

УДК 621.436

О.Т. Кулаков, д.т.н., проф.

О.А. Кулаков, інж.

ВАТ "КамАЗ-дизель",

О.О. Макушин, к.т.н., доц.

Науково-дослідний сектор ІНЕКА

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КРИТИЧНИХ РЕЖИМІВ ЗМАЩУВАННЯ ТА НАДІЙНОСТІ ШАТУННИХ ПІДШИПНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ У ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Дано аналіз основних складових тиску масла в шатунних підшипниках колінчастого вала двигуна з врахуванням конструктивних і режимних параметрів. Проведено оцінку зміни умов змащення шатунних підшипників у процесі експлуатації з врахуванням впливу зношування деталей. Дано оцінку вдосконаленого колінчастого вала двигунів КамАЗ з врахуванням отриманих результатів.

Вступ. Умови змащування підшипників колінчастого вала двигуна обумовлюються конструкцією та характером експлуатації системи змащування [1]. Однак, існуючі методи її розрахунків не дають можливості точно обчислити, який тиск масла необхідно для змащування шатунних підшипників, а також режими роботи двигуна, при яких ці підшипники гарантовано не зазнають масляного голодування [2, 3, 4].

Викладення основного матеріалу. Отже у ВАТ «КамАЗ-Дизель» проводили спеціальні дослідження. З цією метою було розроблено відповідну методику, суть якої – одночасне вимірювання фактичної витрати масла через третю (рис. 1) шатунну шийку й порівняння його з кількістю масла, що можуть пропустити підшипники першої шатунної шийки при однакових умовах і номінальному зазорі (0,09–0,10 мм).

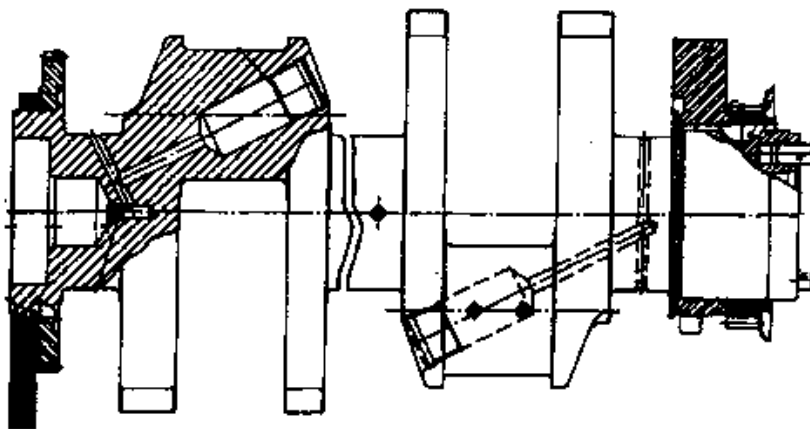


Рис. 1. Розташування масляних каналів колінчастого вала дизеля КамАЗ-740

Дослідження проводили на двигуні КамАЗ-740 [5]. Перед їх початком колінчастий вал допрацювали: заглушкою перекрили масляний канал першої корінної шийки (рис. 2), у результаті чого з'явилась можливість подавати масло в першу шатунну шийку ззовні, отже досить точно вимірювати його тиск і витрату.

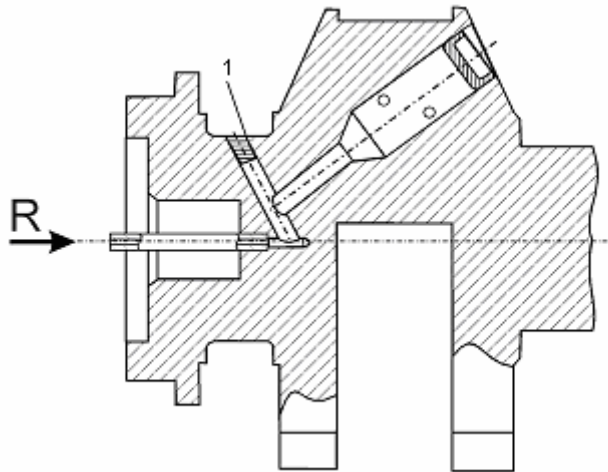


Рис. 2. Схема підведення масла, використана при вимірюванні його витрати через першу шатунну шийку колінчастого вала:

1 – заглушка; 2 – отвір для підведення масла через штуцер у напівмуфті

Крім того, була також допрацьована напівмуфта, встановлена на передньому фланці колінчастого вала, так (рис. 3), щоб у ній можна було закріпити штуцер, що забезпечує підведення масла до шатунних підшипників по осі колінчастого вала.

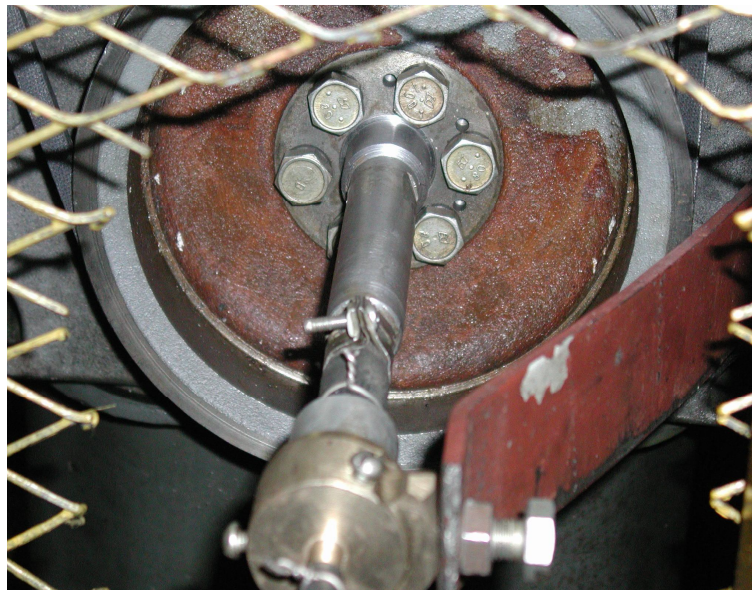


Рис. 3. Підведення масла через напівмуфту

Масляний насос, що забезпечує подачу й тиск масла, теж зазнав деяких змін: щоб забезпечити максимально можливий тиск масла, його диференціальний клапан заблокували.

До фільтра повного очищення масла (рис. 4) в області чистого масла прикріпили штуцер із краном зливу, масляний манометр і маслопровід, з'єднаний з отвором для підведення масла в штуцері напівмуфти колінчастого вала, в який «врізали» лічильник ШЖУ-25М витрати масла.



Рис. 4. Відбір масла від фільтра для його підведення до підшипника першої шатунної шийки

Для вимірювання витрати масла, що йде на злив із третьої шатунної шийки у блоці циліндрів (у районі третьої і четвертої корінних опор) створили ізолюваний «відсік» (рис. 5). При цьому з метою виключення потрапляння в нього масла із третьої й четвертої втулок розподільного вала між перегородками блока циліндрів закріпили металеву пластину 1 і на опорах третьої і четвертої корінних шийок колінчастого вала встановили ущільнювальні манжети 2.

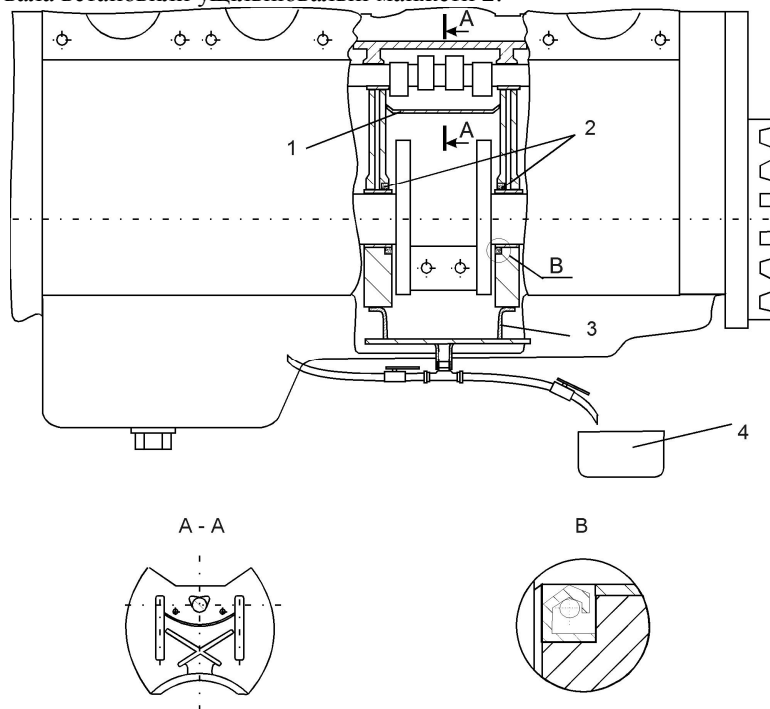


Рис. 5. Схема вимірювання фактичної (через підшипники третьої шатунної шийки) витрати масла: 1 – металева перегородка; 2 – ущільнювальні манжети; 3 – піддон; 4 – мірна посудина

У нижній частині блока між третьою та четвертою корінними опорами змонтували ізольований піддон 3, зливну трубку якого вивели через основний піддон двигуна назовні.

Ці доопрацювання проведені для того, щоб в ізольованому піддоні збиралося тільки масло, що надійшло через шатунні підшипники третього й сьомого циліндрів двигуна.

Витрата масла через шатунні підшипники 3 і 7 циліндрів визначається вимірюванням кількості масла, що надійшло за 1 хв. із ізольованого піддона 3 у мірну ємність 4, на різних режимах роботи двигуна.

Перед збиранням двигуна провели мікрометраж. Встановлено, що зазор у підшипниках першої шатунної шийки дорівнює 0,09 мм, а в підшипниках третьої – 0,1 мм.

Після пуску й прогріву двигуна тиск у системі змащування встановили 0,2 МПа (2 кгс/см²) та зняли його зовнішню швидкісну характеристику. Потім операцію повторювали кожний раз, підвищуючи тиск в системі змащування на 0,1 МПа. І так доти, доки тиск в системі досягне 0,7 МПа (7 кгс/см²). В результаті цього були побудовані залежності витрати Q масла через підшипники 1-ї (рис. 6) і 3-ї (рис. 7) шатунних шийок від тиску в системі змащування двигуна та частоти обертання колінчастого вала.

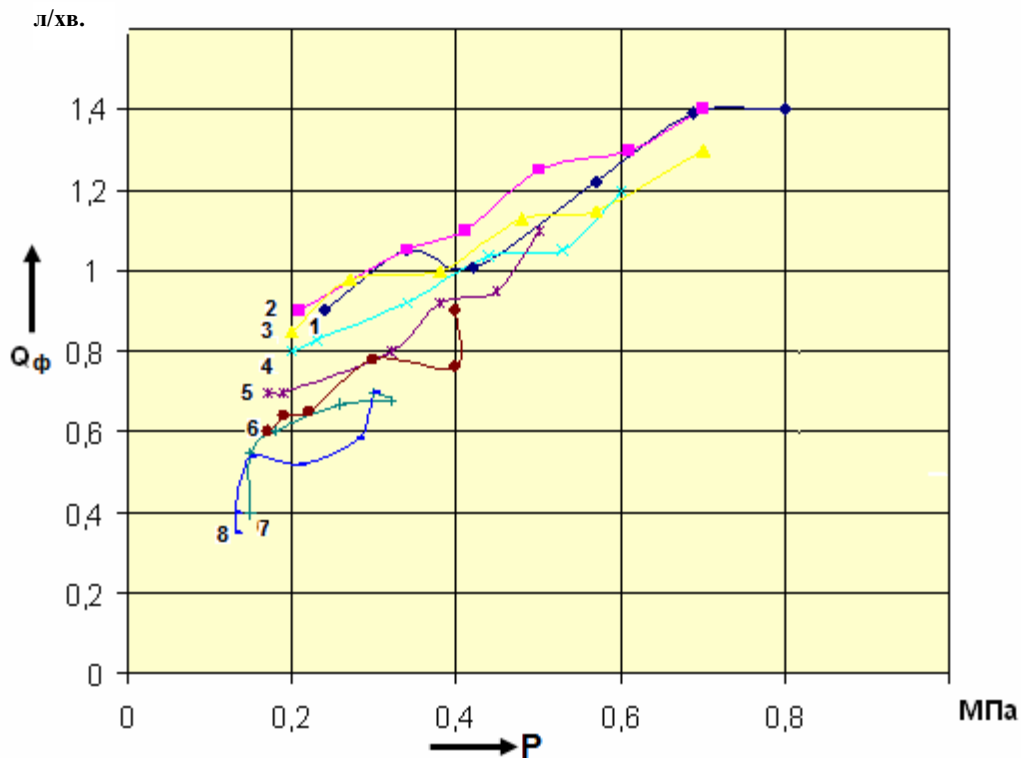


Рис. 6. Залежність досяжної (через підшипники першої шатунної шийки) витрати масла від його тиску після насоса й частоти обертання колінчастого вала:

- 1 – $n = 2900 \text{ хв.}^{-1}$; 2 – $n = 2600 \text{ хв.}^{-1}$; 3 – $n = 2400 \text{ хв.}^{-1}$;
- 4 – $n = 2200 \text{ хв.}^{-1}$; 5 – $n = 2000 \text{ хв.}^{-1}$; 6 – $n = 1800 \text{ хв.}^{-1}$;
- 7 – $n = 1600 \text{ хв.}^{-1}$; 8 – $n = 1400 \text{ хв.}^{-1}$

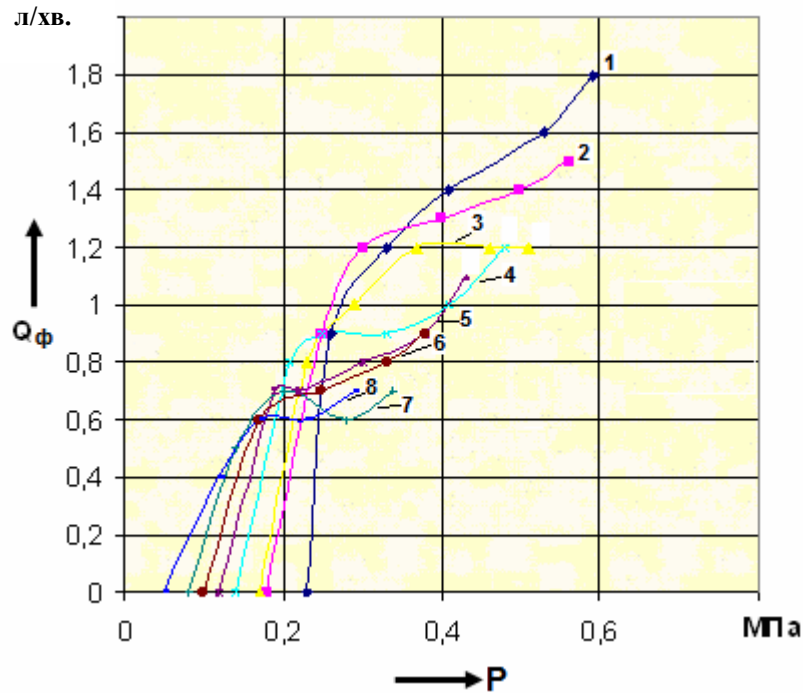
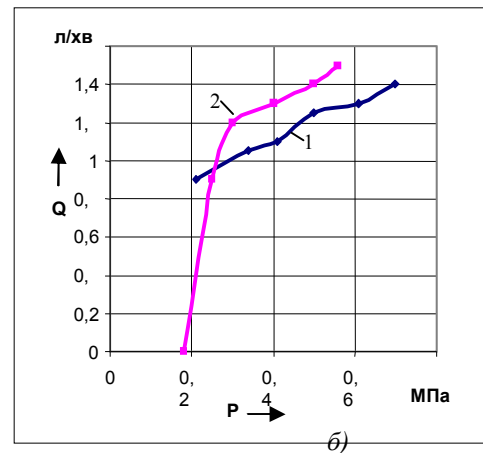
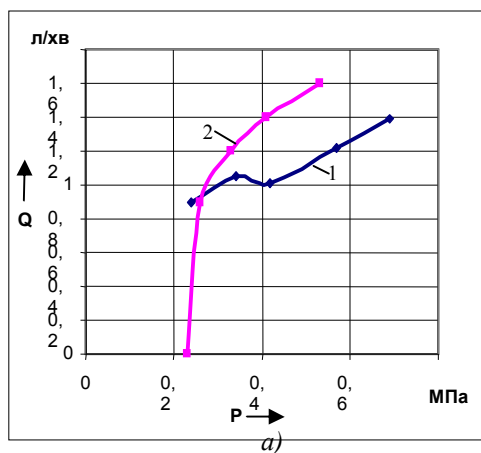


Рис. 7. Залежність фактичної (через підшипник третьої шатунної шийки) витрати масла від його тиску й частоти обертання колінчастого вала:
 1 – $n = 2900 \text{ хв.}^{-1}$; 2 – $n = 2600 \text{ хв.}^{-1}$; 3 – $n = 2400 \text{ хв.}^{-1}$;
 4 – $n = 2200 \text{ хв.}^{-1}$; 5 – $n = 2000 \text{ хв.}^{-1}$; 6 – $n = 1800 \text{ хв.}^{-1}$;
 7 – $n = 1600 \text{ хв.}^{-1}$; 8 – $n = 1400 \text{ хв.}^{-1}$

Як видно з рисунків, дійсна витрата масла в області тисків від 0,3 МПа нижче досяжного, тобто нижче витрати через підшипник першої шатунної шийки. Крім того, на виході з підшипників третьої шатунної шийки виявлений ефект «пульсації» масляного потоку, що являє собою періодичне, протягом 30–40 с, зниження й збільшення інтенсивності витікання масла. Дана пульсація спостерігалася не на всіх частотах обертання колінчастого вала, а лише починаючи з 1600 хв.^{-1} . Причому завжди – в області перегину кривої дійсної витрати і її перетинання із кривою досяжної витрати (рис. 8). При тисках у системі змащування вище, ніж у точках перегину кривих, шатунна порожнина заповнюється маслом. В інтервалі тисків між станом, коли порожнина порожня й заповнена, відбуваються пульсації. Цей режим відбувається, очевидно, при негативному та нульовому балансі витрати масла із шатунної порожнини через підшипники й притоку в неї.



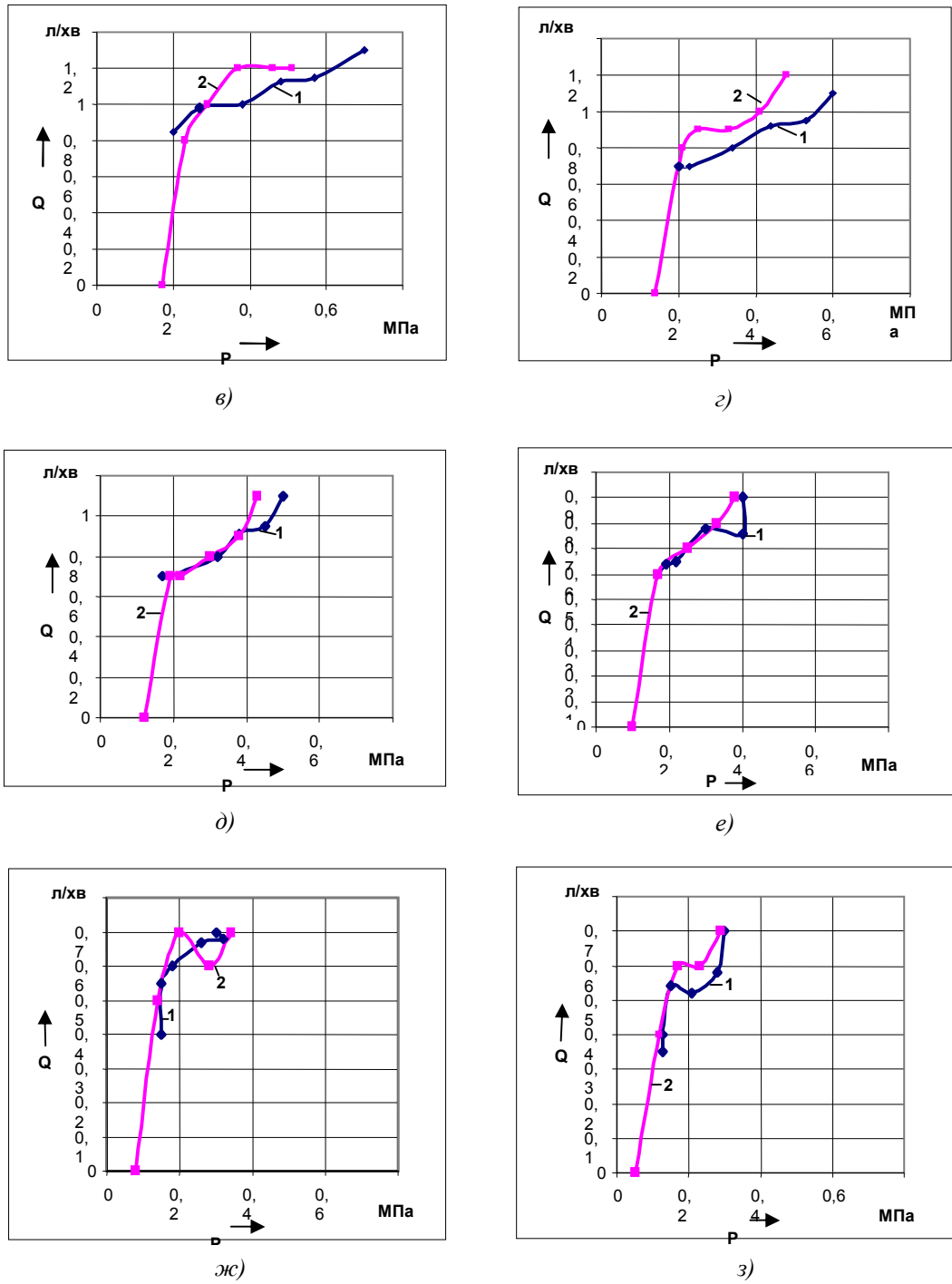


Рис. 8. Залежність фактичної витрати через підшипник третьої шатунної шийки (1) і потрібної витрати (2), через підшипник першої шатунної шийки, від тиску після насоса й частоти обертання колінчастого вала:

- а) – $n = 2900 \text{ хв.}^{-1}$; б) – $n = 2600 \text{ хв.}^{-1}$; в) – $n = 2400 \text{ хв.}^{-1}$;
 г) – $n = 2200 \text{ хв.}^{-1}$; д) – $n = 2000 \text{ хв.}^{-1}$; е) – $n = 1800 \text{ хв.}^{-1}$;
 ж) – $n = 1600 \text{ хв.}^{-1}$; з) – $n = 1400 \text{ хв.}^{-1}$

Висновки. Результати експериментальних досліджень з визначення фактичної витрати масла через шатунні шийки колінчастого вала дозволили уточнити методи розрахунку системи змащування, а також визначити критичний і необхідний тиск масла для надійного змащування шатунних підшипників у експлуатації, виявити режими роботи дизеля КамАЗ, на яких може наступити масляне голодування його шатунних підшипників, а також режими усталеної роботи всієї системи змащування.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Денисов А.С., Кулаков А.Т.* Анализ причин эксплуатационных разрушений шатунных вкладышей двигателей КамАЗ-740 // Двигателестроение. – 1981. – № 9. – С. 37–40.
2. *Смирнов В.Г., Лучинин Б.Н.* Повышение долговечности деталей автомобильных двигателей за счет совершенствования конструкции систем смазки. – М.: НИИНавтопром, 1980. – 59 с.
3. *Григорьев М.А., Смирнов В.Г. и др.* Исследование распределения потока масла в автомобильном двигателе // Труды нами. – Вып. 117. – М., 1979.
4. *Григорьев М.А., Смирнов В.Г.* Баланс распределения масла по потребителям в системе смазки автомобильных двигателей // Труды семинара по очистке воздуха, масла и топлива с целью увеличения долговечности двигателей. – Вып. 10. – Кн. 1. – М.: ОНТИ. – С. 83–89.
5. *Автомобили КамАЗ. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту.* – М.: В/О Автоэкспорт. – 415 с.

КУЛАКОВ Александр Тихонович – доктор технічних наук, професор, заступник генерального директора ВАТ “КАМАЗ–Дизель”.

Наукові інтереси:

– конструкції дизельних двигунів;

– надійність дизельних двигунів.

Тел.: (8552) 37-40-00.

E-mail: kylakov@kd.kamaz.org

КУЛАКОВ Олег Александрович – інженер ВАТ “КамАЗ–Дизель”.

Наукові інтереси:

– конструкції дизельних двигунів;

– надійність дизельних двигунів.

Тел.: (8552) 39-02-02.

МАКУШИН Александр Александрович – кандидат технічних наук, доцент, начальник науково-дослідного сектора ІНЕКА.

Наукові інтереси:

– конструкції дизельних двигунів;

– надійність дизельних двигунів.

Тел.: 8 927 671 6669.

Подано 06.06.2008

Кулаков А.Т., Кулаков О.А., Макушин А.А. Экспериментальные исследования критических режимов смазки и надёжности шатунных подшипников дизельных двигателей в эксплуатации

Кулаков О.Т., Кулаков О.О., Макушин О.А. Експериментальні дослідження критичних режимів змащування та надійності шатунних підшипників дизельних двигунів у експлуатації

Kulakov A.T., Kulakov O.A., Makushin A.A. Experimentas research of the conditions change of the concord bearing grease in the process of exploitation

УДК 621.436

Экспериментальные исследования критических режимов смазки и надёжности шатунных подшипников дизельных двигателей в эксплуатации / А.Т. Кулаков, О.А. Кулаков, А.А. Макушин

Дан анализ основных составляющих давления масла в шатунных подшипниках коленчатого вала двигателя с учетом конструктивных и режимных параметров. Проведена оценка изменения условий смазки шатунных подшипников в процессе эксплуатации с учетом влияния износа деталей. Дана оценка усовершенствованного коленчатого вала двигателей КамАЗ с учетом полученных результатов.

УДК 621.436

Experimentas research of the conditions change of the concord bearing grease in the process of exploitation / A.T. Kulakov, O.A. Kulakov, A.A. Makushin

There was given the analysis of the basic components of the oil pressure in the concord bearings of the knee shaft of the drive taking into consideration the constructive and regime parameters. The evaluation of the conditions change of the concord bearing grease in the process of exploitation was verified taking into consideration the influences of the parts wear. There was given the evaluation to the improved knee shaft of the KamAZ drives taking into consideration the obtained results.