверхности; l_h , – параметр, характеризующий скорость изменения вязкости граничного слоя по мере удаления от поверхности трения.

Если смазочный слой ограничен двумя различными поверхностями, то возникает необходимость учитывать различия их адсорбционных свойств, а также возникающего структурирующего воздействия различных материалов. В этом случае выражение (2) может принимать вид, описываемый параметрами l_{h1} и l_{h2} :

$$\mu_i = \mu_0 + \mu_s \left(\exp\left(-\frac{h_i}{l_{h1}}\right) + \exp\left(-\frac{h-h_i}{l_{h2}}\right) \right). \quad (3)$$

Аналогичные выражения предложены для усредненного по толщине смазочного слоя значения вязкости (эффективной), а также силы вязкостного трения:

$$\bar{\mu} = \mu_0 + \frac{\mu_s}{h-h_{s1}-h_{s2}} \int_{h_{s1}}^{h-h_{s2}} \left(\exp\left(\frac{-h_i}{l_{h1}}\right) + \exp\left(\frac{h_i-h}{l_{h2}}\right) \right) dh_i, \quad (4)$$

$$F = V_0 \left(\left(\frac{\mu_0}{h-h_{s1}-h_{s2}} \right) + \frac{\mu_s}{(h-h_{s1}-h_{s2})^2} \int_{h_{s1}}^{h-h_{s2}} \left(\exp\left(\frac{-h_i}{l_{h1}}\right) + \exp\left(\frac{h_i-h}{l_{h2}}\right) \right) dh_i \right). \quad (5)$$

Определение параметров h_s и l_h на основе численных методов должно соответствовать следующим условиям:

$$\begin{cases} \mu_{\text{эфф}} = \mu(\mu_0, h, h_s, l_h) \\ F(\mu_{\text{эфф}}, h_s) = F_{\text{min}} \end{cases} \quad (6)$$

Для моторных масел, которые являются вполне однотипными смазочными материалами, значение параметра μ_s лежит в диапазоне $10^5 \dots 10^6$ Па·с. Этот диапазон соответствует вязкости углеводорода в твердом состоянии, т. е. вязкости парафина.

Большинство узлов жидкостного трения машин и механизмов функционируют в условиях перехода от жидкостного трения к граничному. В таких условиях при выполнении гидродинамических расчетов опор скольжения предлагается использовать зависимости (2) и (3) для расчета вязкости смазочного слоя. При этом необходимо принимать во внимание величину шероховатости поверхностей трения, так как значение h_s зависит от сочетания свойств конструкционных и смазочных материалов сопряжения, а также от рельефа поверхностей. В этом случае выражение (3) можно использовать при условии, что величина h_s значительно превосходит высоту шероховатостей поверхности.

Следовательно, значение вязкости меняется по толщине смазочного слоя от величины μ_s , соответствующей вязкости углеводорода в твердом состоянии, $[10^4 \dots 10^6]$ Па·с, до значений вязкости в середине смазочного слоя $\mu^*(T, p, \dot{\gamma})$, значение которой обычно указано в справочниках по смазочным материалам. Вязкость $\mu^*(T, p, \dot{\gamma})$ является функцией температуры, давления в слое смазки и скорости сдвига. Значения параметра l_h для некоторых моторных масел, которые авторы получили пересчетом из экспериментальных данных, представлены в таблице.

Значения параметра l_h для моторных масел

№	Смазочный материал	$l_h, 10^{-9}$ м
1	Моторное масло Shell Rimula R3X	52
2	Моторное масло THK RevoluxD2	43
3	Моторное масло Mobil Delvac XHP	30

Расчет и конструирование

Тестовые расчёты стационарно-нагруженного подшипника скольжения с применением реологической модели ГСС (3) показали, что учёт наличия адсорбционных слоёв смазки приводит к увеличению расчётного значения минимальной толщины смазочного слоя на величину, равную удвоенной толщине граничного слоя h_s . На рис. 5 видно, как меняется минимальная толщина смазочного слоя при увеличении нагрузки на подшипник для расчётных случаев без учёта граничного слоя (поз. 1) и с учётом (поз. 2). Минимальная толщина смазочного слоя в подшипнике достигает критического значения при нагрузке около 5000 Н, если вести расчёт без учёта наличия на поверхностях трения адсорбционных граничных слоёв. Однако в случае их учёта критического значения минимальная толщина смазочного слоя не достигает в пределах сколь угодно больших нагрузок, величина которых ограничена только возможностями алгоритма расчёта. Другими словами, при постоянном значении параметров реологической модели (3) μ_s и l_h модель описывает адсорбционный граничный слой, который не подвержен разрушению (срезанию) в процессе работы подшипника, то есть «идеальный» граничный слой, который при любых сколь угодно больших нагрузках (высоких температурах, низких скоростях вращения шипа) будет разделять поверхности трения.

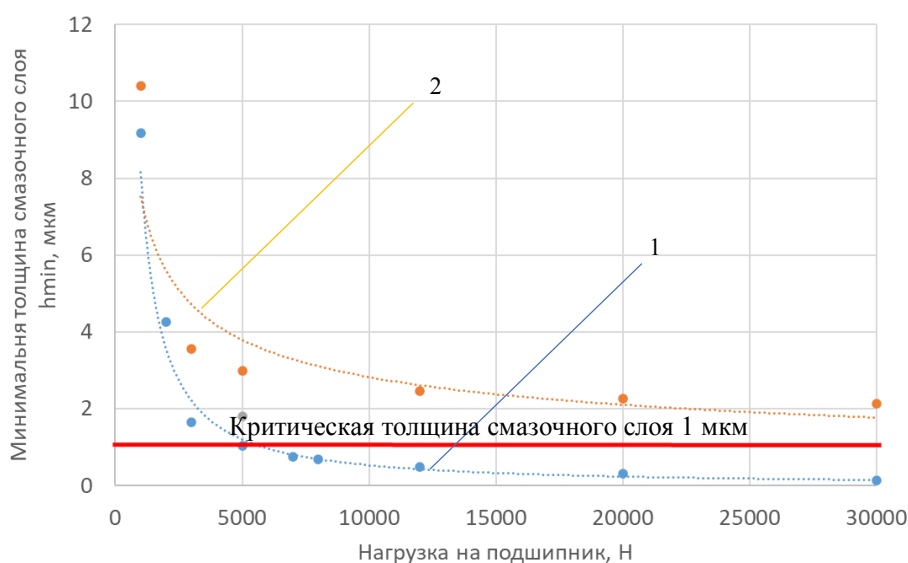


Рис. 5. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в подшипнике от нагрузки: 1 – при $l_h = 0$ нм, $\mu_s = 0$ Па·с; 2 – при $l_h = 50$ нм, $\mu_s = 10^6$ Па·с

Для корректного моделирования работы адсорбционного граничного слоя смазки в подшипнике скольжения требуется введение зависимости параметра l_h от скорости сдвига. Это позволит учесть явление разрушения адсорбционного граничного смазочного слоя при увеличении скорости сдвига.

Опуская механизм и процессы образования адсорбированного слоя смазочного материала на поверхности металла, резюмируем представления о строении и свойствах граничных слоев, разделяющих две металлические поверхности

Итак, каждый из граничных слоёв смазочного материала, адсорбированных на поверхности трения, состоит из двух областей, имеющих между собой условную границу: внутренней области 1 квазикристаллического строения и полимолекулярной периферийной области 2, имеющей жидкокристаллическое строение (рис. 6). Кроме того, слои имеют и градиент свойств (в частности вязкости) по нормали к твердой поверхности.

Первые слои 1 (показаны условно увеличенными), непосредственно адсорбирующиеся на металлических поверхностях трения 4 и 5, имеют квазикристаллическое строение и характеризуются высокой вязкостью ($\mu_s = 10^6$ Па·с). По мере удаления от поверхности трения вязкость полимолекулярных слоёв падает до значения μ_0 , соответственно уменьшаются предельные напряжения сдвига или предел текучести граничного слоя.

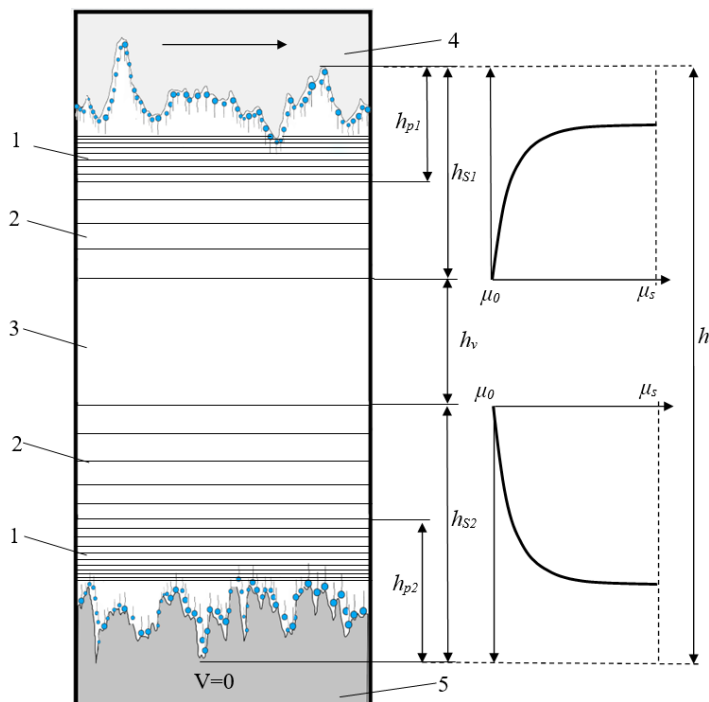


Рис. 6. Схема контактирования поверхностей трения через два граничных адсорбционных слоя и объёмного слоя смазочного материала

Толщины h_{p1} и h_{p2} , непосредственно прилегающие к поверхностям слоёв 1, следует понимать как «критические толшины», при превышении которых начинаются первые акты скольжения последующих слоёв 2, относящихся уже ко второй, жидкокристаллической периферийной области граничного слоя, образованной в результате полимолекулярной адсорбции ПАВ. Слой смазочного материала 3 имеет объёмную вязкость μ_0 , толщину h_v и представляет собой условную плоскость симметрии, не подвержен влиянию силовых полей ограничивающих его металлических поверхностей.

Общая расчётная толщина смазочного слоя h в таком случае представляет собой сумму $h = h_{s1} + h_{s2} + h_v$. Для случая поверхностей трения из одинаковых материалов $h_{s1} = h_{s2}$.

При высокой скорости сдвига разрушается упорядоченность адсорбированного слоя – внешней части полимолекулярного слоя – при достижении некоторой критической скорости сдвига. Уменьшается h_s за счёт срезания слоёв.

Другими словами, при повышении нагрузки в условиях сдвига поверхности сближаются, уменьшается толщина h_v объёмной части слоя 3 до h'_v , в ней нарастает скорость сдвига и, соответственно, гидродинамические давления. При дальнейшем взаимодействии граничных слоёв 2 толшины h_{s1} и h_{s2} уменьшаются под действием увеличивающейся скорости сдвига до h'_{s1} и h'_{s2} , что сопровождается ростом вязкости, сопротивления сдвигу, повышением подъёмной силы, препятствующей сближению поверхностей (рис. 7).

В зоне контакта и разрушения граничных слоёв (то есть в зоне слоя 3) вязкость также увеличивается относительно объёмной в результате роста гидродинамических давлений в этом слое, то есть $\mu_0 < \mu'_0$.

Предварительные тестовые расчёты показали, что изменение l_h при увеличении скорости сдвига может быть описано степенной функцией.

По аналогии с описанием зависимости вязкости загущенных масел от скорости сдвига описать изменение l_h от скорости сдвига предлагается степенным законом Оствальда-де-Вейла:

$$l_h = l_{h_0} \cdot \dot{\gamma}^{n-1} \quad (7)$$

Здесь l_{h_0} представляет собой параметр, характеризующий толщину адсорбционного слоя при скорости сдвига $\dot{\gamma} = 1 \text{ с}^{-1}$; показатель степени n – характеризует устойчивость адсорбционного слоя к сдвигу (сдвиговую стабильность) и принимает значения от 0 до 1.

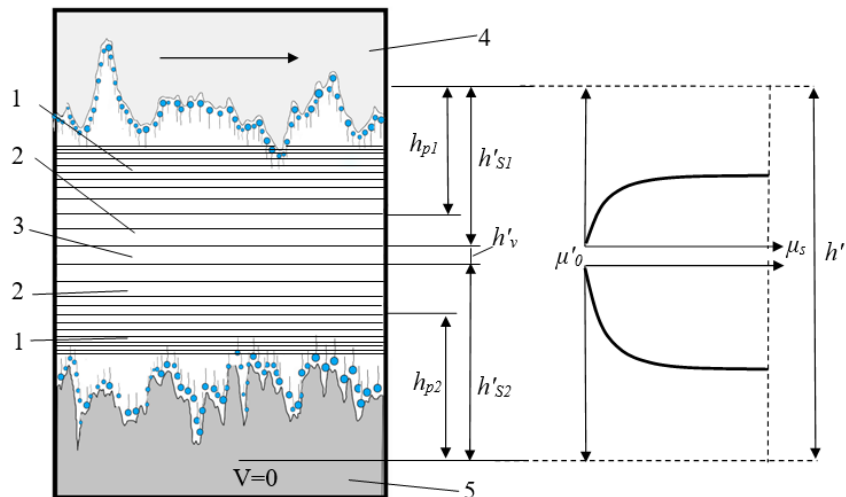


Рис. 7. Схема контактирования поверхностей трения через два граничных адсорбционных слоя смазочного материала меньшей толщины

При $n = 1$, $l_h = l_{h_0}$ слой «жесткий», не срезаемый, не разрушается при увеличении скорости сдвига и может нести сколько угодно большую нагрузку. При $n = 0$ адсорбционные слои не устойчивы к сдвигу и не оказывают влияние на несущую способность подшипника скольжения. Таким образом, следует ожидать, что для реальных смазочных материалов показатель степени n варьируется от 0,5 до 0,95. Весьма вероятно зависимость показателя степени от температуры.

За значение параметра l_{h_0} обоснованно можно принять значения, полученные пересчетом из результатов экспериментального определения толщины адсорбированного слоя (см. таблицу), поскольку они получены практически при нулевой скорости сдвига. Эти значения индивидуальны для каждого сочетания масла и материала поверхностей трения.

4. Результаты расчетов. С целью оценки влияния устойчивости адсорбционных слоев смазки к сдвигу на несущую способность гидродинамического подшипника скольжения была проведена серия вычислительных экспериментов, в которых определялось относительное увеличение подъемной силы (увеличение реакции смазочного слоя, обусловленное адсорбционными слоями смазки) при фиксированном относительном эксцентриситете подшипника χ в зависимости от показателя степени n для трех значений параметра l_{h_0} . Результаты представлены на рис. 8.

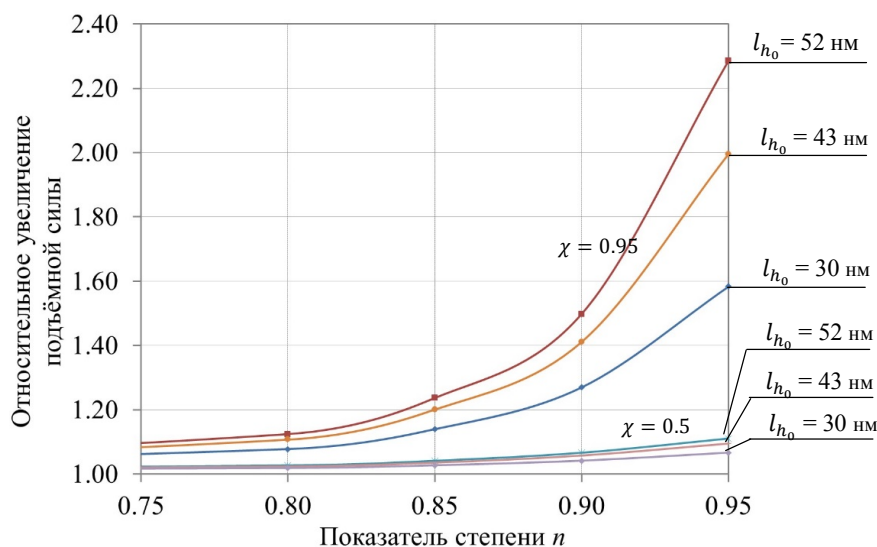


Рис. 8. Влияние сдвиговой стабильности адсорбционного смазочного слоя на несущую способность подшипника скольжения

5. Обсуждение результатов и выводы. Результаты расчётов свидетельствуют о том, что при относительных эксцентриситетах подшипника менее 0,5 относительное увеличение подъёмной силы при наличии адсорбционных слоёв смазки составляет не более 10 %. С ростом относительного эксцентриситета влияние усиливается. Увеличение подъёмной силы достигает от 60 до 130 % при показателе сдвиговой стабильности $n = 0,95$ и относительном эксцентриситете $\chi = 0,95$. При показателе степени $n = 0,8$ увеличение подъёмной силы также не превышает 10 %. Полученные результаты показывают большой потенциал предложенной модели для учёта индивидуальных противозносных свойств смазочных материалов при расчёте подшипников скольжения.

В дальнейшем следует провести численные и физические эксперименты. Численные исследования с применением предлагаемой модели будут направлены на оценку влияния различных конструктивных параметров подшипника, режимов работы на его гидромеханические характеристики. В результате проведения физических экспериментов планируется установить влияние температуры и нагрузки на параметры граничного смазочного слоя, образуемого различными смазочными материалами (моторными, трансмиссионными, гидравлическими маслами). Это позволит сформировать базу данных для использования при моделировании подшипников скольжения.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № 20-48-74000720).

Литература

1. Чернавский, С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернавский. – М.: Машиз, 1963. – 243 с.
2. Захаров, С.М. Гидродинамическая теория смазки / С.М. Захаров // Современная трибология: итоги и перспективы: кн. / под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во ЛКИ, 2008. – С. 95–157.
3. Goodwin, M.J. Reciprocating machinery bearing analysis: theory and practice / M.J. Goodwin, J.L. Nikolajsen, P.J. Ogrodnik // Proc. Instn Mech. Engrs. Part J: Journal Engineering Tribology. – 2003. – Vol. 217. – P. 409–426.
4. Трибология. Состояние и перспективы: сб. науч. тр. В 4 томах / гл. ред. И.Г. Горячева, М.А. Броновец // Т.2. Смазка и смазочные материалы / под ред. С.М. Захарова, И.А. Буяновского. – Уфа: РИК УГАТУ, 2019. – 504 с.
5. Буяновский, И.А. Граничная смазка / И.А. Буяновский // Современная трибология: итоги и перспективы: кн. / под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во ЛКИ, 2008. – С. 226–278.
6. Ахматов, А.С. Молекулярная физика граничного трения / А.С. Ахматов. – М.: Наука, 1964. – 541 с.
7. Дерягин, Б.В. Поверхностные силы / Б.В. Дерягин, Н.В. Чураев, М.В. Муллер. – М.: Наука, 1985. – 398 с.
8. Аэро, Э.Л. Гидродинамика жидких нанослоёв / Э.Л. Аэро, А.Н. Булыгин, Ю.В. Павлов // Materials Physics and Mechanics. – 2011. – Vol. 11, no. 2 – P. 137–156.
9. Zhang, J. Boundary lubrication by adsorption film / J. Zhang, Yo. Meng // Friction. – 2015. – Vol. 3 (2). – P. 115–147.
10. Molecular behaviors in thin film lubrication. Part 1: Film formation for different polarities of molecules / Sh. Zhang, Yi. Qiao, Yu. Liu et al. // Friction. – 2019. – Vol. 7 (4). – P. 372–387. – <https://doi.org/10.1007/s40544-019-0287-1>.
11. Molecular behaviors in thin film lubrication–Part two: Direct observation of the molecular orientation near the solid surface / M. Gao, H. Li, L. Ma et al. // Friction. – 2019. – Vol. 7. – P. 479–488. – <https://doi.org/10.1007/s40544-019-0279-1>.
12. 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.
13. 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.
14. Gulwadi, S.D. Journal Bearing Analysis in Engines Using Simulation Techniques / S.D. Gulwadi, G. Shrimpling // SAE 2003-01-0245.

15. *Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction* / D. Bartel, L. Bobach, T. Illner, L. Deters // *Journal of Engineering Tribology*. – 2012. – P. 1–14. – <https://doi.org/10.1177/1350650112454510>.

16. *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. – <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.12.024>.

17. *Bergmann, P. Modeling Wear of Journal Bearings* / P. Bergmann, F. Grün // *Montanuniversität Leoben, Department Product Engineering*. – 2018. – Vol. 6, no. 27. – <https://doi:10.3390/lubricants6010027>.

18. *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, no. 6. – P. 25. – <https://doi:10.3390/lubricants6030065>.

19. *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* / Ch. Knauder, H. Allmaier, D. E. Sander, Th. Sams // *Lubricants*. – 2019. – Vol. 39, no. 7. – <https://doi.org/10.3390/lubricants7050039>.

20. *Трение, износ и смазка (трибология и триботехника)* / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.

21. *Патент 2675632 РФ. Противоизносная композиция к смазочным материалам* / И.В. Мухортов, К.А. Якунина. – № 201714073; заявл. 22.11.2017, опубли. 21.12.2018, Бюл. № 36.

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.

Мухортов Игорь Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, i.mukhortov@yandex.ru.

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

Поступила в редакцию 4 марта 2021 г.

DOI: 10.14529/engin210102

MODELING OF HYDRODYNAMIC PLAIN BEARINGS TAKING INTO ACCOUNT THE INDIVIDUAL ANTI-WEAR PROPERTIES OF LUBRICANTS

I.G. Levantov, levanovig@susu.ru,

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

I.V. Mukhortov, i.mukhortov@yandex.ru,

D.N. Nikitin, nikitin76766@rambler.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

The problem of forecasting and ensuring the technical resource of machines is becoming more and more urgent due to the increase in the load of modern machines. Plain bearings are one of the most common friction units in machines and mechanisms. Lubricants play a major role in the wear

process of plain bearings. Modern lubricants contain various additives that improve their properties, in particular antiwear additives. A large number of works by domestic and foreign researchers are devoted to the study and modeling of the operation of plain bearings. The least studied are the issues of boundary friction and lubrication. So far, no correct engineering methods have been developed for calculating machine parts, including sliding bearings operating with boundary lubrication. The design parameters of plain bearings of machines and mechanisms are selected at the early stages of design, where it is especially important to use models that reflect the most important physical phenomena and processes that affect the reliability of the machine as a whole. This article describes a methodology for modeling hydrodynamic plain bearings, taking into account the individual antiwear properties of lubricants. The construction of an adequate mathematical model of the boundary layer of a lubricant is carried out on the basis of ideas about the laws of polymolecular adsorption of hydrocarbon liquids containing surfactants of a certain structure. The authors proposed a hypothesis that each of the boundary layers of the lubricant adsorbed on the friction surface consists of two regions having a conditional boundary between them. The model reflects the processes of destruction of the adsorption boundary layer of the lubricant. Test calculations are performed for a statically loaded plain bearing using the proposed model. Further research is aimed at the experimental determination of the parameters of the model of the boundary layer.

Keywords: gear oil, antiwear additives, polymolecular adsorption, triarylphosphorothionate, dialkyldithiophosphate.

References

1. Chernavskij S.A. *Podshipniki skol'zhenija* [Plain bearings]. Moscow, Mashgiz, 1963. 243 p.
2. Zaharov S.M. *Gidrodinamicheskaja teorija smazki* [Hydrodynamic theory of lubrication]. *Sovremennaja tribologija: itogi i perspektivy*. Moscow, LKI Publ., 2008, pp. 95–157.
3. 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.
4. Gorjacheva I.G., Bronovec M.A. (Ed.) *Tribologija. Sostojanie i perspektivy: sbornik nauchnyh trudov*. [Tribologi. State and prospects: collection of scientific papers]. Vol. 2 [Grease and lubricants]. Ufa, RIK UGATU, 2019. 504 p.
5. Bujanovskij I.A. *Granichnaja smazka* [Boundary lubrication]. “Sovremennaja tribologija: itogi i perspektivy”: kn., ed. by K.V. Frolova. Moscow. LKI Publ. 2008, pp. 226–278.
6. Ahmatov A.S. *Molekuljarnaja fizika granichnogo trenija* [Molecular physics of boundary friction]. Moscow, Nauka, 1964, 541 p.
7. Derjagin B.V., Churaev N.V., Muller M.V. *Poverhnostnye sily* [Surface forces]. Moscow, Nauka, 1985. 398 p.
8. Ajero Je.L., Bulygin A.N., Pavlov Ju.V. [Hydrodynamics of liquid nanolayers] *Materials Physics and Mechanics*. 2011, vol. 11, no. 2, pp. 137–156. (in Russ.)
9. Zhang J., Meng Yo. Boundary lubrication by adsorption film, *Friction*, vol. 3, no. 2, 2015, pp. 115–147.
10. Zhang Sh., Qiao Yi., Liu Yu., Ma L., Luo J. Molecular behaviors in thin film lubrication – Part 1: Film formation for different polarities of molecules, *Friction*, vol. 7, 2019, pp. 372–387. Available at: <http://doi.org/10.1007/s40544-019-0287-1>.
11. Gao M., Li H., Ma L., Gao Yu., Ma L., Luo J. Molecular behaviors in thin film lubrication–Part two: Direct observation of the molecular orientation near the solid surface. *Friction*, vol. 7, 2019, pp. 479–488. Available at: <https://doi.org/10.1007/s40544-019-0279-1>.
12. Priestner C., Allmaier H., Pribsch H.H., Forstn C. Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime, *Tribology International*, vol. 46, 2012, pp. 200–207.
13. Allmaier H., Priestner C., Reich F.M, Pribsch H.H., Forstner C., Novotny-Farkas F. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models. *Tribology International*, vol. 48, 2012, pp. 93–101.
14. Gulwadi S.D., Shrimpling G. *Journal Bearing Analysis in Engines Using Simulation Techiques*, SAE 2003-01-0245.

15. 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. Available at: <https://doi.org/10.1177/1350650112454510>.

16. 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. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.12.024>.

17. Bergmann P., Grün F. Modeling Wear of Journal Bearings. *Lubricants*, vol. 6, no. 27; 2018, 2018. Available at: <https://doi:10.3390/lubricants6010027>

18. 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, pp. 65. Available at: <https://doi.org/10.3390/lubricants6030065>.

19. Knauder Ch., Allmaier H., 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. Available at: <https://doi.org/10.3390/lubricants7050039>.

20. Chichinadze A.V, Berliner Je.M., Braun Je.D. and all. *Trenie, iznos i smazka (tribologija i tribotehnika)* [Friction, wear and lubrication (tribology and tribotechnics)]. Moscow, Mashinostroenie, 2003. 576 p.

21. Muhortov I.V., Jakunina K.A. Protivoiznosnaja kompozicija k smazochnym materialam. [Antiwear composition for lubricants]. Patent RF no. 2675632, 2019.

Received 4 March 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

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

FOR CITATION

Levanov I.G., Zadorozhnaya E.A., Mukhortov I.V., Nikitin D.N. Modeling of Hydrodynamic Plain Bearings Taking into Account the Individual Anti-wear Properties of Lubricants. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 1, pp. 14–28. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin210102