

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ДЛЯ НАДЕЖНОГО СМАЗЫВАНИЯ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

**А. Т. Кулаков<sup>1</sup>, Е. П. Барыльникова<sup>2</sup>**

Набережночелнинский институт (филиал) Казанского (Приволжского) федерального университета, Набережные Челны, Россия

<sup>1</sup>e-mail: altrak09@mail.ru

<sup>2</sup>e-mail: 692401@mail.ru

**Р. Ф. Калимуллин**

Оренбургский государственный университет, Оренбург, Россия

e-mail: rkalimullin@mail.ru

***Аннотация.** Актуальность работы обусловлена необходимостью исследования закономерностей смазывания шатунных подшипников коленчатого вала автомобильного двигателя для исключения влияния различных факторов на риск проворачивания вкладышей – внезапного дорогостоящего отказа. Целью статьи явилось повышение ресурса автомобильных двигателей в эксплуатации путем предотвращения отказов в виде проворачивания шатунных вкладышей на основе минимизации влияния на его возникновение процесса разрыва потока масла к трущимся поверхностям.*

*В качестве методического аппарата использованы экспериментальные исследования в стендовых условиях на основе оригинальной методики разрыва потока масла с использованием моторной установки на базе автомобильного двигателя КамАЗ–740.10.*

*Основные результаты определены условия для обеспечения смазывания шатунных подшипников; получены минимальные значения давления масла в зависимости от нагрузочно-скоростного режима работы двигателя, при которых наступает разрыв потока и может наступить масляное голодание шатунных подшипников.*

*Научная новизна данной статьи состоит в том, что методика разрыва потока масла впервые применена для исследования условий наступления предотказного состояния шатунных подшипников и для обоснования диагностического параметра их предельного состояния.*

*Практическая значимость в применении методики разрыва потока масла позволила обосновать рекомендацию по исключению маслораспределительной втулки центробежной ловушки из конструкции коленчатого вала двигателей КамАЗ из-за ее отрицательного влияния на условия смазывания.*

*С использованием методики разрыва потока масла представляется возможным в дальнейшем произвести оценку изменений условий смазывания шатунных подшипников под действием эксплуатационных процессов старения и восстановления, а также мероприятий по усовершенствованию смазочной системы.*

**Ключевые слова:** автомобильный двигатель, эксплуатация, коленчатый вал, условия смазывания, разрыв потока, проворачивание шатунных вкладышей, давление, маслораспределительная втулка, центробежная ловушка.

**Для цитирования:** Кулаков А. Т., Барыльникова Е. П., Р. Ф. Калимуллин Р. Ф. Определение условия для надежного смазывания шатунных подшипников автомобильных двигателей // Интеллект. Инновации. Инвестиции. – 2020. – № 3. – С. 126–134. DOI: 10.25198/2077-7175-2020-3-126.

## DETERMINATION OF CONDITIONS FOR ENSURING RELIABLE LUBRICATION OF CONNECTING ROD BEARINGS OF AUTOMOBILE ENGINES

**A. T. Kulakov<sup>1</sup>, E. P. Barylnikova<sup>2</sup>**

Naberezhnye Chelny Institute (branch) of the Kazan Federal University, Naberezhnye Chelny, Russia

<sup>1</sup>e-mail: altrak09@mail.ru

<sup>2</sup>e-mail: 692401@mail.ru

**R. F. Kalimullin**

Orenburg State University, Orenburg, Russia

e-mail: rkalimullin@mail.ru

**Abstract.** The relevance of the work is due to the need to study the patterns of lubrication of the connecting rod bearings of the crankshaft of an automobile engine in order to exclude the influence of various factors on the risk of cranking the bearings - sudden costly failure. The aim of the article is to increase the resource of automobile engines in operation by preventing failures in the form of crank bushings based on minimizing the effect on its occurrence of a process of breaking the oil flow to rubbing surfaces.

Experimental studies in bench conditions based on the original method of breaking the oil flow using a motor unit based on the KamAZ-740.10 automobile engine were used as a methodological apparatus.

Key results identified conditions for lubrication of connecting rod bearings; the minimum oil pressure values were obtained depending on the load-speed mode of engine operation, at which a flow break occurs and oil on rod bearings may starve.

The scientific novelty of this article is that the oil flow rupture technique was first applied to investigate the conditions for the occurrence of a pre-failure condition of connecting rod bearings and to justify the diagnostic parameter of their limiting state.

The practical importance in applying the oil flow discontinuation technique allowed substantiating the recommendation to exclude the oil distribution sleeve of a centrifugal trap from the crankshaft design of KamAZ engines because of its negative effect on lubrication conditions.

Using the technique of breaking the oil flow, it is possible to further evaluate changes in the lubrication conditions of connecting rod bearings under the influence of operational aging and recovery processes, as well as measures to improve the lubrication system.

**Key words:** car engine, exploitation, crankshaft, lubrication conditions, flow gap, turning of connecting rod inserts, pressure, oil distribution sleeve, centrifugal trap.

**Cite as:** Kulakov, A. T., Barylnikova, E. P., Kalimullin, R. F. (2020) [Determination of the conditions for ensuring reliable lubrication of connecting rod bearings of automobile engines]. *Intellect. Innovatsii. Investitsii* [Intellect. Innovations. Investments.]. Vol. 3, pp. 126–134. DOI: 10.25198/2077-7175-2020-3-126.

## Введение

Подшипники коленчатого вала входят в группу высоконагруженных и ответственных деталей любого автомобильного двигателя. Известно, что в эксплуатации основной причиной снижения ресурса у 25% двигателей КамАЗ является внезапный и дорогостоящий по своим последствиям отказ в виде проворачивания шатунных вкладышей [2, 4, 7, 8, 10].

Потеря работоспособности шатунных подшипников зависит от многих факторов, и один из главных – нарушение условий поддержания гидродинамического трения в них при работе двигателя. Основными гидравлическими параметрами, которые определяют такие условия, являются давление и расход масла на входе в подшипники [5–9].

При эксплуатации двигателя из-за ухудшения технического состояния подшипников коленчатого вала и элементов смазочной системы рабочее давление в ней снижается, а значит, изменяются условия смазывания шатунных подшипников вплоть до разрыва потока масла [13, 15]. При недостаточном рабочем давлении масла, подводимого к подшипникам, могут нарушаться условия гидродинамического трения, в результате чего толщина масляного слоя может стать ниже критической [1, 2, 9, 14, 17, 18], что повышает вероятность проворачивания вкладышей. Такая ситуация с подшипником, харак-

теризующаяся существенным увеличением риска проворачивания вкладышей, называется предотказным состоянием. Поскольку в эксплуатации важно предотвратить отказы, то исследования, направленные на изучение закономерностей возникновения предотказного состояния подшипников коленчатого вала по параметрам смазочного процесса, являются актуальными.

## Аналитическое исследование

Шатунные подшипники работают в тяжелых условиях из-за их неравномерной нагруженности и более затруднительным подводом масла [3, 5, 11, 12]. Известны две схемы подвода масла к шатунным подшипникам коленчатого вала двигателя КамАЗ-740.10<sup>1</sup> (рисунок 1).

К шатунному подшипнику масло подается по отверстиям внутри коленчатого вала от ближайшей коренной шейки. Пройдя по каналам, масло поступает в центробежную полость, из которой через два отверстия, просверленных противоположно друг другу в плоскости, перпендикулярной кривошипу, поступает в шатунный подшипник одного и другого цилиндров.

Поддача масла к шатунным подшипникам определяется давлением в точке 3 (рисунок 1, а). До этой точки возникают потери, обусловленные действием

<sup>1</sup> Барун В. Н., Азаматов Р. А., Машков Е. А. и др. Автомобили КамАЗ: Техническое обслуживание и ремонт. – М.: Транспорт, 1988. – 352 с.

Двигатель КамАЗ 740.11–240. Руководство по эксплуатации 740.11–3902001РЭ. – Набережные Челны, 1977. – 120 с.

центробежных сил в масляном канале, расчетная величина которых составляет 0,18 МПа [14, 15].

С целью улучшения очистки масла на двигателях КамАЗ в центробежных ловушках коленчатого вала были установлены втулки 3 (рисунок 1, б), назначение которых обеспечить сбор загрязнений

и дополнительную очистку масла, чтобы устранить проворачивание шатунных вкладышей. Однако в эксплуатации, с установлением втулки в шатунную полость, частота отказов не снизилась, а наоборот, увеличилось, что противоречило ожиданиям и потребовало анализа и дальнейших исследований.

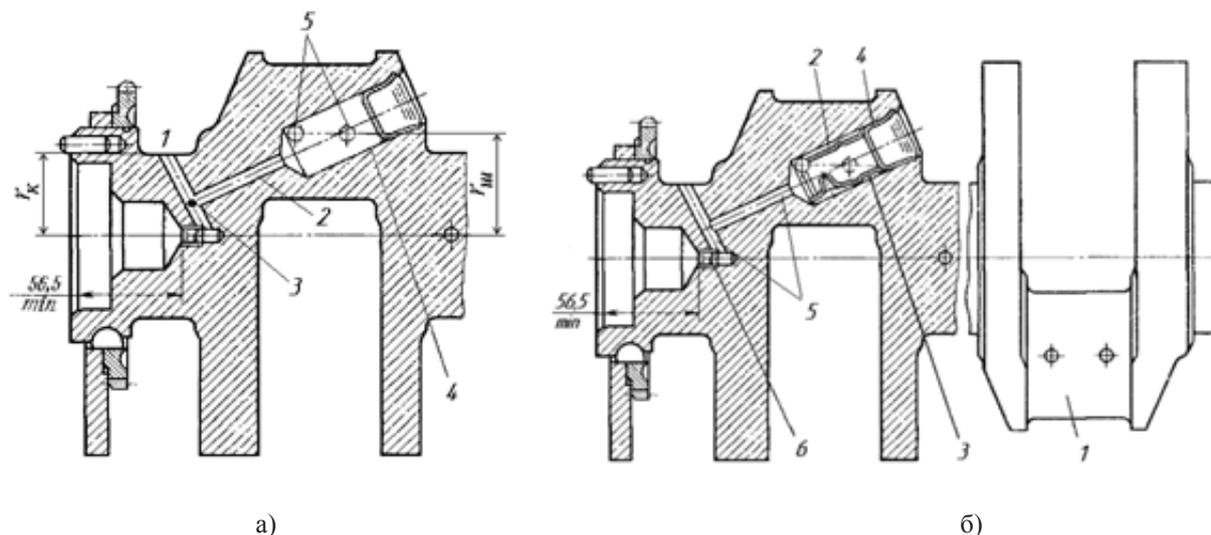


Рисунок 1. Схемы подвода масла к шатунным подшипникам коленчатого вала двигателя КамАЗ-740.10:

а) схема без маслораспределительной втулки в шатунной полости: 1 – кольцевой канал; 2 – наклонный канал в щеке коленчатого вала; 3 – вход в канал подвода к шатунной шейке (точка по оси коленчатого вала); 4 – центробежный грязеуловитель; 5 – отверстия для смазки шатунных подшипников;  $r_k$  – радиус коренной шейки;  $r_m$  – радиус кривошипа;

б) схема с маслораспределительной втулкой в шатунной полости: 1 – коленчатый вал; 2 – центробежный грязеуловитель; 3 – втулка; 4 – заглушка; 5 – масляные каналы; 6 – винт-заглушка

Возникновение отказов на более ранней стадии эксплуатации двигателей может означать, что они происходят при более высоком давлении в смазочной системе из-за возникновения дополнительных потерь. Физическая суть дополнительных потерь обусловлена наличием еще одного поворота потока масла внутри маслораспределительной втулки к центру против действия центробежных сил. Это и способствует наступлению разрыва потока при более высоких значениях давления в смазочной системе. Изучение и подтверждение такой модели проводилось в ходе исследований с применением методики разрыва потока [14, 15].

#### Методика и результаты экспериментального исследования

Исследовались характерные по разрыву потока участки смазочной системы двигателя КамАЗ-740.10. Для определения давления в каналах для подвода масла, при котором наступает разрыв потока в шатунную полость, разработана и применена испытательная установка, варианты схем которой представлены на рисунке 2.

Стендовые исследования проведены в два этапа. На первом этапе определялись величины давления, при которых наступает разрыв потока масла без маслораспределительной втулки в шатунной полости (рисунок 2, а). Для этого этапа испытательная установка содержала следующее. В шатунную полость 1 центробежной ловушки через предварительно просверленное отверстие вставлялась зондирующая трубка 2 с наружным диаметром 4 мм. Конец трубки, находящийся в полости центробежной ловушки, располагался напротив того отверстия выхода в шатунный подшипник, который расположен ближе к подводящему каналу в щеке коленчатого вала. Другой конец трубки 2 по оси коленчатого вала выводился наружу через отверстие, дополнительно просверленное в теле коленчатого вала рядом с подводящим каналом.

Испытания проводились в стендовых условиях на холостом ходу и по внешней скоростной характеристике в соответствии с ГОСТ 14846. Все основные параметры двигателя соответствовали штатным, за исключением того, что при работе на

различных установившихся частотах вращения коленчатого вала принудительно ручным регулированием давления в смазочной системе добивались

прекращения истечения масла из конца зондирующей трубки, выведенного наружу. Истечение масла наблюдали по следу на колпаке 3.

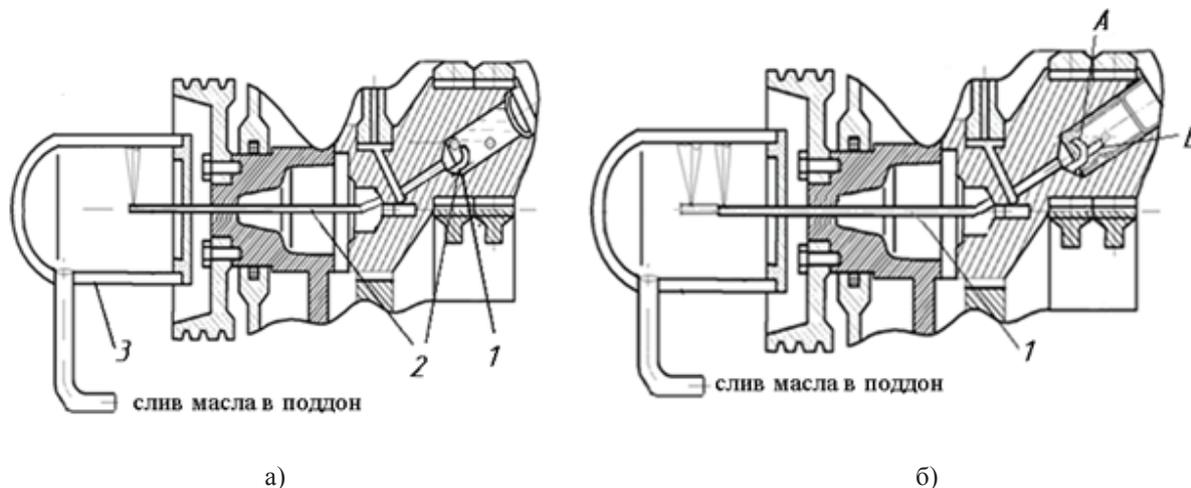


Рисунок 2. Варианты схем испытательной установки для исследования режимов разрыва потока масла: а) схема без маслораспределительной втулки в шатунной полости: 1 – шатунная полость; 2 – трубка в шатунной полости, выведенная наружу по оси коленчатого вала; 3 – прозрачный колпак; б) схема с маслораспределительной втулкой в шатунной полости: 1 – трубка по оси коленчатого вала; А, Б – концы трубок внутри втулки

В таблице 1 представлены полученные значения давления в главном масляном канале по стендовому манометру, при котором наблюдалось прекращение истечения масла.

Таблица 1. Давление, при котором наступает разрыв потока в шатунной полости

Частота вращения $n$ , мин <sup>-1</sup>	Температура масла $t_m$ , °C	Давление разрыва потока, измеренное в главной магистрали, $P_{cr}$ , кгс/см <sup>2</sup>	Статическое давление разрыва потока в шатунной полости $P_s$ , кгс/см <sup>2</sup>	Общие потери давления при разрыве потока $(P_{cr} - P_s)$ , кгс/см <sup>2</sup>
1	2	3	4	5
2000	86	1,00	0	1,00
2200	86	1,30	0	1,30
2400	93	1,40	0	1,40
2600	92	1,60	0	1,60
2930	90	2,20	0	2,20

Прекращение истечения масла означает отсутствие масла на другом конце трубки, а именно, внутри шатунной полости по линии оси отверстий 5 для смазки шатунных подшипников (рисунок 1, а), что соответствует статическому давлению ( $P_s$ ), равному нулю, и свидетельствует о разрыве потока.

Давление разрыва потока, измеренное в главной магистрали,  $P_{cr}$  (таблица 1, графа 3) уходит на преодоление потерь от действия центробежных сил на участке 1–3 (рисунок 1, а), и является нижней границей разрыва потока на разных режимах. При давлении в системе выше, чем  $P_{cr}$ , происходит заполнение

шатунной полости маслом (например, при  $n = 2600$  мин<sup>-1</sup>,  $P_{cr} \geq 1,60$  кгс/см<sup>2</sup>). Граница разорванности потока 1 (рисунок 3) является предельным состоянием для диагностирования в данных условиях.

Введение в конструкцию коленчатого вала маслораспределительной втулки 3 (рисунок 1, б) внесло существенное изменение в гидравлику и гидродинамику потока масла внутри шатунной полости, состоящее в том, что масло еще раз дополнительно разворачивается против действия центробежных сил. Поэтому возникла необходимость оценить отрицательное влияние втулки на разрыв потока масла.

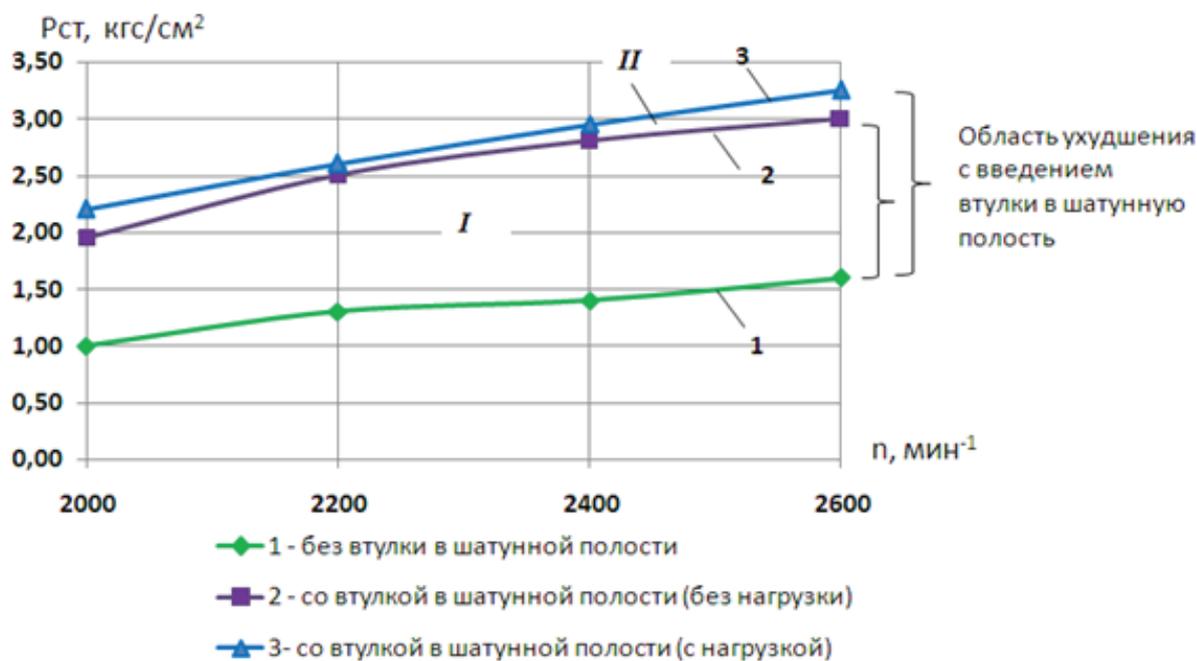


Рисунок 3. Границы разрыва потока и область более высоких давлений:

I – область ухудшения условий смазывания подшипников с введением втулки;

II – область ухудшения условий смазывания подшипников от нагрузки на двигатель

Для этого на втором этапе проводились исследования разрыва потока масла при подводе его в шатунную полость с маслораспределительной втулкой. Испытательная установка дорабатывалась для вывода зондирующих трубок наружу по первому кривошипу коленчатого вала и оборудовалась двумя трубками А и Б (рисунок 2, б). Концы трубок А и Б со стороны внутренней полости втулки через дополнительные отверстия, просверленные в стен-

ке втулки напротив каналов (шатунной шейки) коленчатого вала, выведены и припаяны к втулке. Теперь разрыв потока обнаруживался в пространстве, образованном между втулкой и телом вала в двух точках. Границы разорванности потока определялись по значениям параметров давления масла по стендовому манометру. Результаты эксперимента представлены в таблице 2.

Таблица 2. Границы разорванности потока и заполнения маслом шатунной полости с установленной в ней втулкой

n, мин <sup>-1</sup>	1 режим («А-» и «Б-»)			2 режим («А-» и «Б+»)			3 режим («А+» и «Б+»)		
	M <sub>кр</sub> , Н·м	t <sub>м</sub> , °С	P <sub>ст</sub> , кгс/см <sup>2</sup>	M <sub>кр</sub> , Н·м	t <sub>м</sub> , °С	P <sub>ст</sub> , кгс/см <sup>2</sup>	M <sub>кр</sub> , Н·м	t <sub>м</sub> , °С	P <sub>ст</sub> , кгс/см <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<i>без нагрузки на двигатель</i>									
600	-8,80	85	0,20	-6,70	83	0,20	-6,80	84	0,30
1000	-5,90	77	0,50	-3,92	83	0,50	-2,94	85	0,70
1200	-1,96	81	0,60	-1,96	85	0,80	-1,96	87	0,90
1400	0,00	83	0,90	0,00	86	1,05	0,00	87	1,10
1600	132,7	85	1,05	13,70	87	1,20	12,70	89	1,35
1800	15,70	87	1,30	15,70	90	1,55	15,70	90	1,65
2000	18,65	90	1,60	17,66	91	1,80	17,66	92	1,95
2200	19,63	92	2,00	19,63	93	2,20	19,63	94	2,50
2400	21,59	94	2,30	21,59	95	2,60	21,59	96	2,80

n, мин <sup>-1</sup>	1 режим («А-» и «Б-»)			2 режим («А-» и «Б+»)			3 режим («А+» и «Б+»)		
	M <sub>кр</sub> , Н·м	t <sub>м</sub> , °С	P <sub>ст</sub> , кгс/см <sup>2</sup>	M <sub>кр</sub> , Н·м	t <sub>м</sub> , °С	P <sub>ст</sub> , кгс/см <sup>2</sup>	M <sub>кр</sub> , Н·м	t <sub>м</sub> , °С	P <sub>ст</sub> , кгс/см <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2600	23,55	95	2,70	24,54	96	2,90	22,57	96	3,00
2930	28,46	94	3,10	32,39	95	3,40	31,40	90	3,70
<i>с нагрузкой на двигатель</i>									
2600	541,8	94	2,80	541,8	94	3,00	541,8	93	3,25
2400	572,2	95	2,50	572,2	94	2,75	570,3	94	2,95
2200	596,8	94	2,10	597,8	94	2,30	596,8	93	2,60
2000	619,4	93	1,70	618,4	93	1,95	616,4	93	2,20
1800	617,4	92	1,45	617,4	92	1,50	617,4	92	1,60
1600	588,9	90	1,20	570,3	90	1,30	570,3	90	1,40

n – частота вращения коленчатого вала, M<sub>кр</sub> – крутящий момент на коленчатом валу, t<sub>м</sub> – температура масла; P<sub>ст</sub> – давление по стендовому манометру

По результатам наблюдений получены три характерных режима:

1 режим («А-» и «Б-») – из трубок А и Б истечение масла не наблюдалось;

2 режим («Б+») – истечение масла наблюдалось только из трубки Б;

3 режим («А+» и «Б+») – из трубок А и Б истечение масла наблюдалось одновременно.

Полученные данные свидетельствуют о том, что с установкой втулки в шатунную полость наступление разрыва потока масла наблюдается при более высоком уровне давления. От действия центробежных сил вследствие поворота потока масла к оси внутри втулки (например, при n = 2600 мин<sup>-1</sup>, P<sub>ст</sub> = 1,6 кгс/см<sup>2</sup> (см. данные таблицы 1) повышается до P\*<sub>ст</sub> = 2,70 кгс/см<sup>2</sup> (см. данные таблицы 2), где P\* – без нагрузки на двигатель).

При давлениях, указанных в графе 4 (таблица 2), масло к шатунным подшипникам не поступает (например, при n = 2600 мин<sup>-1</sup>, P\*<sub>ст</sub> = 2,70 кгс/см<sup>2</sup>). При давлениях, указанных в графе 7, масло не поступает в шатунный подшипник напротив отверстия А, и одновременно поступает в подшипник напротив отверстия Б. Это указывает на то, что шатунная полость частично заполнена маслом (например, при n = 2600 мин<sup>-1</sup>, P\*<sub>ст</sub> = 2,90 кгс/см<sup>2</sup>). Заполнение шатунной полости маслом происходит при давлениях, указанных в графе 10 (например, при n = 2600 мин<sup>-1</sup>, P\*<sub>ст</sub> = 3,0 кгс/см<sup>2</sup>).

### Заключение

По результатам проведенных аналитических и экспериментальных исследований установлено, что при работе автомобильного двигателя могут существовать такие режимы, когда возникает разрыв потока масла, подводимого в шатунную полость коленчатого вала. Это происходит при условии, когда

давление в кольцевом канале коренного подшипника равно или меньше давления потерь от действия центробежных сил.

Определены критические и необходимые значения давления масла для надежного смазывания шатунных подшипников в эксплуатации; выявлены режимы работы автомобильного двигателя КамАЗ–740.10, на которых может наступить масляное голодание шатунных подшипников – предотказное состояние, а также режимы устойчивой работы всей смазочной системы.

С использованием методики разрыва потока масла были получены следующие экспериментальные результаты:

- для коленчатого вала без маслораспределительной втулки и с втулкой в шатунной полости установлены границы предельного минимального давления масла в главной масляной магистрали на различных скоростных режимах работы двигателя по условиям обеспечения смазывания шатунных подшипников;

- доказано отрицательное действие маслораспределительной втулки в центробежной ловушке коленчатого вала на условия обеспечения смазывания шатунных подшипников из-за изменения гидравлики и гидродинамики потока, приводящего к дополнительным потерям давления.

Маслораспределительная втулка не только не оправдала предназначение по очистке масла, но и явилась причиной роста отказов подшипников коленчатого вала из-за проворачивания шатунных вкладышей.

Установленные явления позволили обосновать рекомендацию по исключению маслораспределительной втулки центробежной ловушки из конструкции коленчатого вала двигателей КамАЗ.

Научная новизна результатов исследования состоит в разработке оригинальной методики, которая

применена для исследования начальной фазы процесса отказа шатунных подшипников и для обоснования диагностического параметра их предельного состояния, благодаря чему получены новые знания

о закономерностях кинетики подвода масла к шатунным подшипникам автомобильного двигателя в эксплуатации, позволяющие определять безопасные параметры функционирования смазочной системы.

### Литература

1. Антропов Б. С., Слабов Е. П., Крайнов А. А., Шкорин С. Г. Обеспечение работоспособности подшипников коленчатого вала автомобильных дизелей // *Двигателестроение*. – 2004. – № 3. – С. 29–32.
2. Барун В. Н., Григорьев М. А. и др. Причины и устранение случаев задира и проворачивания вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного дизеля КамАЗ // *Двигателестроение*. – 1983. – № 4. – С. 3–5.
3. Буравцев С. К., Буравцев Б. К. Повышение надежности шатунных подшипников коленчатых валов двигателей // *Двигателестроение*. – 1983. – № 3. – С. 3–7.
4. Быков В. Г., Салтыков М. А., Горбунов М. Н. Причины необратимых формоизменений тонкостенных вкладышей и пути повышения подшипников высоконагруженных дизелей // *Двигателестроение*. – 1980. – № 6. – С. 34–37.
5. Гриценко П. С., Рождественский Ю. В., Гаврилов К. В., Мирзоев А. А. О проблематике несущей способности подшипников с учетом различных масштабных уровней поверхностей // *Транспорт Урала*. – 2019. – № 2 (61). – С. 72–75.
6. Денисов А. С., Асоян А. Р., Носов А. О., Биниязов А. М. Зависимость ресурса двигателя от уровня масла в картере // *Грузовик*. – 2017. – № 12. – С. 8–13.
7. Денисов А. С., Асоян А. Р., Родионов Ю. В. Обеспечение работоспособности двигателей совершенствование восстановительных технологий. – Пенза: ПГУАС, 2015. – 248 с.
8. Денисов А. С., Басков В. Н., Носов А. О. Изменение состояния масла в процессе эксплуатации дизеля // *Научное обозрение*. – 2016. – № 23. – С. 9–19.
9. Денисов А. С., Кулаков А. Т. Обеспечение надежности автотракторных двигателей. – Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2007. – 422 с.
10. Никишин В. Н., Белоконов К. Г., Сибирияков С. В. Некоторые аспекты обеспечения надежности подшипников коленчатого вала // *Известия Московского государственного технического университета МАМИ*. – Том 2. – 2012. – № 2(14). – С. 177–184.
11. Никишин В. Н., Светличный Н. И., Загородских Б. П. Стабилизация геометрических параметров шатунных вкладышей двигателя КамАЗ–740 в эксплуатации // *Восстановление и упрочнение деталей машин: Межвуз. науч. сб. Саратов. госуд. технич. ун-т*. – 2000. – С. 58–65.
12. Рождественский Ю. В., Задорожная Е. А., Хозенюк Н. А., Гаврилов К. В. Динамика и смазка гидродинамических трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. – М.: Наука, 2018. – 373 с.
13. Смирнов В. Г., Лучинин Б. Н. Повышение долговечности деталей автомобильных двигателей за счет совершенствования конструкции систем смазки. – М.: НИИИ автопром, 1980. – 59 с.
14. Kulakov A. T., Barylnikova E. P., Talipova I. P. Lubrication Conditions and Development of Pre-failure State of Crankshaft Bearings // *Lecture Notes in Mechanical Engineering* – 2020. – V.1. – pp. 1023–1034.
15. Kulakov A. T., Barylnikova E. P., Gafiyatullin A. A. Providing normal conditions of lubricating of diesel engine during its operation // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2014. – V. 69, Issue 1 – P.012027.
16. Priest M., Taylor C. M. Automobile engine tribology – approaching the surface // *Wear*. – 2000. – V. 241 (2). – P. 193–203.
17. Stachowiak Gwidon W., Batchelor Andrew W. *Hydrodynamic Lubrication* // *Engineering Tribology: Third Edition*. – 2006. – P. 103–204.
18. Tung S. C., McMillan M. L. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future // *Tribology International*. – 2004. – V. 37. – № 7. – P. 517–536.

### References

1. Antropov, B. S., Slabov, E. P., Krajnov, A. A., Shkorin, S. G. (2004) [Ensuring the health of the crankshaft bearings of automotive diesel engines] *Dvigatelistroenie* [Engine building]. Vol. 3, pp. 29–32. (In Russ.).
2. Barun, V. N., Grigor'ev, M. A. and others (1983) [Causes and elimination of seizure and cranking of the bearings of the crankshaft of a KamAZ automobile diesel engine]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. Vol. 4, pp. 3–5. (In Russ.).
3. Buravcev, S. K., Buravcev, B. K. (1983) [Improving the reliability of connecting rod bearings of engine crankshafts]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. Vol. 3, pp. 3–7. (In Russ.).

4. Bykov, V. G., Saltykov, M. A., Gorbunov, M. N. (1980) [Reasons for irreversible changes in thin-walled liners and ways to increase bearings of highly loaded diesel engines]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. Vol. 6, pp. 34–37. (In Russ.).
5. Gricenko, P. S., Rozhdestvenskij, Yu. V., Gavrilov, K. V., Mirzoev, A. A. (2019) [On the problem of bearing capacity of bearings taking into account different scale levels of surfaces]. *Transport Urala* [Transport In The Urals]. Vol. (61), pp. 72–75. (In Russ.).
6. Denisov, A. S., Asoyan, A. R., Nosov, A. O., Biniyazov, A. M. (2017) [Engine resource. Dependence on the oil level in the crankcase]. *Gruzovik* [Truck]. Vol. 12, pp. 8–13. (In Russ.).
7. Denisov, A. S., Asoyan, A. R., Rodionov, Yu. V. (2015) *Obespecheniyerabotosposobnostidvigateleyovershenstvovaniyevosstanovitel'nykh tekhnologiy* [Ensuring engine performance improving recovery technologies]. Penza: PGUAS.248p.
8. Denisov, A. S., Baskov, V. N., Nosov, A. O. (2016) [Change in the state of oil in the process of diesel operation]. *Nauchnoe obozrenie* [Scientific review]. Vol. 23, pp. 9–19. (In Russ.).
9. Denisov, A. S., Kulakov, A. T. (2007) *Obespechenie nadezhnosti avtotraktornykh dvigateley* [Ensuring the reliability of automotive engines]. Saratov: Saratov state tekhn. un–ty, 422 p.
10. Nikishin, V. N., Belokon', K. G., Sibiriyakov, S. V. (2012) [Some aspects of ensuring the reliability of crankshaft bearings]. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI* [News of Moscow State Technical University MAMI]. Vol. 2. No. 2(14), pp. 177–184. (In Russ.).
11. Nikishin, V. N., Svetlichnyj, N. I., Zagorodskih, B. P. (2000) [Stabilization of the geometric parameters of the connecting rod bearings of the KamAZ–740 engine in operation]. *Trudy SGTU «Vosstanovlenie i uprochnenie detalej mashin»* [Proceedings of the SGTU «Recovery and hardening of machine parts»], pp. 58–65. (In Russ.).
12. Rozhdestvenskij, Yu. V., Zadorozhnaya, E. A., Hozenyuk, N. A., Gavrilov K. V. (2018) *Dinamika i smazka gidrodinamicheskikh tribosopryazhenij porshnevnykh i rotornykh mashin* [Dynamics and lubrication of hydrodynamic tribo-couplings of reciprocating and rotary machines]. Moscow: Science, 373 p.
13. Smirnov, V. G., Luchinin, B. N. (1980) *Povyshenie dolgovechnosti detalej avtomobil'nykh dvigateley zaschet sovershenstvovaniya konstrukcii system smazki* [Improving the durability of automotive engine parts by improving the design of lubrication systems]. Moscow: NIIN autoprom, 59 p.
14. Kulakov, A. T., Barylnikova E. P., Talipova I. P. (2020) Lubrication Conditions and Development of Pre-failure State of Crankshaft Bearings. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Vol. 1, pp. 1023–1034. (In Engl.)
15. Kulakov, A. T., Barylnikova, E. P., Gafiyatullin, A. A. (2014) Providing normal conditions of lubricating of diesel engine during its operation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 69, Issue 1.P.012027. (In Engl.).
16. Priest, M., Taylor, C. M. (2000) Automobile engine tribology – approaching the surface. *Wear*. Vol. 241(2), pp. 193–203. (In Engl.).
17. Stachowiak, Gwidon W., Batchelor, Andrew W. (2006) Hydrodynamic Lubrication. *Engineering Tribology: Third Edition*, pp. 103–204. (In Engl.).
18. Tung, S. C., McMillan, M. L. (2004) Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future. *Tribology International*. Vol. 37. No 7, pp. 517–536. (In Engl.).

#### Информация об авторах:

**Александр Тихонович Кулаков**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой эксплуатации автомобильного транспорта, Набережночелнинский институт (филиал) Казанского (Приволжского) федерального университета, Набережные Челны, Россия

**ORCID ID:** 0000-0002-6443-0136, **Researcher ID:** O-2303-2015, **Scopus Author ID:** 56803480100

e-mail: altrak09@mail.ru

**Елена Петровна Барыльникова**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры эксплуатации автомобильного транспорта, Набережночелнинский институт (филиал) Казанского (Приволжского) федерального университета, Набережные Челны, Россия

**ORCID ID:** 000-0002-1457-1598, **Researcher ID:** M-4914-2015, **Scopus Author ID:** 6454440300

e-mail: 692401@mail.ru

**Руслан Флюрович Калимуллин**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры автомобильного транспорта, Оренбургский государственный университет, Оренбург, Россия

**ORCID ID:** 0000-0003-4016-2381, **Researcher ID:** E-9031-2015, **Scopus Author ID:** 6602711766

e-mail: rkalimullin@mail.ru

Статья поступила в редакцию: 19.03.2020; принята в печать: 28.04.2020.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

**Information about the authors:**

**Alexander Tikhonovich Kulakov**, Doctor of Technical Sciences, Professor, head of the Department of road transport operation, Naberezhnye Chelny Institute (Branch) Kazan Federal University, Naberezhnye Chelny, Russia

**ORCID ID:** 0000-0002-6443-0136, **Researcher ID:** O-2303-2015, **Scopus Author ID:** 56803480100  
e-mail: altrak09@mail.ru

**Elena Petrovna Baryshnikova**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Department of road transport operation, Naberezhnye Chelny Institute (Branch) Kazan Federal University, Naberezhnye Chelny, Russia

**ORCID ID:** 000-0002-1457-1598, **Researcher ID:** M-4914-2015, **Scopus Author ID:** 6454440300  
e-mail: 692401@mail.ru

**Ruslan Flyurovich Kalimullin**, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor, Department of automobile transport, Orenburg state University, Orenburg

**ORCID ID:** 0000-0003-4016-2381, **Researcher ID:** E-9031-2015, **Scopus Author ID:** 6602711766  
e-mail: rkalimullin@mail.ru

The paper was submitted: 19.03.2020.

Accepted for publication: 28.04.2020.

The authors have read and approved the final manuscript.