

## КОНЦЕПЦИЯ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Несоответствие между параметрами реального и проектного функционирования подшипников коленчатых валов при эксплуатации автомобильных двигателей приводит к интенсификации изнашивания подшипников и, как следствие, снижению долговечности автомобильных двигателей. Решение этой проблемы на основе обеспечения на этапах обкатки и эксплуатации двигателей жидкостной смазки в подшипниках, может быть одним из резервов повышения их долговечности.

Для реализации такого резерва в статье приводится научно-методическое обоснование совершенствования методов и средств контроля и управления смазочными процессами в подшипниках коленчатого вала при работе двигателя. В качестве параметра для контроля и управления смазочным процессом предложено использовать интегральную степень существования смазочного слоя. Получена формула для расчета ресурса подшипников, на основе которой определена целевая функция обеспечения малоизносной эксплуатации автомобильных двигателей.

Проведено теоретическое исследование влияния на ресурс подшипников коленчатого вала изменением качества смазочного процесса при обкатке и эксплуатации – на режимах пуска, холостого хода и нагружения. Обоснована возможность повышения ресурса за счет управления смазочными процессами. Приведены основные результаты управления смазочными процессами при стендовой обкатке, при диагностировании, на режимах пуска и нагружения.

**Ключевые слова:** подшипники коленчатого вала, смазочный процесс, износ, эксплуатация, автомобильный двигатель.

Современные требования технической и коммерческой эксплуатации автомобилей по минимизации потерь ресурсов и затрат, связанных с транспортным процессом, обуславливают высокую надежность автомобильных двигателей. В настоящее время в структуре автомобильного парка Российской Федерации в эксплуатации находится значительное количество физически устаревающих автотранспортных средств, для которых характерно снижение показателей надежности и увеличение затрат на эксплуатацию. Практика эксплуатации автомобилей свидетельствует также о том, что реальная долговечность двигателей значительно меньше заявленной заводом-изготовителем.

Основным повреждающим процессом в автомобильных двигателях, снижающим его ресурс, является изнашивание подвижных сопряжений. Одними из лимитирующих ресурс сопряжений являются шатунные и коренные подшипники коленчатого вала. Они проектируются для работы в условиях жидкостной смазки, однако в реальной эксплуатации автомобильных двигателей в некоторых случаях происходит нарушение нормального смазочного процесса (жидкостной смазки), и процессы изнашивания в подшипниках интенсифицируются. Эти явления возникают при пусках, особенно при низких температурах, при работе двигателя с большими

нагрузками при низкой частоте вращения коленчатого вала; при пониженном давлении масла в системе смазки; при чрезмерном увеличенном зазоре в сопряжении; при приработке; при повышенных деформациях вала, опор или вкладышей подшипников [4], [6], [19]. Таким образом, на практике имеет место несоответствие между проектным и реальным функционированием подшипников при эксплуатации автомобильных двигателей. Это противоречие порождает проблемную ситуацию, заключающуюся в повышении интенсивности изнашивания подшипников и, как следствие, снижение долговечности автомобильных двигателей.

Из практики эксплуатации известно, что существуют такие сочетания параметров температурного, нагрузочного и скоростного режимов работы двигателя, при которых интенсивность изнашивания подвижных сопряжений минимальна. Такие режимы названы в настоящем исследовании «*малоизносными*». Это позволяет предположить, что эксплуатация двигателя преимущественно в малоизносных режимах работы является одним из эффективных методов повышения их долговечности. Реализация такого подхода к повышению долговечности двигателей в настоящее время вызывает затруднение, поскольку известные расчетные и экспериментальные методы оценки показателей

смазочного процесса и износостойкости в парах трения не пригодны для исследований в широком диапазоне теплового, нагрузочного и скоростного режимов из-за высокой трудоёмкости. В связи с этим, исследование, направленное на совершенствование методов и средств повышения долговечности автомобильных двигателей на основе обеспечения условий малоизносной эксплуатации, является актуальным.

Объект исследования – процесс изменения технического состояния подвижных сопряжений автомобильных двигателей в эксплуатации; предмет исследования – закономерности смазочного процесса и изнашивания подшипников скольжения коленчатого вала при эксплуатации автомобильного двигателя; цель исследования - повышение долговечности автомобильных двигателей на основе управления техническим состоянием подшипников коленчатого вала по параметрам смазочного процесса.

Проблема повышения долговечности автомобильных двигателей в эксплуатации освещена в большом количестве научных исследований, а их результаты широко применены на практике при обкатке, при техническом обслуживании и ремонте, на режимах пуска и нагружения.

Решению задачи повышения эффективности обкатки автомобильных двигателей в производственных и эксплуатационных условиях посвящены работы Р.Т. Абдрашитова, К.Ф. Дурнева, Л.М. Гаенко, В.Г. Заренбина, И.И. Карасика, В.К. Лакина, Е.М. Мухина, М.Х. Нигаматова, А.В. Николаенко, Г.К. Нырова, Ю.В. Родионова, И.И. Столярова, Н.В. Храмова и др. [2], [14], [18]. Повышение эффективности обкатки связано с достоверной оценкой текущего состояния процесса приработки путём измерения выходной информации и определения требований, предъявляемых к значениям её параметров. Ограниченность использования существующих безразборных параметров оценки качества приработки связана с недостаточной пригодностью их для оценки триботехнического состояния. Важными следствиями приработки подшипников коленчатого вала являются повышение несущей способности смазочного слоя и расширение диапазона нагрузок и скоростей, при которых они работают в режиме жидкостного трения. Поэтому сделан вывод, что параметр оценки качества приработки может быть связан с показателями смазочного процесса. В связи с

этим представляет интерес обоснование использования показателей смазочного процесса для оценки качества приработки подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей, а также разработка методики оценки качества приработки при стендовой обкатке двигателей.

Вопросам диагностирования подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей уделено внимание в работах Ф.Н. Авдонькина, А.Р. Асояна, С.В. Венцеля, А.С. Гребенникова, М.А. Григорьева, А.В. Гриценко, И.Б. Гурвича, А.С. Денисова, Н.С. Ждановского, А.Т. Кулакова, В.М. Михлина, А.М. Хазарова и др. [3], [4], [6]. Однако известные методы диагностирования не позволяют достоверно, оперативно и с малыми затратами оценить техническое состояние подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей. Показатели смазочного процесса, например, характеристики состояния смазочного слоя, могут являться техническими критериями отказа подшипников, т. е. признаками нарушения их состояния, при котором они способны выполнять заданные функции. В связи с этим, совершенствование диагностического обеспечения для более достоверного и оперативного определения и прогнозирования технического состояния подшипников коленчатого вала по показателям смазочного процесса является актуальной задачей.

Эксплуатация автомобильного двигателя характеризуется переменным нагрузочно-скоростным и тепловым режимами. Одним из неблагоприятных, с точки зрения изнашивания пар трения, считается режим пуска. Наиболее интенсивное изнашивание происходит не в кратковременный момент начальной стадии пуска двигателя, а при последующем, более продолжительном прогреве. Причем, наиболее подвержены пусковым износам подшипники коленчатого вала, особенно при холодных пусках при безгаражном хранении, поскольку в таких условиях в них нарушается смазочный процесс. Решению проблем износов подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей на пусковых режимах при низких температурах окружающей среды посвящены работы А.С. Денисова, М.А. Григорьева, Г.С. Лосавио, Ю.Н. Никитина, Г.И. Суранова, P.J. Shayler, J-P. Zammit, J.D. Trapy, P. Damiral и др. [5], [19], [24]–[26]. Вместе с тем, пусковые качества автомобильных двигателей не обеспечивают в полной мере

минимизации изнашивания подшипников на режимах пуска. Представляет интерес исследование закономерностей смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала в зависимости от значений параметров режима пуска, а также оценка приспособленности автомобильного двигателя к низкотемпературным условиям эксплуатации по показателям смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала для снижения пусковых износов.

Среди эксплуатационных режимов автомобильных двигателей наиболее продолжительным является режим нагружения при движении автотранспортного средства. Исследованиями износа автомобильных двигателей в зависимости от нагрузочно-скоростного режима посвящены работы В.П. Антипина, М.А. Григорьева, В.Я. Дурманова, В.Е. Канарчука, Г.В. Каршева, Н.А. Кузьмина, В.И. Михасенко, Н.Н. Пономарева, А.Ю. Шабанова и др. [1], [13], [20]. Установлены режимы работы двигателя с минимальной интенсивностью изнашивания пар трения, однако используемые методы исследования износа трудоёмки, а проводимые испытания - длительны.

Существование проблемы изнашивания подшипников в значительной степени обусловлено рассмотрением условий их работы в пределах одной из групп моделей взаимодействия трущихся поверхностей: бесконтактного (жидкостная смазка) и контактного (граничная смазка, сухое трение). Режимы смазки рассматриваются как установившиеся, однако результаты исследований, полученные рядом исследователей, свидетельствуют о том, что необходимо рассматривать условия смазки подшипников с нетрадиционных позиций, а именно переходного смазочного процесса, когда поочередно возникает и исчезает масляная пленка между трущимися поверхностями. Переходный смазочный процесс является общим случаем взаимодействия поверхностей в смазываемых парах трения машин, и интенсивность изнашивания определяется соотношением продолжительности бесконтактного и контактного видов взаимодействий.

Закономерности переходного смазочного процесса в гидродинамических подшипниках скольжения коленчатых валов автомобильных двигателей к настоящему времени недостаточно изучены. По этой причине использование положений переходного смазочного процесса в подшипниках для повышения долговечности

автомобильных двигателей в эксплуатации нуждается в разработке методологической базы.

Решениям задач обеспечения долговечности подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания посвящены работы А.Р. Асояна, М.А. Григорьева, И.А. Жарова, Е.А. Задорожной, С.М. Захарова, А.Д. Изотова, И.И. Карасика, Б.Ф. Нормухамедова, В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского, И.М. Цоя, В.Ф. Эрдмана, Н.Н. Якунина, Z. P. Mourelatos, D. Wang и др. [7], [22].

Существующие расчетные методики оценки условий смазки могут быть использованы для оценки переходного смазочного процесса, однако получение результата трудоемко, поэтому они нуждаются в совершенствовании в направлении учета наиболее значимых факторов. Метод расчета параметра переходного смазочного процесса должен иметь простое физическое объяснение, быть доступным, нетрудоёмким и надежным инструментом конструирования, доводки и эксплуатации подшипников.

Существующие экспериментальные методы оценки параметров условий смазки подшипников пригодны для анализа переходного смазочного процесса, однако особенностями подобных методов является их приспособленность к специально подготовленным для исследований двигателям. Необходим такой метод, который позволял бы с высокой достоверностью в реальном времени оценивать переходный смазочный процесс в подшипниках реальных двигателей. Разработка нового метода оценки смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала может быть основана на электрофизических методах и средствах трибомониторинга, достоинства и перспективность которых показана при решении различных задач в работах С.М. Захарова, И.И. Карасика, К.В. Подмастерьева, В.В. Рапина, В.Ф. Решикова, А.И. Свириденка, Н.Н. Якунина и др. [7], [14], [16], [17]. Накоплен опыт в разработках электронных средств трибомониторинга, однако их использование не получило развития в эксплуатации автомобильного транспорта для повышения долговечности двигателей. В связи с вышесказанным необходима новая научно обоснованная методология повышения долговечности автомобильных двигателей в эксплуатации за счет увеличения относительной продолжительности их работы на малоизносных режимах, установленных на основе контроля и управления смазочным процессом в подшипниках коленчатого вала.

Автором обоснована концепция повышения долговечности и изложены методологические основы малоизносной эксплуатации автомобильных двигателей.

Жизненный цикл автомобильного двигателя представлен в виде суммы эксплуатационно-ремонтных циклов, включающих этапы обкатки и эксплуатации. Эксплуатация, в свою очередь, состоит из последовательности рабочих циклов, включающих режимы пуска, холодного хода и работы под нагрузкой.

Согласно принятой структуре текущий диаметральный зазор  $\Delta$  в подшипнике формируется из величины зазора после монтажа (сборки)  $\Delta_i$  и суммарного текущего износа  $I^\Sigma$ , складывающегося из износа при обкатке  $I^i$  и текущего эксплуатационного износа  $I^j$ , который в свою очередь состоит из износов  $I^i$  при пуске, при работе двигателя на холостом ходу  $I^{\bar{o}}$  и под нагрузкой  $I^i$ :

$$\begin{aligned} \Delta &= \Delta_i + I^\Sigma; \Delta = \Delta_i + I^i + I^j; \\ \Delta &= \Delta_i + I^i + I^{\bar{o}} + I^i. \end{aligned} \quad (1)$$

Линейный износ  $I_{i\bar{m}}$  трущихся поверхностей подшипника равен:

$$I = ih \cdot \tau. \quad (2)$$

Интенсивность изнашивания  $ih$  пропорциональна продолжительности контактирования трущихся поверхностей и крутящему моменту  $\dot{M}$  и частоте вращения коленчатого вала  $n$ :

$$ih = \dot{M}(1 - E_g) M n K_a, \quad (3)$$

где  $A$  - коэффициент пропорциональности, зависящий от физико-механических и геометрических свойств поверхностей трения;  $E_g$  - продолжительность существования смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала;  $K_a$  - коэффициент динамичности режима, учитывающий увеличение интенсивности изнашивания при неустановившемся режиме работы двигателя по сравнению с установившемся.

Эксплуатационный износ суммируется из величин износов на каждом режиме пуска  $I_i^i$ , работы на холостом ходу  $I_i^{\bar{o}}$  и под нагрузкой  $I_i^i$  во всех рабочих циклах:

$$\begin{aligned} I^j &= \sum_{l=L_j}^{l=L_j} (I_l^j + I_l^{\bar{o}} + I_l^i) = \dot{A}^j \sum_{l=L_j}^{l=L_j} \sum_{j=T_j}^{j=T_j} (1 - E_{glj}^j) \dot{M}_{lj}^j n_{lj}^j \tau_{lj}^j \hat{E}_{alj}^j + \\ &+ A^{\bar{o}} \sum_{m=T_{\bar{o}}}^{m=T_{\bar{o}}} (1 - E_{glm}^{\bar{o}}) \dot{M}_{lm}^{\bar{o}} n_{lm}^{\bar{o}} \tau_{lm}^{\bar{o}} \hat{E}_{alm}^{\bar{o}} + \dot{A}^i \sum_{l=L_j}^{l=L_j} \sum_{k=T_j}^{k=T_j} (1 - E_{glk}^i) \dot{M}_{lk}^i n_{lk}^i \tau_{lk}^i \hat{E}_{alk}^i, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\dot{O}_i$  - количество режимов работы при обкатке;  $\dot{O}_j$  - количество режимов работы при пуске в одном рабочем цикле;  $\dot{O}_{\bar{o}}$  - количество режимов работы на холостом ходу в одном рабочем цикле;  $\dot{O}_i$  - количество режимов работы под нагрузкой в одном рабочем цикле;  $\tau_i^i$  - продолжительность обкатки на  $i$ -ом режиме работы при обкатке;  $\tau_{lj}^j$  - продолжительность работы двигателя в  $l$ -ом рабочем цикле на  $j$ -ом режиме работы при пуске;  $\tau_{lm}^{\bar{o}}$  - продолжительность работы двигателя в  $l$ -ом рабочем цикле на  $m$ -ом режиме работы на холостом ходу;  $\tau_{lk}^i$  - продолжительность работы двигателя в  $l$ -ом рабочем цикле на  $k$ -ом режиме работы под нагрузкой;  $L_j$  - количество рабочих циклов в эксплуатации.

Продолжительность  $\tau_{lk}^i$  работы двигателя под нагрузкой определяют пробегом  $L_{lk}$  со средней скоростью  $V_{lk}$  по формуле:

$$\tau_{lk}^i = \frac{L_{lk}}{V_{lk}}. \quad (5)$$

Предельный эксплуатационный износ составит:

$$I^{\Sigma, jD} = \Delta_{iD} - \Delta_i - I^i, \quad (6)$$

где  $\Delta_{iD}$  - предельное допустимое значение диаметрального зазора в подшипнике.

При допущениях, что:

- продолжительности работы двигателя в каждом рабочем цикле  $[\tau_{lj}^j, \tau_{lm}^{\bar{o}}, \tau_{lm}^i (L_{lk} \text{ и } V_{lk})]$ , параметры режимов нагружения в каждом рабочем цикле  $[(\dot{M}_{lj}^j, n_{lj}^j), (\dot{M}_{lm}^{\bar{o}}, n_{lm}^{\bar{o}}), (\dot{M}_{lk}^i, n_{lk}^i)]$ , параметр продолжительности существования смазочного слоя в каждом рабочем цикле для каждой стадии  $(E_{glj}^j, E_{glm}^{\bar{o}}, E_{glk}^i)$ , коэффициент динамичности в каждом рабочем цикле для каждой стадии  $(\hat{E}_{alj}^j, \hat{E}_{alm}^{\bar{o}}, \hat{E}_{alk}^i)$  имеют одинаковые значения;

тогда:

$$I^o = \dot{A}^i (1 - E_g^o) \dot{I}^o n^o \dot{\partial}^o \hat{E}_a^i ; \quad (7)$$

$$I^{Y.I.D} = \dot{A}^i (1 - E_g^i) \dot{I}^i n^i L_Y T^i \hat{E}_a^i + \dot{A}^o (1 - E_g^o) \dot{I}^o n^o L_Y T^o \hat{E}_a^o + \dot{A}^i (1 - E_g^i) \dot{I}^i n^i \frac{L_l}{V_l} \hat{E}_a^i , \quad (8)$$

где  $\dot{\partial}^i$ ,  $\dot{\partial}^o$ ,  $\dot{\partial}^i$  - общая продолжительность работы при обкатке, на режиме пуска, на режиме холостого хода, на режиме нагружения соответственно, ч;  $M^o$ ,  $M^i$ ,  $M^o$ ,  $M^i$  - средние значения крутящего момента при обкатке, при пуске, при работе на холостом ходу при работе

под нагрузкой соответственно, НЧм;  $n^o$ ,  $n^i$ ,  $n^o$ ,  $n^i$  - средние значения частоты вращения при обкатке, при пуске, при работе на холостом ходу при работе под нагрузкой соответственно, мин<sup>-1</sup>;  $V_l$  - средняя скорость автомобиля, км/ч;  $L_l$  - пробег автомобиля за один рабочий цикл, км.

Ресурс подшипников двигателя равен:

$$L_D = L_Y L_l . \quad (9)$$

Количество рабочих циклов в эксплуатации составит:

$$L_Y = \frac{\Delta_{I.D} - \Delta_i - \dot{A}^i (1 - E_g^o) \dot{I}^o n^o \dot{\partial}^o}{\dot{A}^i (1 - E_g^i) \dot{I}^i n^i T^i + \dot{A}^o (1 - E_g^o) \dot{I}^o n^o T^o + \dot{A}^i (1 - E_g^i) \dot{I}^i n^i \frac{L_l}{V_l}} . \quad (10)$$

Тогда

$$L_o = L_l \frac{\Delta_{I.D} - \Delta_i - \dot{A}^i (1 - E_g^o) \dot{I}^o n^o \dot{\partial}^o \hat{E}_a^i}{\dot{A}^i (1 - E_g^i) \dot{I}^i n^i \dot{\partial}^i \hat{E}_a^i + \dot{A}^o (1 - E_g^o) \dot{I}^o n^o \dot{\partial}^o \hat{E}_a^o + \dot{A}^i (1 - E_g^i) \dot{I}^i n^i \frac{L_l}{V_l} \hat{E}_a^i} . \quad (11)$$

Формула (11) связывает ресурс подшипников  $L_o$  и величиной параметра продолжительности существования смазочного слоя  $E_g$ , который назван автором «интегральная степень существования смазочного слоя» и обладает обобщенной оценкой показателей смазочного процесса в шатунных и коренных подшипниках.

Теоретической методологической основой определения малоизносных режимов работы автомобильных двигателей является разработанная автором математическая модель смазочного процесса подшипниках коленчатого вала, согласно которой в условиях эксплуатации значение параметра  $E_g$  зависит от большого количества факторов [8], [10], [23]:

$\dot{A}_g = \dot{A}_g(\dot{I}, n, \mu(\dot{\partial}_l), \dot{\partial}_{l_i}, \delta_l, h_{eo}, \Delta, \dots)$ , (12)  
 где  $\mu(\dot{\partial}_l)$  – зависимость динамической вязкости масла  $\mu$  (ПаЧс) от температуры масла  $\dot{\partial}_l$  (°C);  $\dot{\partial}_{l_i}$  - температура масла на входе в подшипник, °C;  $\delta_l$  - давление масла на входе в подшипник, Па;  $h_{eo}$  - критическая толщина смазоч-

ного слоя, м;  $\Delta$  - диаметральный зазор в подшипнике, м.

Параметр  $E_g$  отвечает следующим важным требованиям:

- *пригодности* – параметр измеряет степень приближения смазочного процесса в подшипниках к нормальному состоянию, однозначно зависит от величины повышения несущей способности подшипников, отражает расширение диапазона нагрузок и скоростей, при которых подшипники работают в режиме жидкостного трения;

- *квантифицируемости* - параметр имеет простой физический смысл - характеризует вероятность разрушения смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала в заданных условиях эксплуатации;

- *интегральности* – параметр объединяет разные подшипники коленчатого вала в один «эквивалентный подшипник», который обладает обобщенной оценкой смазочного процесса в шатунных и коренных подшипниках;

- количественности - параметр безразмерен и принимает значение от 0 до 1.

При эксплуатации переменными в модели (12) являются параметры  $\Delta$  из-за изнашивания и  $M$  и  $n$  из-за переменного нагрузочно-скоростного режима работы двигателя. В этом случае, при стабильном тепловом состоянии двигателя и свойствах моторного масла значения параметров  $\dot{\Omega}_i$  и  $\mu(\dot{\Omega}_i)$  являются неизменными, и тогда  $E_g = E_g(\Delta, M, n)$ .

Анализ результатов моделирования смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя позволил предположить, что зависимость  $E_g$  от  $M$  и  $n$  описывается моделью вида:

$$E_g = a + bn + cM + dn^2 + eM^2 + fnM, \quad (13)$$

где  $a, b, c, d, e, f$  - коэффициенты.

В результате увеличения диаметрального зазора  $\Delta$  в зависимости от пробега (наработки)  $l$  продолжительность существования смазочного слоя уменьшается с начального значения  $E_{g0}$  до текущего  $E_g$  по зависимости:

$$E_g = E_{g0} - \frac{\Delta_0}{b_\Delta} e^{b_\Delta l}. \quad (14)$$

где  $\Delta_0$  - зазор в конце обкатки;  $b_\Delta$  - изменение интенсивности изнашивания.

Таким образом, представленная выше совокупность моделей (1-14), условий и допущений образует математические модели смазочного процесса и изнашивания подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей.

При приработке подшипников переменным являются параметры  $h_{\text{эо}}$  и  $\Delta$ . При одинаковых параметрах нагрузочно-скоростного режима работы, теплового состояния двигателя и свойствах моторного масла значения параметров  $\dot{\Omega}_i$ ,  $n$ ,  $\dot{\Omega}_i$  и  $\mu(\dot{\Omega}_i)$  в модели (12) являются неизменными, что позволяет определять значения параметра  $E_g$  в зависимости от параметров технического состояния подшипников, используя зависимость  $E_g = E_g(h_{\text{эо}}, \Delta)$ .

Проявлением приработки является увеличение значения параметра  $E_g$  во времени  $\tau$  ( $dE_g/d\tau > 0$ ). Критерием завершения приработки служит условие  $dE_g/d\tau = 0$  при  $E_g \rightarrow 1$ .

При эксплуатационном изнашивании подшипников переменным является параметр  $\Delta$ . Обоснованность диагностирования подшипников коленчатого вала обусловлена тем, что при одинаковых режимах работы, тепловом состоянии двигателя и свойствах моторного масла

значения параметров  $\dot{\Omega}_i$ ,  $n$ ,  $\dot{\Omega}_i$ ,  $h_{\text{эо}}$  и  $\mu(\dot{\Omega}_i)$  в модели (12) являются неизменными, и становится возможным определение диаметрального зазора  $\Delta$ , используя установленную зависимость  $\Delta = \Delta(E_g)$ .

При прогреве двигателя на холостом ходу значения параметров  $\Delta$  и  $h_{\text{эо}}$ , а также вязкостно-температурная характеристика масла  $\mu(\dot{\Omega}_i)$  в модели (12) являются неизменными, а параметры  $n$ ,  $\dot{\Omega}_i$  и  $\delta_i$  зависят от времени  $\tau$  на режиме пуска. Это позволяет определять значения параметра  $E_g$  в зависимости от значений частоты вращения коленчатого вала  $n$  и температуры масла  $\dot{\Omega}_i$ , используя модель  $E_g(\dot{\Omega}_i, n, \tau)$ .

При работе двигателя переменными являются  $M$  и  $n$ . При одинаковом тепловом и техническом состояниях двигателя и свойствах моторного масла значения параметров  $\dot{\Omega}_i$ ,  $\mu(\dot{\Omega}_i)$ ,  $\Delta$  и  $h_{\text{эо}}$  в модели (12) являются неизменными и появляется возможность определения значения параметра  $E_g$  в зависимости от параметров режима работы ( $M$  и  $n$ ) используя модель  $E_g = E_g(M, n)$ . С учетом допускаемого значения параметра  $E_{g.\text{аит}}$  определяется уравнение, описывающее оптимальные области  $O$  нагрузочно-скоростного режима:

$$O(M, n, \dots) = 0. \quad (15)$$

Условием обеспечения минимальной интенсивности изнашивания подшипников в эксплуатации является установление и поддержание такого устойчивого смазочного процесса, при котором значение параметра  $E_g \rightarrow 1$ . Целевой функцией обеспечения малоизносной эксплуатации автомобильных двигателей является:

$$L_\theta \rightarrow \max,$$

при ограничениях:

$$\begin{aligned} E_{g.\text{аит}} < E_g \leq 1; \\ n_{\text{до}} \leq n \leq n_{\text{иит}}; \hat{E}_a \geq 1; L_l > 0; \\ V_l > 0; T > 0; A > 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Проведено теоретическое исследование влияния на величину  $L_\theta$  изменения величины  $E_g$  при обкатке, при пуске, при работе на холостом ходу и под нагрузкой. Анализ полученных результатов показывает, что наибольшее влияние на ресурс двигателя оказывает изменение значений параметра  $E_g$  при работе под нагрузкой. Так, при уменьшении значения параметра  $E_g$  на 0,02 относительно среднего значения 0,97, ресурс существенно снижается на 34,1%. Одна-

ко, при увеличении параметра относительно среднего значения на 0,02 ресурс значительно повышается на 107,7 %. Чувствительность составляет  $(107,7 - (-34,1)) / (0,99 - 0,97) = 3546$  (%). Варьирование параметра  $E_g$  на других стадиях эксплуатации оказывает менее существенное влияние на вариацию ресурса: для обкатки составляет от минус 3,7 % до 3,7 % (чувствительность 18,5 %), для режима пуска - от минус 5,3 % до 5,9 % (чувствительность 55,7%), для работы на холостом ходу - от минус 2,7 % до 2,9 % (чувствительность 27,8 %). Вместе с тем, расчеты показывают, для наибольшего повышения ресурса необходимо системно обеспечивать высокий уровень значений параметра  $E_g$  как при обкатке, так и режимах работы этапа эксплуатации. При одновременном учете максимальных значений параметра при обкатке, пуске, на режимах холостого хода и под нагрузкой увеличение ресурса максимально и достигает 160,5 %.

Таким образом, на основе разработанных математических моделей смазочного процесса и изнашивания подшипников коленчатого вала и установленных закономерностях влияния эксплуатационных факторов на изменение параметров их функционального состояния обоснована научная концепция повышения долговечности автомобильных двигателей. Она заключается в уменьшении интенсивности изнашивания подшипников коленчатых валов в эксплуатации за счет увеличения продолжительности работы на малоизносных режимах, и содержит следующие положения:

1) повышение достоверности и оперативности контроля смазочного процесса и прогнозирования параметров изнашивания в подшипниках коленчатого вала методами трибомониторинга;

2) управление смазочным процессом в подшипниках коленчатого вала на этапе обкатки автомобильных двигателей для повышения качества приработки и минимизации изнашивания на начальной стадии эксплуатации;

3) управление смазочным процессом в подшипниках коленчатого вала на этапе эксплуатации автомобильных двигателей при диагностировании для уменьшения вероятности внезапных отказов;

4) управление смазочным процессом в подшипниках коленчатого вала на этапе эксплуа-

тации автомобильных двигателей при пусках и нагружении для минимизации изнашивания.

Для практической реализации концепции разработано техническое и научно-методическое обеспечение - измерительно-вычислительный комплекс для оценки смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала [15] и метод измерения параметра интегральной степени существования смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала реальных двигателей.

Теоретически и экспериментально исследованы закономерности смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала автомобильных двигателей при приработке в зависимости от параметров режима стендовой откатки [12]. Оценка качества приработки подшипников коленчатых валов по разработанной методике позволяет повысить эффективность обкатки за счет рационализации её продолжительности для обеспечения малоизносных режимов работы двигателя уже на начальной стадии эксплуатации автомобилей.

Теоретически и экспериментально исследованы закономерности смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала автомобильных двигателей при изменении их технического состояния [11]. Получена диагностическая модель между средним диаметральной зазором в подшипниках коленчатого вала и интегральной степенью существования смазочного слоя в них для двигателя типа 8Ч9,2/8,0 (ЗМЗ-5234.10). Установлено, что диагностирование подшипников коленчатого вала данных двигателей рационально проводить с периодичностью 52 тыс. км. при тестовой  $n_{\text{т}} = 1500$  мин<sup>-1</sup>. Диагностирование и прогнозирование остаточного ресурса подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей по разработанной методике позволяют уменьшить вероятность внезапных отказов за счет увеличения полноты, достоверности и информативности, и обеспечения доступности при наименьших трудоемкости и стоимости оценки технического состояния подшипников коленчатого вала в эксплуатации.

Теоретически и экспериментально исследованы закономерности смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала автомобильных двигателей в зависимости от параметров режиме пуска [21]. Выявлено, что для двигате-

лей типа 4Ч7,6/8,0 (ВАЗ-2107) малоизносным является режим пуска с прогревом при  $n_{\text{об}} = 1500$  мин<sup>-1</sup>. Повышение приспособленности автомобильных двигателей к режиму пуска по разработанной методике позволяет уменьшить пусковые износы за счет обеспечения номинальных значений параметров смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала за счет, например, рационального выбора систем улучшения пусковых качеств двигателя, вязкостно-температурных свойств моторных масел, режимов запуска и прогрева с учетом природно-климатических условий эксплуатации автомобилей, конструктивных особенностей и технического состояния двигателя.

Теоретически и экспериментально исследованы закономерности смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала автомобильных двигателей в зависимости от параметров нагрузочно-скоростного режима [9]. Установлена область малоизносного нагрузочно-соро-

стного режима работы двигателя 8ЧН 12,0/12,0 (КАМАЗ-740.14-300), заключенная в диапазоне частоты вращения вала от 45 до 60 процентов от номинальной частоты и крутящего момента от 10 до 30 процентов от значения на номинальном режиме. Определение малоизносных режимов нагружения автомобильных двигателей по разработанной методике позволяет уменьшить их износы за счет движения автотранспортных средства в оптимальном скоростном режиме. Для автобуса НЕФАЗ-5299-08 для каждой передачи установлены малоизносные скорости движения: на II передаче - 15 – 19 км/ч; на III – 27–33 км/ч; на IV – 43–53 км/ч; на V – 65–70 км/ч.

Таким образом, на основании выполненных исследований решена научная проблема повышения долговечности автомобильных двигателей, имеющая важное хозяйственное значение для развития автотранспортной отрасли страны.

9.09.2015

**Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках базовой части государственного задания на проведение научно-исследовательской работы «Методология обеспечения качества эксплуатации автомобильного транспорта» (№ 1829 от 01.02.2014 г.).**

#### Список литературы:

1. Антипин, В.П. Износ двигателя на установившихся нагрузочном, скоростном и смазочном режимах / В.П. Антипин, М.Я. Дурманов, Г.В. Каршев, В.И. Михасенко // Двигателестроение. – 2006. № 1. – С. 7-9.
2. Бондаренко, В.А. Опыт реализации и внедрения разработок по оптимизации производственной обкатки автомобильных двигателей: монография / В.А. Бондаренко, К.Ф. Дурнев. – Оренбург, 1993. – 78 с.
3. Гриценко, А. В. Диагностирование двигателей внутреннего сгорания по давлению масла / А. В. Гриценко, С. С. Куков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2013. – № 1. – С. 22–24.
4. Гурвич, И.Б. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей / И.Б. Гурвич, П.Э. Сыркин, В.И. Чумак. – М.: Транспорт, 1994. – 144 с.
5. Денисов, А. С. Повышение долговечности подшипников коленчатого вала использованием предпусковой смазки / А. С. Денисов, Р. И. Альмеев // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2011. – № 2 (56), Выпуск 2. – С. 34-37.
6. Денисов, А.С. Обеспечение надежности автотракторных двигателей / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков. – Саратов: СГТУ, 2007. – 422 с.
7. Захаров, С.М. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей: монография / С.М. Захаров, А.П. Никитин, Ю.А. Загорянский. – М.: Транспорт, 1981. – 181 с.
8. Калимуллин, Р.Ф. Концепция ресурсосберегающей эксплуатации автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. – № 2(71). Выпуск 2. – С. 30 – 35.
9. Калимуллин, Р.Ф. Методика оценки режимов работы автомобильного двигателя по критерию износостойкости подшипников коленчатого вала / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, И.В. Тюняев, С.Б. Цибизов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. – № 1(69). – С. 216 – 222.
10. Калимуллин, Р.Ф. Обеспечение долговечности двигателей автотранспортных средств эксплуатационным методом / Р.Ф. Калимуллин // Вестник Оренбургского государственного университета. – 2015. – №4. – С. 53 – 61.
11. Калимуллин, Р.Ф. Разработка диагностического обеспечения подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – № 5 (64). – С. 101 – 108.
12. Калимуллин, Р.Ф. Совершенствование методики оценки качества приработки подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, А.П. Фот, Н.Н. Якунин // Вестник Оренбургского государственного университета, 2006. – № 9. – С. 335–342.



13. Канарчук, В.Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы. – Киев: Наукова думка, 1978. – 256 с.
14. Карасик, И.И. Прирабатываемость материалов для подшипников скольжения / И.И. Карасик. – М: Наука, 1978. – 136 с.
15. Патент RU №66046 U1, МПК G 01 M 13/04. Устройство для контроля состояния подшипников / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, С.Б. Цибизов, М.Р. Янучков (РФ). – №2007112656/22. – Заявлено 04.04.2007 – Решение о выдаче патента от 04.04.2007 г. – Оpubл. 27.08.2007 г., Бюл. №24. – 3 с.
16. Подмастерьев, К.В. Универсальные электронные средства трибомониторинга / К.В. Подмастерьев, Е.В. Пахолкин, В.В. Мишин // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: Труды Международного научного симпозиума. – Орел: ОрелГТУ, 2006. – С. 267 – 277.
17. Рапин, В.В. Безразборный контроль режимов трения подшипников скольжения поршневых двигателей / В.В. Рапин // Двигателестроение, 1987. – № 6. – С. 34–36.
18. Родионов, Ю.В. Бестормозная обкатка автотракторных двигателей / Ю.В. Родионов. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2005. – 260 с.
19. Суранов, Г.И. Уменьшение износа автотракторных двигателей при пуске / Г.И. Суранов. – М.: Колос, 1982. – 143 с.
20. Шабанов, А.Ю. Где живет износ / А.Ю. Шабанов // За рулем, 2009. – № 3. – С.150-152.
21. Якунин, Н.Н. Оценка приспособленности автомобильных двигателей к режимам пуска и прогрева по параметрам смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала / Н.Н. Якунин, Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко // Транспорт Урала. – 2008. – № 2. – С. 110–114.
22. Якунин, Н.Н. Переходный смазочный процесс в подшипниках скольжения / Н.Н. Якунин // Трение и износ. – 1999. – Том 20. – № 5. – С. 515–519.
23. Якунин, Н.Н. Расчетная оценка условий смазки коренных подшипников автомобильных двигателей / Н.Н. Якунин, Р.Ф. Калимуллин // Вестник Оренбургского государственного университета. – 2000. – №1. – С. 54 – 58.
24. Shayler, P.J. Main bearing friction and thermal interaction during the early seconds of cold engine operation / P.J. Shayler, W.S. Baylis, M. Murphy // . Presented at ASME 2002 internal combustion engine division fall technical conference, New Orleans, USA; 2002.
25. Trapy, J.D. An investigation of lubricating system warm-up for the improvement of cold start efficiency and emissions of SI automotive engines / J.D. Trapy, P. Damiral // SAE technical paper 902089; 1990.
26. Zammit, J-P. Investigating the potential to reduce crankshaft main bearing friction during engine warm-up by raising oil feed temperature / J-P. Zammit, P.J. Shayler, R. Gardiner, I. Pegg // SAE Int J Engines 2012; 5(3) [paper 2012-01-1216].

Сведения об авторе:

**Калимуллин Руслан Флюрович**, доцент кафедры автомобильного транспорта  
Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, доцент  
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, д. 13, тел.: (3532) 91-22-26, e-mail: rkalimullin@mail.ru