

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ КОРЕННЫХ И ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

К.В. Глемба, А.В. Гриценко, О.Н. Ларин

Представлены методы и средства диагностирования коренных и шатунных подшипников кривошипно-шатунного механизма автомобилей и тракторов. Проведены исследования изменения давления и расхода масла через коренные подшипники ДВС. Предложен и применен способ безразборной диагностики состояния подшипников скольжения двигателя, разработан прибор, обеспечивающий режимы нагружения подшипников. Определена связь повышения величины разности относительных эксцентриситетов на холостом ходу при увеличении отношения величин давлений без нагрузки и под нагрузкой. Подтверждено, что пропускная способность через коренной и шатунный подшипник характеризуется динамическими и статическими пропускными способностями этих узлов.

При проведении экспериментальных исследований по определению связи технического состояния коренных подшипников с величиной сигнала давления был выявлен наиболее чувствительный режим – при частоте вращения коленчатого вала двигателя, близкой к частоте вращения холостого хода для двигателя ЗМЗ-4062. Изложены экспериментальные исследования.

Ключевые слова: диагностирование, автомобиль, коренные и шатунные подшипники, кривошипно-шатунный механизм, метод диагностирования, параметры давления, диагностические параметры, методы и средства, техническое состояние.

Перспективным направлением в диагностировании автомобилей является развитие методов тестовой диагностики узлов и деталей в динамическом режиме. Важно, чтобы существовала возможность управления процессом нагружения элементов в исследуемой области.

Исследования показали, что из всех рассмотренных методов диагностирования кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и системы смазки двигателей внутреннего сгорания (ДВС) наиболее перспективным и позволяющим оценивать степень влияния технического состояния отдельных их элементов на правильность функционирования двигателей в целом является метод диагностирования по параметрам пульсации давления в центральной масляной магистрали [1–3]. Эти пульсации создаются элементами системы смазки и подшипниками КШМ, отражают изменение эксплуатационного состояния узлов и элементов, что позволяет рассмотреть и исследовать сложную взаимосвязь динамически нагруженных элементов в работающем механизме – двигателе.

Большое количество структурных звеньев КШМ оказывают влияние на изменение формы осциллограммы давления в центральной масляной магистрали. В связи с этим связь структурных и диагностических параметров представляется достаточно сложной и неопределенной. Для раскрытия неопределенности были выдвинуты частные гипотезы: «Определение технического состояния коренных подшипников КШМ возможно посредством измерения давлений в центральной масляной магистрали и вычисления их разности в циклах с максимальной нагрузкой и без нее при различных частотах вращения коленчатого вала двигателя» [1, 2].

Нагрузку двигателя предполагается обеспечить, используя способ и устройство [1, 2]. При использовании данного способа величину нагрузки обеспечивают путем полного и частичного отключения части цилиндров ДВС и степенью открытия дроссельной заслонки. При этом за счет смещения баланса индикаторной мощности и мощности механических потерь добиваются изменения уровня нагрузки на диагностируемый подшипник.

Теоретические исследования

При проведении расчетных исследований использовались методики, разработанные на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» Южно-Уральского государственного университета под руководством профессоров В.Н. Прокопьева и Ю.В. Рождественского [4].

На основании использованных методик подобран параметр для диагностирования коренного подшипника – отношение давлений при работе подшипника через цикл без нагрузки и с нагрузкой.

В связи с действием динамических и статических давлений в каналах коренного и шатунного подшипника изменение пропускной способности через коренной и шатунный подшипник также характеризуется динамическими и статическими пропускными способностями. Можно выделить три закономерности изменения $\mu \cdot f$:

– участок статического расхода масла (до 1200 мин⁻¹) через коренной и шатунный подшипник, который характеризуется условием:

$$\mu_1 \cdot f_1 = \mu_K \cdot f_K + \mu_{Ш} \cdot f_{Ш}, \quad (1)$$

где $\mu_K \cdot f_K$ – статическая пропускная способность коренного подшипника, м²; $\mu_{Ш} \cdot f_{Ш}$ – статическая пропускная способность шатунного подшипника, м²;

– участок статического и динамического расхода масла (от 1200 до 1900 мин⁻¹) через коренной и шатунный подшипник, который характеризуется условием:

$$\mu_2 \cdot f_2 = \mu_K \cdot f_K + \mu_{Ш} \cdot f_{Ш} + \mu_{ОД} \cdot f_{ОД}, \quad (2)$$

где $\mu_{ОД} \cdot f_{ОД}$ – общая динамическая пропускная способность шатунного канала, м²;

$$\frac{1}{\mu_{ОД} \cdot f_{ОД}} = \frac{1}{\mu_{ДШ} \cdot f_{ДШ}} + \frac{1}{\mu_{ДК} \cdot f_{ДК}}, \quad (3)$$

где $\mu_{ДШ} \cdot f_{ДШ}$ – динамическая пропускная способность шатунной шейки, м²; $\mu_{ДК} \cdot f_{ДК}$ – динамическая пропускная способность на входе в канал коренной шейки, м²;

– участок статического и динамического расхода масла (свыше 1900 мин⁻¹) через коренной и шатунный подшипник, на котором доминирующее влияние оказывает динамическая составляющая на входе в коренной подшипник, характеризуется условием:

$$\mu_3 \cdot f_3 = \mu_K \cdot f_K + \mu_{ОД} \cdot f_{ОД}. \quad (4)$$

При этом составляющая (3) ничтожно мала. Шатунный канал может быть полностью или частично заперт.

Методика исследования

Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен диагностический комплекс [5]. Для измерения пульсаций давления был выбран датчик давления Д06М-3(У2) с рабочим диапазоном измерений 0,06...0,6 МПа [5, 6]. При метрологических испытаниях датчика давления Д06М-3(У2) с целью уменьшения помех от системы зажигания и различных внешних устройств нами был разработан цифровой тензометрический усилитель (ЦГУ) с коэффициентом усиления 1000. ЦГУ был выполнен в виде отдельного блока на датчике давления и экранирован вместе с датчиком давления. Для возможности подсоединения датчика Д06М-3(У2) в главную масляную магистраль двигателя ЗМЗ-4062 был изготовлен присоединительный штуцер.

В качестве регистрирующей аппаратуры в работе использовался персональный компьютер с многоканальной приставкой КРР-4М [6].

Объектом испытаний являлся КШМ и система смазки двигателя ЗМЗ-4062. Двигатель ЗМЗ-4062 – 4-цилиндровый, 16-клапанный, с порядком работы цилиндров 1–3–4–2, оборудованный микропроцессорной системой управления [6, 7].

Двигатель ЗМЗ-4062 был установлен на исследовательский стенд с приводным электродвигателем мощностью 5,5 кВт, 4-ступенчатой коробкой передач с возможностью прокрутки двигателя с частотой вращения коленчатого вала двигателя: 1-я передача – 240 мин⁻¹, 2-я передача – 480 мин⁻¹, 3-я передача – 880 мин⁻¹, 4-я передача – 1480 мин⁻¹ (рис. 1).

Исследовательский стенд оснащен штатной системой управления работой двигателя с панелью приборов, которая включает в себя: электронный блок управления двигателем с присоединительными разъемами, замок зажигания, блок предохранителей и реле. Основным прибором, обеспечивающим режимы нагружения подшипников КШМ, является отключатель электромагнитных форсунок (догружатель двигателя) [8, 9], который предназначен для диагностирования механизмов и систем двигателя внутреннего сгорания, а в режиме функционирования при диагностировании двигателя ЗМЗ-4062 представлен на рис. 2.



Рис. 1. Исследовательский стенд для испытаний двигателя ЗМЗ-4062

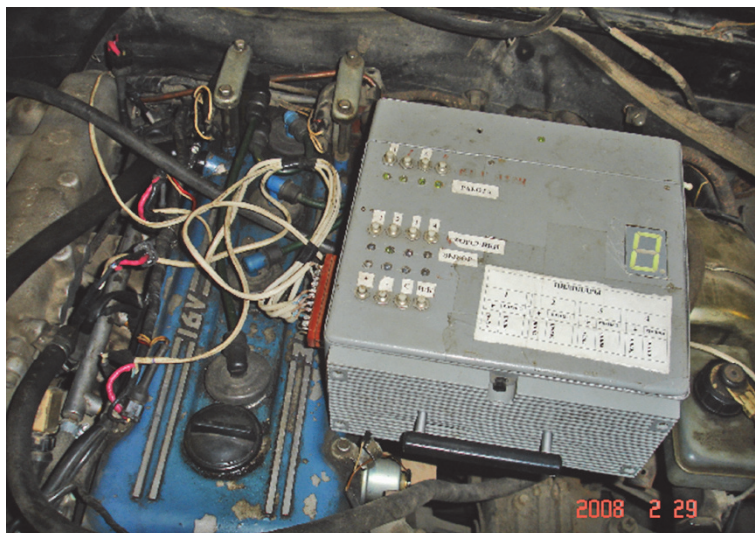


Рис. 2. Отключатель электромагнитных форсунок (догрузатель двигателя) в рабочих условиях при диагностировании двигателя ЗМЗ-4062

Экспериментальные исследования

При проведении экспериментальных исследований по определению связи технического состояния коренных подшипников с величиной сигнала давления было выявлено, что наиболее чувствительным режимом, на котором влияние технического состояния коренных подшипников максимально, является режим при частоте вращения коленчатого вала двигателя, близкой к частоте вращения холостого хода для двигателя ЗМЗ-4062 $n = 880 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузке для первого цилиндра, – 2, 3, 4-й цилиндры выключены, первый цилиндр работает через цикл при полном открытии дроссельной заслонки. За диагностический параметр принимали разность амплитуд минимальных значений давлений двух соседних циклов при работе через цикл, с нагрузкой и без нагрузки в точках, соответствующих началу такта сгорания в первом цилиндре [10, 11].

При частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 880 \text{ мин}^{-1}$ получена зависимость разности минимальных амплитуд давления $A_2 - A_1$, МПа, двух соседних циклов при работе первого цилиндра (2, 3, 4-й отключены) через цикл, с нагрузкой, и без нагрузки от технического состояния первого коренного подшипника (величины зазора Z_K , мм) (рис. 3).

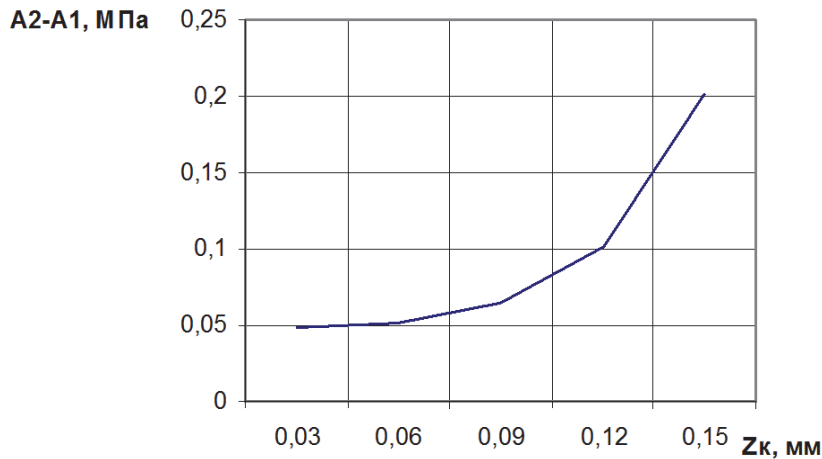


Рис. 3. Зависимость разности минимальных амплитуд давления $A_2 - A_1$, МПа (двух соседних циклов при работе первого цилиндра (2, 3, 4-й отключены) через цикл с нагрузкой и без нее) от технического состояния первого коренного подшипника (величины зазора Z_K , мм) при полностью открытой дроссельной заслонке $P_Z = \max$; $n = 880 \text{ мин}^{-1}$; $Z_{Ш} = 0,05 \text{ мм}$; $t_m = 90 \text{ }^\circ\text{C}$

Зависимость, представленная на рис. 3, показывает изменение разности минимальных амплитуд давления $A_2 - A_1$, МПа (двух соседних циклов при работе первого цилиндра (2, 3, 4-й отключены) через цикл, один цикл рабочий, другой нерабочий) от технического состояния первого коренного подшипника (выраженной величины зазора Z_K , мм) при полностью открытой дроссельной заслонке ($P_Z = \max$). Взаимосвязь этих эксплуатационных параметров описывается полиномом 3-го порядка:

$$Z_K = 1,961 \cdot 10^5 \cdot (A_2 - A_1)^3 - 7,725 \cdot 10^3 \cdot (A_2 - A_1)^2 + 97,548 \cdot (A_2 - A_1) - 0,28, \quad (5)$$

где $A_2 - A_1$ – разность минимальных амплитуд давления двух соседних циклов при работе первого цилиндра (2, 3, 4-й отключены) через цикл с нагрузкой и без нее, МПа; Z_K – зазор в коренной шейке, мм.

Таким образом, измеряя разность амплитуд давления двух соседних циклов при работе диагностируемого цилиндра (три другие отключены) через цикл, с нагрузкой и без нее, используя уравнение (5), можно определить действительный износ любого коренного подшипника [7].

Установлено, что предельное значение разности минимальных амплитуд давлений под нагрузкой и без нагрузки для выбраковки коренного подшипника при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 880 \text{ мин}^{-1}$ составляет 0,02 МПа.

В результате математической обработки полученных экспериментальных данных для ДВС ЗМЗ-4062 было составлено общее уравнение регрессии, связывающее максимальное приращение минимальной амплитуды давления с величиной зазоров в коренной и шатунной шейках [9]:

$$\Delta P = (-600 \cdot Z_{Ш} + 115) \cdot Z_K^2 - (-197 \cdot Z_{Ш} + 25,017) \cdot Z_K + (-11,66 \cdot Z_{Ш} + 1,348), \quad (6)$$

где ΔP – максимальное приращение минимальной амплитуды давления, МПа; Z_K – зазор в коренной шейке, мм; $Z_{Ш}$ – зазор в шатунной шейке, мм.

Для возможности применения результатов многофакторного эксперимента необходимо решить обратную задачу: определить общее уравнение регрессии относительно зазора в шатунной шейке $Z_{Ш}$, мм. В результате пересчета относительно зазора в шатунной шейке $Z_{Ш}$ было получено общее уравнение регрессии, связывающее величину зазора в шатунной шейке с максимальным приращением минимальной амплитуды давления ΔP , МПа и величиной зазора в коренной шейке Z_K , мм:

$$Z_{Ш} = (243,889 \cdot Z_K^2 - 68,217 \cdot Z_K + 4,97) \cdot \Delta P - (34,898 \cdot Z_K^2 - 8,076 \cdot Z_K + 0,467), \quad (7)$$

где ΔP – максимальное приращение минимальной амплитуды давления, МПа; Z_K – зазор в коренной шейке, мм; $Z_{Ш}$ – зазор в шатунной шейке, мм.

Результаты экспериментальных исследований диагностирования коренных и шатунных подшипников КШМ КАМАЗ-740.11(EURO)

В результате экспериментальных исследований были получены зависимости изменения давления в центральной масляной магистрали коренных и шатунных подшипников КШМ КАМАЗ-740.11(EURO) при помощи датчика давления Д06М-3(У2) и приставки КРР-4М с персональным компьютером (электронным осциллографом) (рис. 4–6).

Как видно из графика на рис. 4, увеличение зазора в первом коренном подшипнике приводит к снижению величины давления в центральной масляной магистрали на разных частотах, и максимальное отклонение выпадает на 2000 мин^{-1} , что создает условия для более раннего разрыва сплошности потока масла в каналах КШМ, что повышает вероятность отказа подшипников КШМ [10–13].

В результате анализа зависимости (рис. 5) можно утверждать, что при изменении зазора на $0,005 \text{ мм}$ (ряд 3 и 2) происходит более интенсивное снижение давления в центральной масляной магистрали и разность его увеличивается с увеличением частоты. Важным фактором такой динамики выступает нагрузка, которая составила $500 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Для наглядности совместим на одном графике экспериментальные данные в виде зависимостей изменения величины давления в центральной масляной магистрали от частоты вращения коленчатого вала ДВС, полученных под нагрузкой и без нее (см. рис. 6).

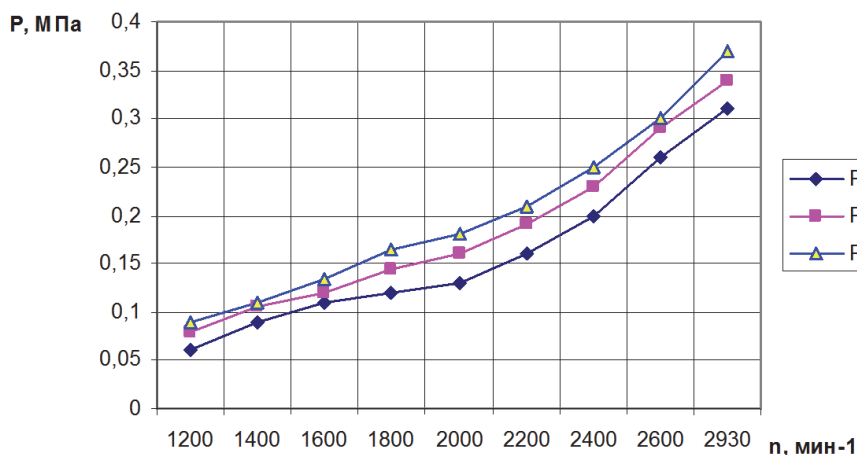


Рис. 4. Зависимость изменения величины давления в центральной масляной магистрали от частоты вращения коленчатого вала ДВС без нагрузки. Зазоры в первой коренной шейке: ряд 1 – $0,137 \text{ мм}$, ряд 2 – $0,132 \text{ мм}$, ряд 3 – $0,127 \text{ мм}$

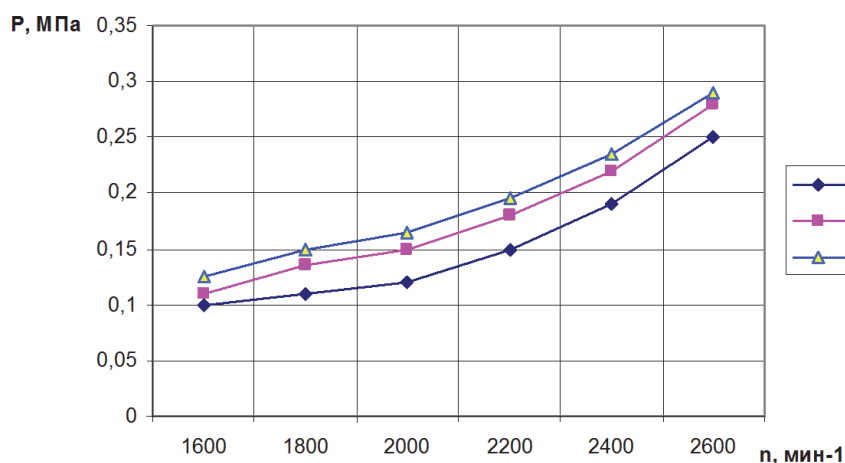


Рис. 5. Зависимость изменения величины давления в центральной масляной магистрали от частоты вращения коленчатого вала ДВС под нагрузкой $500 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Зазоры в первой коренной шейке: ряд 1 – $0,137 \text{ мм}$, ряд 2 – $0,132 \text{ мм}$, ряд 3 – $0,127 \text{ мм}$. Зазор в первой шатунной шейке – $0,08 \text{ мм}$

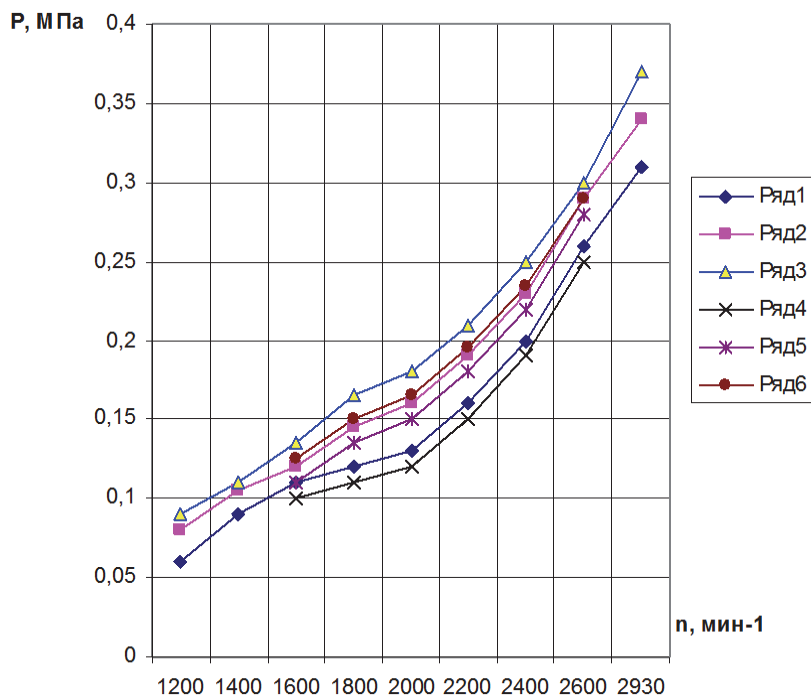


Рис. 6. Зависимость величины давления в центральной масляной магистрали от частоты вращения коленчатого вала ДВС: зазор в первой коренной шейке без нагрузки и с ней соответственно: ряды 1 и 4 – 0,137 мм, ряды 2 и 5 – 0,132 мм, ряды 3 и 6 – 0,127 мм, зазор в первой шатунной шейке – 0,08 мм

При анализе зависимостей на рис. 6 можно определить, что с ростом величины зазора в первой коренной шейке происходит снижение давления в центральной масляной магистрали, и видно, что интенсивность изменения давления растет с увеличением частоты. Под нагрузкой давление еще больше снижается, что ведет к нарушению и разрыву сплошности потока масла при малых значениях частоты вращения коленчатого вала ДВС, т. е. можно сделать вывод о том, что износ коренной шейки вызывает общее снижение давления в центральной масляной магистрали, значительно повышая вероятность отказа подшипников (см. рис. 6).

Выводы по результатам исследований

1. Предложен и применен способ безразборной диагностики состояния подшипников скольжения двигателя внутреннего сгорания, а также разработан прибор, обеспечивающий режимы нагружения подшипников КШМ (патент на изобретение № 2344400) [8].
2. Экспериментально получена зависимость (5) для определения степени износа коренной шейки Z_K , мм по разности минимальных амплитуд давления $A_2 - A_1$, МПа двух соседних циклов при работе диагностируемого цилиндра через цикл, с нагрузкой, и без нагрузки при частоте вращения коленчатого вала двигателя ЗМЗ-4062 $n = 880 \text{ мин}^{-1}$. Установлено, что предельное значение разности минимальных амплитуд давлений под нагрузкой и без нее для выбраковки коренного подшипника составляет 0,02 МПа.
3. Разработан способ диагностирования шатунных подшипников КШМ (патент на изобретение № 2390746) и метод продления срока их службы (патент № 85958) [9, 12, 13].
4. Получено уравнение регрессии (7), позволяющее определить зазор в шатунной шейке при известном зазоре в коренной шейке и измеренном значении максимального приращения минимальной амплитуды давления.

Литература

1. Гриценко, А.В. Диагностирование коренных подшипников кривошипно-шатунного механизма по параметрам давления в центральной масляной магистрали / А.В. Гриценко, С.С. Куков // Вестник КрасГАУ, 2009. – № 3. – С. 143–147.
2. Гриценко, А.В. Взаимосвязь зазора в коренных подшипниках двигателя внутреннего сгора-

ния с давлением масла / А.В. Гриценко, С.С. Куков // *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. – 2009. – № 12. – С. 18–20.

3. Гриценко, А.В. Экспериментальные исследования взаимосвязи технического состояния коренных и шатунных подшипников кривошипно-шатунного механизма с параметрами давления в центральной масляной магистрали / А.В. Гриценко, С.С. Куков // *Вестник КрасГАУ*, 2010. – № 1. – С. 118–124.

4. Гидромеханические характеристики шатунных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, К.В. Гаврилов, И.В. Андрищенко // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. – 2005. – № 1 (41). – С. 17–24.

5. 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.

6. Гриценко, А.В. Диагностирование коренных подшипников кривошипно-шатунного механизма по параметрам давления в центральной масляной магистрали / А.В. Гриценко, С.С. Куков // *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. – 2009. – № 3. – С. 34–35.

7. Гриценко, А.В. Методические приемы повышения точности диагностирования подшипников коленчатого вала / А.В. Гриценко, С.С. Куков, К.В. Глемба // *Вестник ЧГАА*. – 2010. – Т. 57. – С. 51–56.

8. Пат. 2344400 Российская Федерация, МПК G 01 M 15/09. Способ безразборной диагностики степени износа подшипников двигателя внутреннего сгорания / А.В. Гриценко, Д.Д. Бакайкин, С.С. Куков. – Оpubл. 20.01.2009, Бюл. № 2.

9. Пат. 2390746 Российская Федерация, МПК G 01 M 15/00. Способ безразборной диагностики степени износа шатунных подшипников двигателя внутреннего сгорания / А.В. Гриценко, Д.Д. Бакайкин, С.С. Куков. – Оpubл. 27.05.2010, Бюл. № 15.

10. Пат. 2399898 Российская Федерация, МПК G 01 M 15/09. Способ безразборной диагностики степени износа подшипников двигателя внутреннего сгорания / А.В. Гриценко, С.С. Куков. – Оpubл. 20.09.2010, Бюл. № 26.

11. Пат. 2474715 Российская Федерация, МПК G 01 M 15/00. Способ определения технического состояния двигателя внутреннего сгорания и электронное устройство для его осуществления / А.В. Гриценко, С.С. Куков, К.А. Цыганов, А.В. Горбунов. – № 2011141374; опубл. 10.02.2013, Бюл. № 4.

12. Пат. 85958 Российская Федерация, МПК F 16 C 33/04. Подшипник скольжения / В.К. Глемба, К.В. Глемба. – Оpubл. 20.08.2009, Бюл. № 23.

13. Глемба, В.К. Продление срока службы подшипников скольжения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания / В.К. Глемба, К.В. Глемба // *Вестник ЧГАА*. – 2010. – Т. 57. – С. 34–35.

Глемба Константин Вячеславович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), glemba77@mail.ru.

Гриценко Александр Владимирович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация автотранспорта и производственное обучение», Челябинская государственная агроинженерная академия, alexgrits13@mail.ru.

Ларин Олег Николаевич. Доктор технических наук, профессор кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), larin_on@mail.ru.

Поступило в редакцию 20 октября 2013 г.

DIAGNOSTICS OF THE MAIN, CONNECTING ROD BEARINGS IN THE CRANK MECHANISM

*K.V. Glemba, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, glemba77@mail.ru,
A.V. Gricenko, Chelyabinsk State Academy of Agroengineering, Chelyabinsk, Russian Federation,
alexgrits13@mail.ru
O.N. Larin, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, larin_on@mail.ru*

Methods and means of diagnosing main and connecting rod bearing crank drive trucks and tractors. Examined the change in pressure and fluid flow through the engine crankshaft bearings. Applied a method of diagnosing the state of sliding bearings indiscriminately engine. Established diagnostic device. We have established the relationship between the eccentric bearing profile and the amount of pressure with no load and under load. We confirmed that the bandwidth through the main and connecting rod bearing is characterized by dynamic and static qualities throughputs of these nodes.

When conducting experimental studies on the linkage of technical condition of main bearings with the magnitude of the pressure signal was detected most sensitive mode - idle speed for the engine "ZMZ-4062". Presents experimental studies.

Keywords: diagnostics, car, main and connecting rod bearings, crank mechanism, the method of diagnosis, the pressure parameters, diagnostic parameters, methods and tools, the technical condition.

References

1. Gritsenko A.V., Kukov S.S. [Diagnosing the Crankgear Base Bearing According to the Central oil Line Pressure]. *Vestnik KrasGAU* [Bulletin of the Krasnoyarsk State University Agroengineering]. Krasnoyarsk, KrasGAU Publ., 2009, no. 3, pp. 143–147. (in Russ.)
2. Gritsenko A.V., Kukov S.S. [The Correlation Between Leaks in Main Bearing and Pressure in the Lubrication System of the Engine]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva* [Mechanization and Electrification of Agriculture], 2009, no. 12, pp. 18–20. (in Russ.)
3. Gritsenko A.V., Kukov S.S. [Experimental Studies on the Relationship of Technical Condition of Main and Connecting Rod Bearings Crank Mechanism With the Parameters of Pressure in the Central Lubrication System]. *Vestnik KrasGAU* [Bulletin of the Krasnoyarsk State University Agroengineering]. Krasnoyarsk, KrasGAU Publ., 2010, no. 1, pp. 118–124. (in Russ.)
4. Prokopiev V.N., Boyarshinova A.K., Zadorozhnaja E.A., Gavrilo K.V., Andryushchenko I.V. [Hydromechanical Characteristics of the Connecting Rod Bearing, Lubricated Non-Newtonian Fluids]. *Bulletin of the South Ural State University. Series "Mechanical Engineering Industry"*, 2005, no. 1 (41), pp. 17–24. (in Russ.)
5. Gritsenko A.V., Kukov S.S. [Diagnosing of Internal Combustion Engines According to the Pressure in the Lubrication System]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva* [Mechanization and Electrification of Agriculture], 2013, no. 1, pp. 22–24. (in Russ.)
6. Gritsenko A.V., Kukov S.S. [Diagnosing Main Bearing Motor Slip, Given the Parameters of Pressure in the Central Lubrication System]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva* [Mechanization and Electrification of Agriculture], 2009, no. 3, pp. 34–35. (in Russ.)
7. Gritsenko A.V., Kukov S.S., Glemba K.V. [Instructional Techniques Improve the Accuracy of Diagnosis of Crankshaft Bearings]. *Vestnik ChGAA* [Bulletin of the Chelyabinsk State Academy Agroengineering]. Chelyabinsk, CSAA Publ., 2010, vol. 57, pp. 51–56. (in Russ.)
8. Gritsenko A.V., Bakaikin D.D., Kukov S.S. *Sposob bezrazbornoi diagno-stiki stepeni iznosa podshipnikov dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [A Method of Diagnosing the Wear of Bearings of the Internal Combustion Engine Without Parsing]. Patent RF, no. 2344400, 2009.

9. Gritsenko A.V., Bakaikin D.D., Kukov S.S. *Sposob bezrazbornoi diagno-stiki stepeni iznosa shatunnykh podshipnikov dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [A Method of Diagnosing the Wear Rod Bearing Internal Combustion Engine Without Parsing]. Patent RF, no. 2390746, 2010.

10. Gritsenko A.V., Kukov S.S. *Sposob bezrazbornoi diagnostiki stepeni iznosa podshipnikov dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [A Method of Diagnosing the Wear of Bearings of the Internal Combustion Engine Without Parsing]. Patent RF, no. 2399898, 2010.

11. Gritsenko A.V., Kukov S.S., Tsyganov K.A., Gorbunov A.V. *Sposob opredeleniya tekhnicheskogo sostoyaniya dvigatelya vnutrennego sgoraniya i elektronnoe ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A Method for Determining the Technical State of the Internal Combustion Engine and an Electronic Device for its Implementation]. Patent RF, no. 2474715, 2013.

12. Glemba V.K., Glemba K.V. *Podshipnik skol'zheniya* [Plain Bearing]. Patent RF, no. 85958, 2009.

13. Glemba V.K., Glemba K.V. [Extending the Life of Plain Bearings of the Crankshaft of the Internal Combustion Engine]. *Vestnik ChGAA* [Bulletin of the Chelyabinsk State Academy Agroengineering]. Chelyabinsk, CSAA Publ., 2010, vol. 57, pp. 34–35. (in Russ.)

Received 20 October 2013