

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СТАБИЛИЗАЦИЕЙ РЕЖИМА СМАЗЫВАНИЯ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

В работе представлены результаты исследования смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала двигателя КАМАЗ. Установлено нарушение неразрывности масляного потока при эксплуатационных износах подшипников, снижающих давление в системе смазки менее 0,26 МПа. Применение разработанного способа диагностирования и по его результатам предупредительного ремонта, заключающегося в замене вкладышей при пробегах 125 тыс. км, позволяет снизить долю отказов подшипников коленчатых валов двигателей КАМАЗ до 34%.

Ключевые слова: подшипники коленчатого вала, смазочный процесс, масляный поток, изнашивание.

Актуальность

Опыт эксплуатации автомобилей показывает, что эффективность работы двигателей внутреннего сгорания (ДВС), сроки проведения текущих и капитальных ремонтов в значительной степени определяются техническим состоянием деталей кривошипно-шатунного механизма и, в частности, быстро изнашиваемых подшипников коленчатого вала (ПКВ). Основной причиной снижения ресурса у 25% отказавших двигателей в эксплуатации является проворачивание шатунных вкладышей. Несмотря на то, что исследованиям по повышению ресурса ПКВ посвящено большое количество научных трудов, и проблема эта не является новой, она остается актуальной и по сегодняшний день.

Отказы двигателей в эксплуатации во многом определяются режимами смазывания ПКВ. В большинстве исследований отказы шатунных подшипников связывают с износами шеек и вкладышей до предельных значений. Однако недостаточно внимания уделяется процессу подвода масла к ПКВ, кинетике самого масла, участвующего в различных формах движения, а также влиянию изменения диаметрального зазора в коренных и шатунных подшипниках.

Анализ работы ПКВ позволил установить взаимосвязь уменьшения подвода масла к шатунным подшипникам из-за увеличения расхода масла через коренные подшипники при износах. Вместе с тем, стабилизация располагаемых и потребных расходов масла не предусмотрена в эксплуатации по мере ухудшения технического состояния ДВС, что приводит к отка-

зам и необходимости проведения дорогостоящих капитальных ремонтов.

Исходя из вышеизложенного, необходимо более глубокое изучение изменений режимов смазывания в условиях эксплуатации и их влияния на снижение ресурса двигателя, а исследования, направленные на повышение ресурса автомобильных двигателей в эксплуатации стабилизацией режима смазывания шатунных подшипников, являются актуальными.

Теоретическое исследование условий подачи масла к ПКВ

Долговечность работы ПКВ достигается организацией подачи достаточного количества масла, которая определяется конструктивными особенностями прокачки масла через коренную шейку и подвода через каналы и центробежную ловушку в шатунной шейке к шатунному подшипнику. Основным параметром, определяющим режимы смазывания, является давление в системе смазывания в целом и на отдельных участках, которое на всех установившихся режимах работы ДВС должно обеспечивать неразрывность потока в каналах до шатунных подшипников.

Статистические данные по параметрам системы смазывания новых двигателей и поступивших в ремонт показали, что в процессе эксплуатации, вследствие изменения технического состояния ДВС, давление в системе смазывания закономерно снижается, следовательно, изменяются и режимы смазывания шатунных подшипников.

Для исследования причин разрыва потока масла при подводе к ПКВ рассмотрена принципиальная схема подвода масла к шатунным подшипникам, используемая на двигателях КАМАЗ. Поток масла из главной масляной магистральной на входе в подшипниковый узел проходит через ряд местных гидравлических сопротивлений. Между вкладышем коренного подшипника и коренной шейкой имеется кольцевой зазор, через который часть потока масла проходит на слив в поддон. Другая часть потока по каналам коренной шейки и шатунной шейки, преодолевая знакопеременное действие центробежных сил каналах, поступает в шатунный подшипник. При анализе данной схемы установлено наличие трех источников создания эффекта насоса: смазочной системы, кинетики запитывания, кинетики разгона. В основе исследования лежит определение влияния кинетики масла и износов в подшипниках на потери давления. Общие потери давления в элементах ПКВ двигателя определяются из выражения:

$$\Delta P = \sum (\Delta P_i) = \Delta P_{тр} + \Delta P_m + \Delta P_k + \Delta P_{цбк} - \Delta P_{цбш} \quad (1)$$

где $\Delta P_{тр}$ – потери давления на трение, МПа; ΔP_m – потери давления в местных сопротивлениях, МПа; ΔP_k – потери давления в кольцевом пространстве, МПа; $\Delta P_{цбк}$ – потери давления в канале коренной шейки от действия центробежных сил, МПа; $\Delta P_{цбш}$ – приращение давления в подводящем канале к шатунной шейке от действия центробежных сил, МПа.

Для подшипникового узла коренного подшипника характерным является истечение масла через кольцевой зазор на слив, что представляет большой практический интерес в связи с необходимостью определения влияния этих утечек на потери давления в кольцевом канале. В соответствии с теорией Т.М. Башты, если величина зазора $\delta \ll d$, то движение масла в кольцевом зазоре можно уподобить движению жидкости в плоской щели и перепад давления составит:

$$\Delta P_k = \frac{12\nu\gamma L}{ga\delta^3} Q \quad (2)$$

где ν – кинематическая вязкость, сСт; γ – плотность масла, кг/м³; L – длина щели в направлении потока масла, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; a – ширина щели в направлении, перпендикулярном к движению потока масла, м;

$Q = u_{cp} \frac{\pi d^2}{4}$ – объемный расход масла, м³/с;

u_{cp} – средняя скорость потока, м/с; d – диаметр масляного канала, м.

Как видно из формулы (2), величина потерь давления из-за утечки масла через зазор зависит от величины зазора в коренном подшипнике δ в кубе.

Каналы в коренных и шатунных шейках совершают вращательное движение вокруг оси коленчатого вала, масло в них приобретает как материальная среда кинетику и на масло дополнительно действуют центробежные силы. Потери давления в канале коренной шейки от поверхности шейки до оси коленчатого вала от действия центробежных сил составят:

$$\Delta P_{цбк} = \gamma \frac{\omega^2}{2g} r_k^2, \quad (3)$$

где ω – угловая скорость, с⁻¹; r_k – радиус коренной шейки, м.

На участке канала от точки перегиба до шатунных подшипников произойдет приращение давления от центробежных сил на величину:

$$\Delta P_{цбш} = \gamma \frac{\omega^2}{2g} r_{ш}^2, \quad (4)$$

где $r_{ш}$ – радиус вращения выходных отверстий в шатунном подшипнике (кривошипа), м.

Расход масла, подаваемый к шатунным подшипникам, определяется давлением масла в кольцевом канале коренного подшипника и потерями, связанными с переходом из кольцевого неподвижного канала вкладыша во вращающиеся каналы коленчатого вала. На режимах, когда потери давления от действия центробежных сил на участке от точки входа в канал коренной шейки до точки входа в наклонный канал подвода к шатунной шейке равно или превышает давление масла в точке перегиба, может наступить разрыв потока масла. В проведенных исследованиях в качестве гипотезы принято, что условие разрыва масляного потока к шатунным подшипникам может быть достигнуто при превышении потребного расхода $Q_{ш}$ через шатунные подшипники над располагаемым притоком Q_k , т. е. когда $Q_{ш} = Q_k$. Вначале эксплуатации располагаемый приток больше потребного расхода на величину запаса. Величина запаса определяется уровнем давления в системе смазки и проходными сечениями.

Согласно теории Ф.Н. Авдотькина, в эксплуатации вследствие изнашивания поверхностей вала и вкладышей зазор δ в коренном под-

шипнике возрастает по экспоненциальной зависимости:

$$\delta = \delta_0 \cdot e^{bl}, \quad (5)$$

где δ_0 – зазор в конце приработки, приведенный к началу эксплуатации, м; b – коэффициент интенсификации, учитывающий влияние зазора на интенсивность изнашивания, 1/тыс. км; l – наработка двигателя, тыс. км.

Расход масла Q_1 на входе в коренной подшипник обусловлен производительностью масляного насоса, которая изменяется с износом незначительно (2–3%), поэтому можно считать, что $Q_1 = \text{const}$.

В процессе эксплуатации, в соответствии с формулой А.С. Денисова, расход масла через зазоры в коренном подшипнике Q_s изменяется по экспоненциальной зависимости:

$$Q_s = Q_{s0} \cdot e^{bl}, \quad (6)$$

где $Q_{s0} = \mu \sqrt{2g \frac{P_1}{\gamma} F_{s0}}$ – расход через коренной подшипник в конце приработки, приведенный к началу эксплуатации, м³/с; где $F_{s0} = \pi r_k \delta_0$ – площадь кольцевого сечения в конце приработки, приведенная к началу эксплуатации, м².

Прокачка масла Q_k через канал в коренной шейке с учетом (6) составит:

$$Q_k = Q_1 - Q_s = Q_1 - Q_{s0} e^{bl}. \quad (7)$$

Из подводящих каналов шатунных шеек вследствие роста зазоров расход через зазоры увеличивается аналогично Q_s .

Приведенные соотношения показывают, что условие разрыва масляного потока к шатунным подшипникам наступает при наработке l :

$$Q_1 - \mu F_{s0} \sqrt{2g \frac{P_1}{\gamma} e^{bl}} = \mu F_{s0} \sqrt{2g \frac{P_u}{\gamma} e^{bl}}. \quad (8)$$

Основываясь на этом, можно сделать вывод, что эксплуатационные износы подшипников коленчатого вала могут привести к разрыву масляного потока к шатунным подшипникам двигателя. Если при нормальных зазорах располагаемый приток масла через каналы коренных опор достаточен для прокачки потребного расхода масла через шатунные подшипники, то с увеличением зазоров потребный расход масла в шатунные подшипники может в разы превышать располагаемый уровень притока масла через каналы коренной опоры.

Таким образом, рассмотренные процессы подвода масла к ПКВ позволили сформулировать

математическую модель предотказного состояния в шатунном подшипнике коленчатого вала на основе кинетики потока масла, которая описывает условия образования критических режимов в эксплуатации.

Первым условием предотказного состояния является отсутствие запаса по производительности располагаемого потока масла над потребным расходом через шатунные подшипники коленчатого вала. Тогда условие нормального режима смазывания шатунных подшипников следующее:

$$Q_k \geq Q_u. \quad (9)$$

На основе установленного условия (9) предложен коэффициент степени запаса потока по производительности:

$$K_3 = \frac{Q_k}{Q_u}, K_3 \geq 1. \quad (10)$$

Значения предложенного коэффициента следующие: предельный критический уровень запаса $K_3 = 1$; средний уровень запаса $K_3 = 1,2 \dots 1,3$; верхний уровень запаса определяется производительностью насоса с учетом перепуска масла через редукционный клапан на слив $K_3 = 1,3 \dots 2,5$.

Запас по производительности потока сложно применить в качестве диагностического параметра по причине его недостоверности. Поэтому предлагается в качестве диагностического параметра использовать неразрывность потока, которая оценивается резервом давления ΔP :

$$\Delta P = P_n - \sum(\Delta P_i), \quad \Delta P > 0. \quad (11)$$

На основании этого предлагается состояние потока оценивать по наличию избыточного давления в каналах подвода ПКВ, которое должно быть всегда больше нуля.

На основании выдвинутых предположений были проведены экспериментальные исследования, целью которых являлось установление закономерности изменения потока масла в каналах КВ двигателя в зависимости от износа ПКВ и действия центробежных сил на поток масла и обоснование критических режимов, исходя из технического состояния ДВС.

Экспериментальные исследования условий подачи масла к ПКВ

Для проведения экспериментальных исследований были разработаны ряд методик и необходимых конструкторских доработок для обеспечения возможности проведения экспе-

риментов, которые заключались в следующем:

– изменение давления в кольцевом канале коренных подшипников оценивалось с использованием установки, которая представляет собой пять пьезометрических столбов по количеству коренных опор, верхние концы которых соединены между собой и с системой подачи воздуха. Давление масла в кольцевых каналах коренных подшипников измеряли при принудительном снижении давления в главном масляном канале сливом, этим имитировали понижение давления масла в процессе эксплуатации из-за износов;

– влияние потерь давления в канале коренного подшипника от действия центробежных сил на режимы смазывания шатунных подшипников определяли с использованием методики, суть которой состояла в том, что по оси коленчатого вала был сделан вывод наружу из подводящих маслканалов к шатунной шейке. Принудительным снижением давления в системе смазки (перепуском с фильтра на слив в поддон) добивались на различных частотах вращения коленчатого вала прекращения истечения масла из трубки, что указывает на разрыв потока;

– потребный расход через шатунные подшипники и располагаемый подвод через каналы коренной шейки замерялись на двигателе КАМАЗ-740.10 при стендовых испытаниях. Для определения прокачки масла через подшипник 1-й шатунной шейки в коленчатом вале глушился масляный канал 1-й коренной шейки установкой заглушки, а на передний фланец коленчатого вала устанавливалась полумуфта и штуцер, обеспечивающий подвод масла из внешнего трубопровода к шатунным подшипникам по оси коленчатого вала. В маслопровод включён манометр и счетчик расхода масла ШЖУ-25М-15. Для определения располагаемой подачи масла через каналы 1-й коренной шейки в коленчатом вале двигателя просверлено дополнительное отверстие, обеспечивающее подвод масла на подшипники 1-й шатунной шейки со 2-й коренной опоры, а в маслканал подвода масла с 1-й коренной опоры установлена заглушка. К переднему фланцу коленчатого вала через полумуфту крепился маслопровод со счетчиком расхода масла ШЖУ-25М-15. От него по маслопроводу слив масла осуществлялся в поддон двигателя. Дифференциальный клапан масляного насоса на весь период испытаний заблокирован;

– действительный расход масла через шатунные подшипники одной шейки определяли замером объёма масла, сливаемого за 1 минуту из изолированного поддона в мерную емкость, на различных режимах работы двигателя;

– для определения диагностического параметра ΔP – необходимой величины избыточного давления масла перед шатунными подшипниками в каналах по оси коленчатого вала, необходимого для стабилизации режима смазывания в эксплуатации, была разработана методика, где управляющее давление для дифференциального клапана масляного насоса системы смазки берется из канала подвода масла к шатунным подшипникам по оси коленчатого вала, а сам клапан настраивался последовательно на избыточное давление 0; 0,1 и 0,2 МПа путем настройки пружины (решение о выдаче патента на изобретение по заявке 2012130497/06(047898)). Слив масла из клапана, таким образом, имитировал разную степень изнашивания ДВС: предельное, среднее, без изнашивания.

Экспериментальные исследования проводились на прогревом двигателе $t_m = 90...100^\circ\text{C}$ на режимах холостого хода, во время которых снимались характеристики давления смазочной системы при трех вариантах настройки. Полученная характеристика давления масла в смазочной системе при нулевом избыточном давлении в канале по оси коленчатого вала является диагностическим параметром предельного состояния в эксплуатации ΔP . Предельным значением диагностического параметра ΔP является давление, равное нулю, а начальное значение – 0,2 МПа.

Анализ результатов экспериментальных исследований

Анализ измерений давления в кольцевом канале коренных подшипников показал, что на всех режимах работы двигателя существуют потери давления до кольцевых каналов, которое значительно ниже давления в каналах главной масляной магистрали (рисунок 1).

В процессе эксплуатации вследствие изнашивания деталей двигателя давление в смазочной системе закономерно снижается, что является следствием изменения и режимов смазывания шатунных подшипников. Так, потери давления до кольцевого канала коренных подшип-

ников с номинальными зазорами составляют в среднем 30–40% от давления в главной масляной магистрали.

Измерения потерь давления в канале коренного подшипника от действия центробежных сил до оси коленчатого вала показали, что величина потерь значительна и составляет при частоте вращения более 2000 мин⁻¹ от 20 до 50% от номинального давления ($n=2600$ мин⁻¹, $\Delta P=0,168$ МПа).

Потребный расход масла через 1-ю шатунную шейку, измеренный принудительной прокачкой снаружи с расходомером, при номинальном зазоре в шатунных подшипниках, равном

0,09 мм при номинальном давлении $P=0,4$ МПа и номинальной частоте вращения $n=2600$ мин⁻¹ составляет 1,1 литра масла в минуту, а при частоте вращения $n=1000$ мин⁻¹ – 0,25 литра в минуту (рисунок 2, линия 2).

Для сравнения определен располагаемый приток масла через каналы 1-й коренной опоры, измеренный принудительной прокачкой снаружи с расходомером, при стандартном давлении $P=0,4$ МПа и при номинальном зазоре в коренных вкладышах, равном 0,100 мм. Располагаемый приток составил 2,8 литров в минуту, и он выше, чем потребный расход через шатунные подшипники (рисунок 2, линия 1).

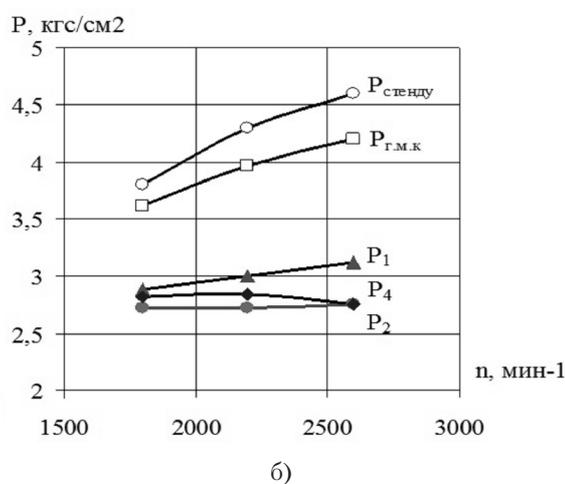
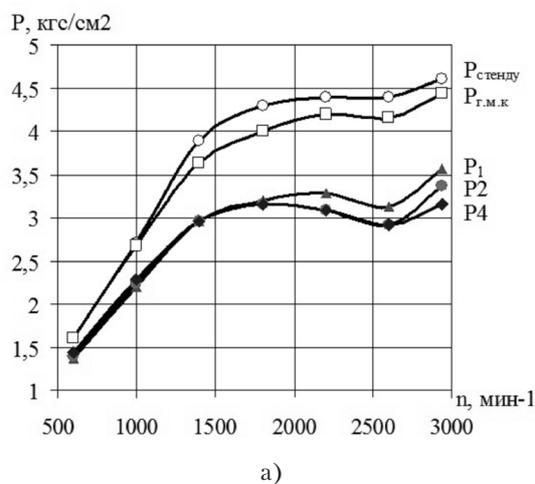
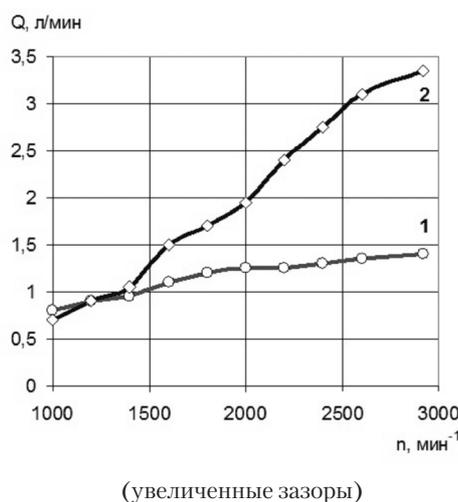
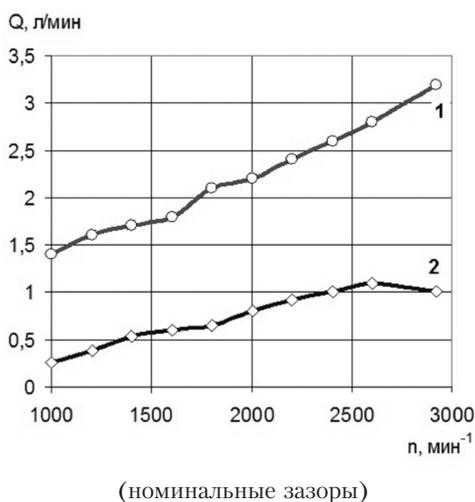


Рисунок 1. Давление в кольцевом канале подшипников при работе двигателя без нагрузки (а) и с нагрузкой (б) по номерам коренных опор в сравнении с давлением по стендовому манометру



1 – располагаемый приток масла через каналы 1-й коренной шейки; 2 – потребный расход масла через подшипники 1-й шатунной шейки

Рисунок 2. Характеристики располагаемого притока и потребного расхода масла от технического состояния подшипников коленчатого вала при давлении 0,4 МПа

Для оценки влияния износов ПКВ на режимы смазывания последовательно устанавливались подобранные шатунные и коренные вкладыши с различной степенью износа, создавая увеличенные зазоры. Так, при определении располагаемого притока масла через каналы 1-й коренной опоры при зазоре в подшипниках, равном 0,127 мм, располагаемый приток масла меньше, чем при увеличенном зазоре в 0,16 мм, что указывает на влияние эксплуатационных износов подшипников коленчатого вала на выработку запаса производительности потока масла к шатунным подшипникам.

При оценке достижимого и действительного расхода масла через шатунные подшипники при различных частотах вращения получены результаты, которые приведены на рисунке 3. Действительный расход масла в области давлений выше 0,3 МПа равен достижимому. При измерениях действительного расхода масла с 3-й шатунной шейки выявлен эффект разрыва потока, выражающего пульсацией масляного потока стекающего из отсека.

В действительной характеристике имеется точка перегиба при критическом давлении, равном 0,26 МПа, когда происходит режим разрыва потока, выражающийся в периодическом заполнении и опорожнении полости. Этот режим наступает при выработке запаса производительности потока.

Практическое применение результатов исследования

На основе полученных результатов экспериментальных исследований для оценки технического состояния двигателя в эксплуатации предложен метод диагностирования, основанный на измерении давления и снятии характеристики ДВС на холостом ходу [5]. Метод заключается в том, что на основе фиксированных значений давления масла во всём диапазоне частоты вращения коленчатого вала или в отдельных зонах частот (низких или высоких) в начальный период эксплуатации $P_{нач}$ и в текущий момент $P_{тек}$, строятся характеристики давлений (рисунок 4). Сопоставляя характеристику давления текущего $P_{тек}$ замера с характеристиками начального $P_{нач}$, предельного $P_{пред}$ и предыдущих замеров судят об изношенности и остаточном ресурсе двигателя. При оценке необходимо следить, чтобы кривая текущего давления не была ниже кривой предельного давления, которая характерна для такого состояния двигателя, когда в подводящих каналах к шатунным подшипникам КВ наступает разрыв потока.

Следя таким образом за разностью давлений ($P_{нач} - P_{тек}$) представляется возможность анализировать интенсивность износа двигателя по пробегу, а также прогнозировать тренд остаточного ресурса двигателя за период эксплуатации. Пре-

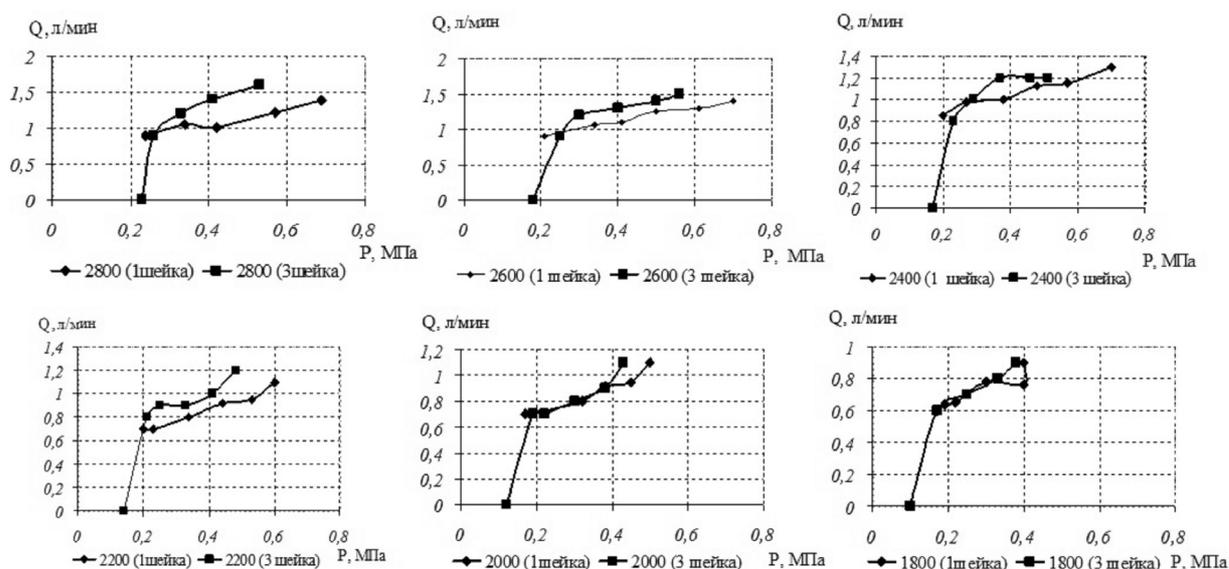


Рисунок 3. Зависимость достижимого (1 шейка) и действительного (3 шейка) расходов масла через шатунные подшипники на различных оборотах двигателя при номинальных зазорах (0,09 мм) при температуре масла 90+5°С

дельная величина давления на номинальной частоте вращения двигателя КАМАЗ-740 составляет 0,26 МПа.

С вероятностью 0,9 пересечение линии 3 предельного давления с кривой 1 снижения давления в эксплуатации происходит при наработке 125 тыс. км. Вероятность отказа при этом составляет 10% (рисунок 5).

Для повышения ресурса двигателя в процессе эксплуатации рекомендована, проверена в опытной эксплуатации и внедрена на ряде эксплуатационных и сервисных предприятий способ стабилизации режима смазывания шатунных подшипников путем замены вкладышей ПКВ при пробеге 125 тыс. км с применением ремонтного комплекта вкладышей, утолщенных на 0,05 мм (P0). Комплекты вкладышей освоены в производстве ДААЗ, введены в эксплуатационную документацию и имеются на рынке. Перешлифовка шеек коленчатого вала не требуется. Предложенные мероприятия позволяют снизить затраты на эксплуатацию в размере 9640 руб./автомобиль за счет повышения ресурса двигателя и снижение доли отказов на 34%.

Основные результаты и выводы

На основе вышеизложенных результатов проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

- предложенный параметр степени запаса и неразрывности потока в каналах подвода масла к шатунным подшипникам коленчатого вала позволяет определять предотказное состояние ПКВ ДВС;

- установлено, что из-за изнашивания подшипников коленчатого вала увеличивается расход через шатунные подшипники и снижается прокачка масла через каналы коренной шейки, что нарушает неразрывность масляного потока в каналах;

- определено, что предотказное состояние шатунных подшипников наступает при отсутствии запаса по производительности располагаемого потока масла над потребным расходом через шатунные подшипники коленчатого вала.

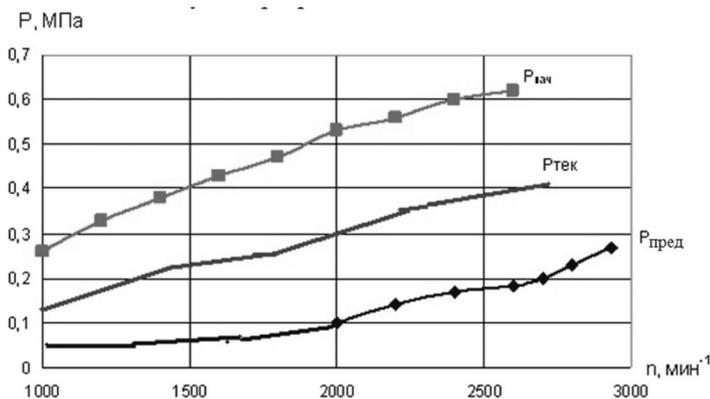


Рисунок 4. Характеристики давления масла в системе смазки

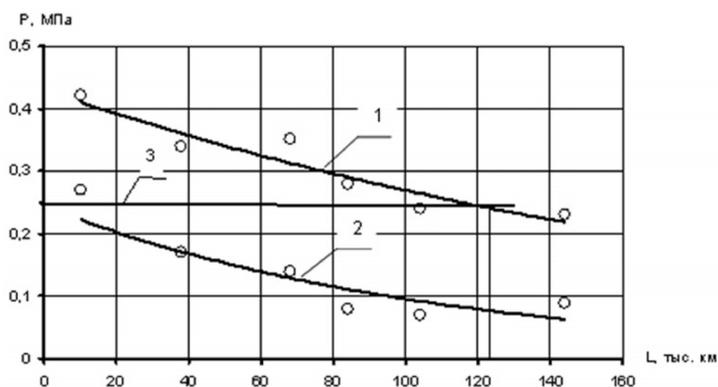


Рисунок 5. Определение ресурса двигателя по величине предельного давления в системе смазки от наработки автомобиля: 1 – характеристика давления при $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$; 2 – при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; 3 – предельно-допустимое давление на номинальной частоте вращения $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$

Предельный критический уровень запаса $K_3 = 1$ наступает при отсутствии давления по оси коленчатого вала;

- установлено, что для обеспечения неразрывности масляного потока давление в системе смазки должно быть не менее 0,26 МПа, на основе чего предложено осуществлять диагностирование двигателя при техническом обслуживании по параметрам предельного, текущего и номинального давления в системе смазки для предотвращения предотказного состояния;

- на основе разработанной методики диагностирования ДВС по характеристике давления предложено проведение предупредительного ремонта двигателей КАМАЗ ДВС путем замены вкладышей при пробеге 125 тыс. км. с применением ремонтного комплекта вкладышей, утолщенных на 0,05 мм (P0) без перешлифовки

шеек, что позволит сократить число отказов двигателей, и, как следствие, снизить эксплуатационные затраты, связанные с ремонтными воздействиями.

22.08.2014

Список литературы:

1. Кулаков, А.Т. Исследование условий работы подшипников коленчатого вала двигателя / А.Т. Кулаков, А.А. Макушин, Е.П. Барыльникова // Вестник Оренбургского государственного университета. – 2011. – №10. – С.135–138.
2. Макушин, А.А. Установка для исследования условий смазки подшипников коленчатого вала / А.А. Макушин, Е.П. Барыльникова // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – №12. – С. 38–40.
3. Макушин, А.А. Влияние эксплуатационных факторов на условия смазывания подшипников коленчатого вала автотракторных двигателей / А.А. Макушин, Е.П. Барыльникова // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – №5. – С. 33–36.
4. Система подачи смазочного материала в двигатель внутреннего сгорания / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков, Е.П. Барыльникова, Н.В. Орлов. Решение о выдаче патента на изобретение от 2.08.2013 г. по заявке 2012130497/06(047898) от 17.07.2012.
5. Барыльникова, Е.П. Повышение ресурса автомобильных двигателей стабилизацией режима смазывания шатунных подшипников в эксплуатации: эксплуатация: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Е.П. Барыльникова. – Оренбург: ОГУ, 2013. – 18 с.

Сведения об авторах:

Барыльникова Елена Петровна, старший преподаватель кафедры эксплуатации автомобильного транспорта Набережночелнинского института Казанского (Приволжского) Федерального университета, кандидат технических наук
423812, Республика Татарстан, г. Набережные Челны, пр-т Мира, 68/19, e-mail: 692401@mail.ru

Ковриков Иван Тимофеевич, профессор кафедры машин и аппаратов химических и пищевых производств факультета прикладной биотехнологии и инженерии Оренбургского государственного университета, доктор технических наук, профессор
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, ауд. 3115, тел. (3532) 372464

Коваленко Сергей Юрьевич, старший преподаватель кафедры автомобильного транспорта Оренбургского государственного университета кандидат технических наук,
e-mail kovalenko-osu@yandex.ru