

DOI

УДК 621.43.031

**ВОЗМОЖНЫЕ МЕРЫ ПОВЫШЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
ТОПЛИВОВПРЫСКИВАЮЩЕГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ****В. А. Иванов, В. Н. Гаврилов, А. М. Новиков, А. В. Семенов, Ю. Ф. Казаков**

Реферат. В процессе функционирования топливовпрыскивающего насоса высокого давления поверхности трения основных элементов подвергаются различным механическим, теплофизическим и гидроабразивным воздействиям из-за чего повышается скорость изнашивания прецизионных элементов и снижается цикловая подача топлива по цилиндрам. Цель исследований – повышение ресурса основных элементов рядных топливных насосов высокого давления путем модернизации системы питания. Основным фактор, влияющий на работоспособность прецизионных элементов, – наличие в углеводородном топливе карбовальта, то есть механических примесей в виде абразива, которые циркулируют по всему контуру системы питания, могут проходить фильтрующий элемент и попадают в такте нагнетания в сопряжения прецизионных элементов, где защемляются и истирают рабочие поверхности. Кроме механических примесей в углеводородном топливе могут присутствовать такие поверхностно-активные вещества, как сера, фосфор и др. В определенных условиях это также ускоряет интенсивность износа пар трений, особенно при температуре более 50°C. С повышением температуры смазочная способность углеводородного топлива снижается, так как активизируются сернистые соединения, которые разрушают структурированную поверхность на границе пар трения. Для уменьшения такого эффекта предложено ограничивать увеличение температурного режима в системе питания дизеля путем установки радиатора с вентилятором. С ограничением температуры в системе питания дизеля интенсивность износа будет меньше, вязкость – стабильно выше в 2 раза и более, что уменьшит утечку топлива в сопрягаемых поверхностях. Приведенные аналитические выражения свидетельствуют о том, что размеры утечки топлива зависят от величины числа Рейнольдса. С повышением вязкости число Рейнольдса уменьшается в разы, одновременно существенно сокращаются коэффициент расхода и утечка топлива через зазоры пар трения. Предложенная мера позволяет сохранить смазочную способность топлива, уменьшая износ и увеличивая срок службы основных элементов топливовпрыскивающего насоса.

Ключевые слова: топливовпрыскивающий насос, углеводородное топливо, механические примеси, интенсивность износа, прецизионный элемент.

Введение. Функциональную способность пар трений системы питания дизелей определяют значения параметров, характеризующих технические состояние топливной аппаратуры. То есть качество рабочего процесса системы питания в основном зависит от того, как и когда подается топливо, в каком количестве и под каким давлением оно впрыскивается в камеру сгорания [1, 2, 3]. В процессе эксплуатации состояние пар трений системы питания ухудшается, сопрягаемые поверхности становятся неоднородными, гидравлическая плотность снижается вследствие истирания, в результате чего цикловая подача топлива перестает обеспечиваться в необходимом объеме [4, 5]. Общую производительность топливовпрыскивающего насоса обеспечивают не только плунжер и втулка, но и непосредственно нагнетательный клапан, который в такте нагнетания также подвергается динамической нагрузке и износу, вследствие производительность снижается быстрее и происходит отказ. Причем ее уменьшение в пусковом режиме при частоте вращения кулачкового вала 100мин⁻¹ происходит быстрее, чем в других. Когда топливный насос УТН-5 или НД-22/6 в (заданном) пусковом режиме нагнетает менее 16см³ топлива за цикл, запуск дизеля затрудняется [6].

Основной фактор, влияющий на работоспособность прецизионных элементов, – наличие в углеводородном топливе карбовальта, примеси в виде абразива, которые ускоряют

износ прецизионных элементов. Их содержание с перегонки до поступления в бак мобильного энергетического средства возрастает от 30 до 50 раз, что обуславливает быстрый износ прецизионных элементов. Абразив чаще всего состоит из зерен кварца, то есть двуокиси кремния, гранита и различных других частиц (включений), в том числе комочков глины, гумуса и др.

Твердотельные частицы зернистостью 1...6 мкм считаются наиболее опасными. Во время заправки они попадают в топливный бак энергетического средства, затем из бака подаются в сопряжения рабочих поверхностей прецизионных элементов, где под действием абразива ускоряется износ.

Содержание механических примесей в дизельном топливе от момента его производства до поступления в бак трактора или автомобиля увеличивается от 30 до 50 раз. Особенно интенсивное загрязнение топлива наблюдается в южных районах страны, где оно достигает 260 г/т (в средней зоне – 120 г/т) [7].

Кроме механических примесей в углеводородном топливе содержатся такие поверхностно-активные вещества, как сера, фосфор. Их присутствие в определенных условиях увеличивает интенсивность износа таких пар трений, как плунжера с втулкой, нагнетательных клапанов топливовпрыскивающего насоса и распылителей форсунок. По требованию ГОСТ 305-2013 содержание меркаптановой серы в ДТ не должно превышать 0,01 %,

по европейскому стандарту – 0,035%. Повышенные требования европейского законодательства обусловлены необходимостью снижения выбросов продуктов сгорания (твердых частиц, оксидов азота, окиси углерода и несгоревших углеводородов). Одновременно исследователи отмечают, что при содержании серы в дизельном топливе менее 0,035% ухудшаются его смазывающие свойства. При его использовании требуется вводить дополнительные присадки для улучшения смазывающих свойств и снижения интенсивности износа основных элементов системы питания. В нашей стране такие присадки пока не производят, а импорт из европейских стран затруднен экономическими санкциями. Дизельное топливо с содержанием неактивных сернистых соединений не более 0,2% можно использовать без ограничений, так как оно не вызывает осложнения в работе топливopпрыскивающего насоса. С повышением температуры нагнетаемой жидкости износ ускоряется еще больше.

Цель исследований – повышение ресурса основных элементов рядных топливных насосов высокого давления путем модернизации системы питания.

Условия, материалы и методы. Работу проводили в лабораторных условиях по ГОСТ 33-2016. Методика исследования заключалась в измерении времени истечения дизельного топлива марки ДТ-Л-40-К2 (ГОСТ 305-2013) калиброванным стеклянным вискозиметром Освальда-Пинкевича. Температурный режим испытываемой жидкости варьировали в интервале от 20°C до 100°C с шагом 20°C.

Углеводородное топливо также обладает антифрикционными свойствами. Молекулы, обладающие полярностью, могут

выстраиваться на поверхности трения втулки и плунжера, образуя монослой в виде пленки. Его толщина и прочность зависит от химического состава входящих в топливо поверхностно-активных веществ и присадок, химической структуры деталей и состояния поверхности трения. Граничный слой имеет квазикристаллическую структуру и находится в особом физическом состоянии. С повышением температуры до некоторых значений при наличии активных сернистых соединений он расплавляется, силы продольной когезии между молекулами исчезают, в результате их адгезионные свойства теряются, а значит адсорбционный эффект молекул углеводородного топлива снижается. При работе пар трения в температурном режиме выше критических значений интенсивность износа будет непрерывно увеличиваться по экспоненциальному закону.

Таким образом, скорость истирания пар трений топливopпрыскивающего насоса зависит от конструктивных особенностей системы питания дизелей, температуры нагнетаемой жидкости, чистоты дизельного топлива, механического состава абразива в топливе.

Результаты и обсуждение. Состав и физико-механические свойства карбовальта в дизельном топливе зависят от природно-климатических условий эксплуатации дизеля. Изменить их для снижения влияния износа на прецизионные элементы можно только путем улучшения качества фильтрации и отстаивания до заправки.

Для уменьшения негативного теплофизического влияния был разработан температурный ограничитель для системы питания дизеля, который представляет собой радиатор с вентилятором (рис. 1).

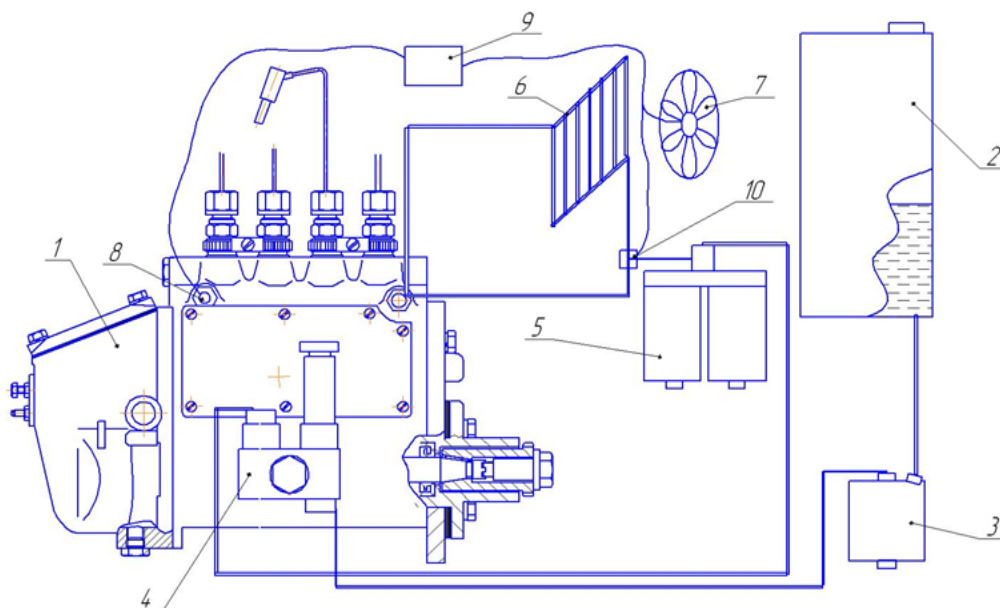


Рис. 1 - Схема системы питания дизеля Д-243: 1 – топливный насос, 2 – бак, 3 – фильтр грубой очистки топлива, 4 – подкачивающий насос, 5 – фильтр тонкой очистки топлива, 6 – теплообменник, 7 – кулер, 8 – датчик температуры, 9 – блок управления, 10 – электромагнитный клапан трехходового действия

При его установке в систему питания очищенное топливо к топливному насосу 1 из фильтра тонкой очистки 5 может поступать через трехходовой электромагнитный клапан 10 или после радиатора 6 (первый контур), или непосредственно от фильтра тонкой очистки к топливному насосу (второй контур). Для контроля температурного режима в системе питания дизеля в топливный насос устанавливается датчик 8, который соединяется с электронным блоком управления 9. Блок управления преобразует сигнал от датчика в командный для трехходового электромагнитного клапана, который меняет линию подачи топлива, в зависимости от его температуры [8, 9, 10]. Если она ниже 50°C, то топливо перенаправляется во второй контур, то есть напрямую от фильтра к топливотпрыскивающему насосу. Это позволяет поддерживать стабильную температуру в системе питания дизеля не выше 50°C, что дает возможность сохранять смазочную способность нагнетаемой жидкости постоянно.

Эффективность предложенной установки можно обосновать с использованием размеров утечки топлива в зависимости от температуры нагнетаемой жидкости. Поскольку радиатор с вентилятором в системе питания дизеля позволяют ограничено поддерживать температуру не более 50°C, вязкость будет стабильно не ниже 3,92 м²/с, а утечка будет снижаться. Это можно обосновать аналитическими выражениями. Утечку топлива через зазоры пар трения можно рассчитать по выражению [11, 12]:

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода дросселей с переменными проходными сечениями;
 $f=S$ – площадь поперечного сечения борозды местного износа пар трения, мм²;
 ρ – плотность просачиваемой жидкости через зазор пары трения, кг/м³;
 ΔP – полное давление, Па.

Коэффициент расхода дросселей определяется по формуле [3, 11]:

$$\mu_{др} = 0,257 Re_{др}^{0,13}, \quad (2)$$

где $\mu_{др}$ – коэффициент расхода дросселей с переменными проходными сечениями;
 $Re_{др}$ – число Рейнольдса.

Полное давление рассчитывается из выражения Дальтона [11]:

$$\Delta P = P_{ст} + P_n + P_{дн}, \quad (3)$$

где $P_{ст}$ – статическое давление, $P_{ст}=0$;
 P_n – гидростатическое давление, Па;
 $P_{дн}$ – динамическое давление, Па;

Величину гидростатического давления, в связи с его малостью в сравнении с динамическим, можно приравнять к нулю. Тогда

выражение (3) примет следующий вид:

$$\Delta P = \frac{\rho v^2}{2}, \quad (4)$$

где v – скорость движения потока жидкости, м/с.

Величины утечки и гидравлического сопротивления, профиль и максимальное значение скорости потока жидкости, а также траектория движения частиц жидкости в зазорах, зависят от режима ее течения (ламинарное или турбулентное), характеризуемого величиной числа Рейнольдса [11]:

$$Re = \frac{v D_r}{\nu}, \quad (5)$$

где v – средняя скорость потока жидкости, м/с;

D_r – гидравлический диаметр поперечного сечения канала, м;

ν – кинематическая вязкость топлива, м²/с.

После постановки в формулу (1) формул (2), (4) и (5) выражение утечки топлива примет следующий вид:

$$Q = 0.257 \left(\frac{v \cdot D_r}{\nu} \right)^{0.13} f \cdot v. \quad (6)$$

С использованием выражения (6) можно определить, что при повышении вязкости с 2,14 до 4,80 м²/с утечка уменьшится в 2 раза.

Среднюю скорость потока жидкости можно рассчитать из выражения (4):

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

Она меняется с понижением температуры, поскольку плотность при этом повышается с 838,5 до 860,0 кг/м³. Следовательно, при уменьшении скорости потока жидкости будет снижаться ее утечка.

Гидравлический диаметр поперечного сечения канала, как параметр вводят для количественной оценки влияния формы сечения на потери напора:

$$D_r = \frac{4S}{\chi}, \quad (7)$$

где S – площадь поперечного сечения борозды местного износа пар трения, мм²;

χ – периметр смоченной поверхности, мм.

Изменение вязкости топлива в зависимости от температуры можно рассчитать по формуле:

$$v_t = v_0 e^{-\frac{t-t_0}{50}}, \quad (8)$$

где ν_t – кинематическая вязкость топлива, определяемая в зависимости от температуры, $\text{м}^2/\text{с}$; ν_0 – кинематическая вязкость топлива при известной температуре, $\text{м}^2/\text{с}$; e – основание натурального логарифма равно

2,718282; t – температура, при которой определяли кинематическую вязкость топлива, $^{\circ}\text{C}$; t_0 – температура, при которой известна кинематическая вязкость топлива, $^{\circ}\text{C}$.

Таблица – Свойства дизельного топлива в зависимости от температуры

Температура (t), $^{\circ}\text{C}$	Плотность (ρ), $\text{кг}/\text{м}^3$	Кинематическая вязкость (ν), $\text{м}^2/\text{с}$	Утечка (Q), $\text{мм}^3/\text{мин}$
20	878,7	8,94	48,77
40	865,4	4,80	52,43
50	858,7	4,1	55,10
60	852,0	3,04	59,27
80	838,5	2,14	63,55
100	825,1	1,62	67,90

Результаты проведенных экспериментальных исследований показали, что плотность дизтоплива при комнатной температуре составляет $878 \text{ кг}/\text{м}^3$. По мере нагревания оно увеличивается в объеме, в результате чего плотность при температуре, например, 100°C , уменьшается на 6% (см. табл.).

Кинематическая вязкость дизельного топлива при температуре 20°C равна $8,94 \text{ м}^2/\text{с}$. С увеличением температуры до 50°C она снижается в 2,2 раза, а до 100°C – в 5,5 раза. В целом характер этого изменения с высокой степенью точности ($R^2=0,9943$) можно описать функцией $y=163,8x^{-0,93}$ (рис. 2).

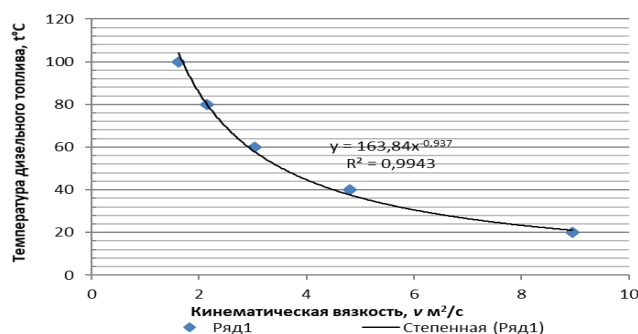


Рис. 2 – Зависимость изменения температуры дизельного топлива от кинематической вязкости

Число Рейнольдса есть отношение кинетической энергии потока к её потере, обусловленной работой сил вязкости на характерной длине. Оно определяет относительную роль инерции и вязкости среды при течении. При больших числах Рейнольдса основную роль играет инерция, а при малых – вязкость.

Согласно выражению (5) с уменьшением кинематической вязкости с $8,94$ при температуре 20°C до $1,62$ при температуре 100°C число Рейнольдса повышается в 5,5 раза, при температуре 50°C – в 2,2 раза.

Следовательно, согласно выражениям (1) или (6) утечка топлива через зазоры сопрягаемых поверхностей плунжерной пары при температуре 100°C будет больше, чем

при температуре 50°C в 1,38 раза.

Выводы. Модернизация системы питания, которая будет обеспечивать поддержание стабильной температуры дизельного топлива в пределах 50°C , дает возможность сохранять его смазочную способность постоянно и снижает утечку топлива между плунжером и втулкой в 1,38 раза, относительно работы при температуре 100°C . При сохранении смазочной способности углеводородного топлива в системе питания, рабочий процесс прецизионных элементов будет проходить с более низким уровнем износа, чем при существующей конструкции, что позволит повысить ресурс основных элементов топливного насоса высокого давления.

Литература

1. Габдрафиков Ф.З., Шарифуллин Ф.А. Повышение эффективности работы дизеля интенсификацией впрыскивания топлива // Механизация и электрификация сельского хозяйства 2013. № 5. С.30-31.
2. Минимизация утечек топлива в изношенных плунжерных парах смещением зон износа / В. Н. Гаврилов, А. М. Новиков, А. В. Семенов и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2019. Т. 14. № 4-2(56). С. 49-53.
3. Прогнозная оценка возможных значений давления впрыска топлива системы common rail / В. А. Иванов, А. В. Семенов, В. Н. Гаврилов и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2020. Т. 15. № 2 (58). С. 92-95.
4. Казаков Ю. Ф., Иванов В. А. Аналитическая оценка технического состояния плунжерных пар при комплектации их по гидроплотности // Вестник Казанского ГАУ. 2018. № 1 (48). С.138-142.
5. Астахов И. В. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И.Трусов и др. М.: Машиностроение, 1990. 287 с.
6. Голубков Л.Н., Савастенко А.А., Эмиль М.В. Топливные насосы высокого давления распределительного типа

- BoschVe, Лукас, Зексель, Ротодизель, НД. М.: Легион-Автодата, 2016. 184 с.
7. Надежность и ремонт машин / под ред. В.В. Курчаткина. М.: Колос, 2000. 776 с.
8. Eriksson L., Nielsen L. Modeling and Control of Engines and Drivelines. John Wiley Sons, 2014. P. 107-110.
9. Salykin E.A., Lipilin V.I., Skorobogatov A.A. Method of Fuel Injection in Small Diesel Engines Authorlinks open overlay panel // Procedia Engineering. 2017. Vol. 206. P. 1552-1557.
10. M.S. Stavljanin. Mathematical modeling and identification of the mathematical model parameters of diesel fuel injection systems // Vojnotehnicki glasnik. 2017. Vol. 65. No. 2. P. 421-441.
11. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / под ред. Т.М. Башта, С.С. Руднева, Б.Б. Некрасова, 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1982. 424 с.
12. Галиев, И. Г. Модернизация смазочной системы подшипника турбокомпрессора дизельного двигателя / И. Г. Галиев, Е. П. Парлюк, Б. Г. Зиганшин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2021. – Т. 16, № 3(63). – С. 67-71. – DOI 10.12737/2073-0462-2021-67-71.

Сведения об авторах:

Иванов Владимир Андреевич – кандидат технических наук, доцент кафедры технического сервиса, e-mail: Vladimir21VA@mail.ru
 Гаврилов Владислав Николаевич – кандидат сельскохозяйственных наук, доцент кафедры технического сервиса, e-mail: Gavrilovvlad21@yandex.ru
 Новиков Алексей Михайлович – кандидат технических наук, доцент кафедры технического сервиса, e-mail: novaml@mail.ru
 Семенов Александр Валерьевич – кандидат сельскохозяйственных наук, доцент кафедры технического сервиса, e-mail: s.alexander2011@yandex.ru
 Казаков Юрий Федорович – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов, e-mail: ura.kazakov@mail.ru
 Чувашский государственный аграрный университет, Чебоксары, Россия

POSSIBLE MEASURES TO EXTEND THE SERVICE LIFE OF DIESEL FUEL PUMP MAIN COMPONENTS
V. A. Ivanov, V. N. Gavrilov, A. M. Novikov, A. V. Semenov, Yu. F. Kazakov

Abstract. During the operation of a high-pressure fuel injection pump, the friction surfaces of the main elements are subjected to various mechanical, thermophysical and hydroabrasive effects, which increases the wear rate of precision elements and reduces the cyclic fuel supply through the cylinders. The purpose of the research is to increase the resource of the main elements of in-line high-pressure fuel pumps by modernizing the power supply system. The main factor affecting the performance of precision elements is the presence of carbovalt in hydrocarbon fuel, that is, mechanical impurities in the form of an abrasive that circulate throughout the entire circuit of the power supply system, can pass through the filter element and get into the junction of precision elements during the injection cycle, where they are pinched and abraded work surfaces. In addition to mechanical impurities, hydrocarbon fuels may contain surfactants such as sulfur, phosphorus, etc. Under certain conditions, this also accelerates the wear rate of friction pairs, especially at temperatures above 50°C. With an increase in temperature, the lubricity of hydrocarbon fuels decreases, since sulfur compounds are activated, which destroy the structured surface at the boundary of friction pairs. To reduce this effect, it is proposed to limit the increase in temperature in the diesel power system by installing a radiator with a fan. With temperature limitation in the diesel fuel system, the wear intensity will be lower, the viscosity will be consistently higher by 2 times or more, which will reduce fuel leakage in mating surfaces. The above analytical expressions indicate that the size of the fuel leakage depends on the Reynolds number. With an increase in viscosity, the Reynolds number decreases several times, while the consumption coefficient and fuel leakage through the gaps of the friction pairs are significantly reduced. The proposed measure makes it possible to preserve the lubricity of the fuel, reducing wear and increasing the service life of the main elements of the fuel injection pump.

Key words: fuel injection pump, hydrocarbon fuel, mechanical impurities, wear rate, precision element.

References

- Gabdrafikov FZ, Sharifullin FA. [Improving the efficiency of a diesel engine by intensifying fuel injection]. Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva 2013; 5. 30-31 p.
- Gavrilov VN, Novikov AM, Semenov AV. [Minimization of fuel leaks in worn plunger pairs by displacement of wear zones]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2019; Vol.14. 4-2(56). 49-53 p.
- Ivanov VA, Semenov AV, Gavrilov VN. [Predictive assessment of possible values of common rail fuel injection pressure]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2020; Vol.15. 2(58). 92-95 p.
- Kazakov YuF, Ivanov VA. [Analytical assessment of the technical condition of plunger pairs when they are assembled according to hydraulic density]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2018; 1 (48). 138-142 p.
- Astakhov IV, Golubkov LN, Trusov VI. Toplivnye sistemy i ekonomichnost' dizeley. [Fuel systems and efficiency of diesel engines]. Moscow: Mashinostroenie. 1990; 287 p.
- Golubkov LN, Savastenko AA, Emil' MV. Toplivnye nasosy vysokogo davleniya raspredelitel'nogo tipa BosshVe, Lukas, Zeksel', Rotodizel', ND. [Fuel pumps of a high pressure of the distributive type BoschVe, Lukas, Zeksel, Rotodizel, ND]. Moscow: Legion-Avtodata. 2016; 184 p.
- Kurchatkin VV. Nadezhnost' i remont mashin. [Reliability and repair of machines]. Moscow: Kolos. 2000; 776 p.
- Eriksson L, Nielsen L. Modeling and control of engines and drivelines. John Wiley Sons. 2014; 107-110 p.
- Salykin EA, Lipilin VI, Skorobogatov AA. Method of fuel injection in small diesel engines authorlinks open overlay panel. Procedia engineering. 2017; Vol.206. 1552-1557 p.
- Stavljanin MS. [Mathematical modeling and identification of the mathematical model parameters of diesel fuel injection systems]. Vojnotehnicki glasnik. 2017; Vol.65. 2. 421-441 p.
- Bashta TM, Rudnev SS, Nekrasov BB. Gidravlika, gidromashiny i gidropivody. [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic actuators]. Moscow: Mashinostroenie. 1982; 424 p.
- Galiev IG, Parlyuk EP, Ziganshin BG. [Modernization of the lubrication system of the turbocharger bearing of a diesel engine]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2021; Vol. 16. 3(63). 67-71 p. – DOI 10.12737/2073-0462-2021-67-71.

Authors:

Ivanov Vladimir Andreevich – Ph.D. of Technical sciences, Associate Professor of the Department of Technical Service, e-mail: Vladimir21VA@mail.ru
 Gavrilov Vladislav Nikolaevich – Ph.D. of Agricultural sciences, Associate Professor of the Department of Technical Service, e-mail: Gavrilovvlad21@yandex.ru
 Novikov Aleksey Mikhaylovich – Ph.D. of Technical sciences, Associate Professor of the Department of Technical Service, e-mail: novaml@mail.ru
 Semenov Aleksandr Valerievich – Ph.D. of Agricultural sciences, Associate Professor of the Department of Technical Service, e-mail: s.alexander2011@yandex.ru
 Kazakov Yuriy Fedorovich - Doctor of Technical sciences, Professor of department of transport technological machines and complexes, e-mail: ura.kazakov@mail.ru
 Chuvash state agricultural university, Cheboksary, Russia.