

**РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ
ТУРБОКОМПРЕССОРА НА ЕГО РАБОТОСПОСОБНОСТЬ****А.Р. Галимов, И.Г. Галиев, Б.Г. Зиганшин, Р.К. Хусайнов, А.А. Мухаметшин**

Реферат. Работоспособность подшипникового узла, обеспечивающего функционирование турбокомпрессора при разных частотах вращения его ротора, определяет надежность турбокомпрессора в целом. В связи с этим, состояние подшипникового узла определяет работоспособность всего турбокомпрессора. Цель исследований – обоснование параметра, определяющего работоспособность турбокомпрессора и сравнительная оценка изменения его состояния при штатной и индивидуальной системах смазки подшипникового узла. Основными факторами, влияющими на состояние подшипникового узла турбокомпрессора, а значит и на продолжительность вращения ротора по инерции после остановки двигателя, считают: зазор в подшипниковом узле, частоту вращения ротора турбокомпрессора перед остановкой двигателя и время падения давления в подшипниковом узле после остановки двигателя до нулевого значения. Для получения зависимостей, характеризующих их влияние на продолжительности вращения ротора турбокомпрессора по инерции в динамике, были проведены экспериментальные исследования при частоте вращения ротора перед остановкой двигателя 10000, 25000 и 40000 мин⁻¹. В исследованиях использовали автомобили со штатной и индивидуальной системой смазки подшипникового узла турбокомпрессора. Была сделана выборка данных по главной диагонали матрицы экспериментальных показателей. Отклонение расчетных значений, полученных с использованием выведенных зависимостей влияния зазора и времени падения давления в подшипниковом узле на продолжительность вращения ротора турбокомпрессора по инерции после остановки двигателя, от и фактических не превышает 3,5 %, что подтверждает их адекватность. По результатам сравнительного анализа продолжительности вращения ротора турбокомпрессора по инерции после остановки двигателя для вариантов комплектации со штатной и индивидуальной системы смазки подшипникового узла установлено, что она увеличивается соответственно с 45 с до 90 с. Следовательно, интенсивность износа подшипника в течении эксплуатации при использовании индивидуальной системы смазки может уменьшиться в 2 раза.

Ключевые слова: работоспособность турбокомпрессора, расход ресурса подшипника, функционирование турбокомпрессора, штатный режим смазывания.

Введение. Аграрное производство – один из основных секторов экономики страны, который постоянно нуждается в привлечении мобильных энергетических средств для выполнения технологических процессов в растениеводстве и животноводстве [1, 2, 3]. Наиболее перспективным способом удовлетворения потребности АПК в энергетических средствах можно считать повышение их единичной мощности [4, 5]. Решение этой задачи применительно к двигателям внутреннего сгорания связано с использованием турбокомпрессора. Такой подход получил широкое распространение, поскольку не требует изменения внутренних конструктивных параметров двигателя, при этом приводит к значительному (на 40... 50 %) увеличению его мощности. Однако недостаточная надежность турбокомпрессора приводит к снижению эффективности его использования, поскольку вызывает длительные простои техники, особенно в период напряженных производственных работ [6].

В результате исследований [7, 8] установлено, что с увеличением выработки техники возрастает количество отказов и, в конечном счете, продолжительность периода восстановления. Эксплуатационные показатели и надежность энергетических средств и самоходных машин напрямую зависят от условий и интенсивности нагрузок на двигатели, кото-

рые характеризуются частыми и резкими сменами режимов. Увеличение износа, ухудшение технико-экономических показателей и мощности двигателей связаны с частыми пусками и длительными остановками дизелей, кратковременными перегрузками, значительными периодами разгона и торможения.

Наиболее характерные отказы турбокомпрессоров в реальной эксплуатации – течь масла через уплотнители со стороны турбины и компрессора в связи с разбалансировкой вала ротора, заедание вала ротора в подшипниках скольжения из-за попаданием в пары трения продуктов обгорания масла и посторонних предметов, повышенный радиальный ход вала ротора и возможность касания лопастей турбины или компрессора корпуса вследствие износа подшипников скольжения (втулок).

Появлению отказов способствует инерционное вращение ротора турбокомпрессора после остановки двигателя в течении 20...30 с. При этом в связи с остановкой двигателя подача масла в подшипниковый узел прекращается уже в течении первых 5 с, что сопровождается и прекращением отвода тепла от подшипника [4, 6]. В этих условиях происходит резкое повышение температуры, при которой ухудшается качество смазочного материала. Размеры увеличения температуры зависят от режима

работы двигателя внутреннего сгорания перед его остановкой.

Режимы функционирования подшипникового узла при которых агрегат должен сохранять свою работоспособность, характеризуется следующими условиями работы двигателя: пуск в условиях масляного голодания; прогревание в зимнее время и, как правило, в условиях высокого давления масла в системе смазки; резкое изменение скоростных и температурных режимов; увеличенный зазор между парами трения в связи с износом подшипника, который приводит к разбалансировке ротора; резкое падение давления масла в подшипниковом узле турбокомпрессора ввиду отказа узлов и деталей, входящих в систему смазки [9].

В результате анализа статистических данных по основным отказам можно сделать вывод, что именно состояние его подшипникового узла, в первую очередь, определяет работоспособность всего турбокомпрессора [10]. Это объясняется тем, что сохранение устойчивости вращения ротора турбокомпрессора – одно из основных условий работоспособности как подшипникового узла, так и всего турбокомпрессора в целом.

Можно предположить, что обеспечить безотказность работы подшипников скольжения может только жидкостной режим смазывания в парах трения во всех скоростных диапазонах функционирования турбокомпрессора. Это открывает возможности для разделения пар трения подшипникового узла турбокомпрессора сплошным масляным слоем, уменьшения потерь на трение, устранения полужидкого и полусухого трения. Для обеспечения жидкостного режима смазывания предусмотрен зазор между подшипником и валом ротора турбокомпрессора, который в процессе эксплуатации, под влиянием условий функционирования, увеличивается.

Увеличение зазора в подшипниковом узле турбокомпрессора оказывает влияние на его штатный режим функционирования и сопровождается увеличением перемещения открытого конца ротора при вращении, нарушением режима смазывания, а значит и повышением износа. При дальнейшем развитии этого процесса, может происходить задевание турбинного или компрессорного колеса о корпус, что приводит к их разрушению.

Поскольку состояние подшипникового узла во многом определяет работоспособность всего турбокомпрессора, необходимо из множества параметров его состояния, меняющихся в процессе эксплуатации, выбрать такой, который бы давал возможность оценить работоспособность турбокомпрессора. Кроме того, измерение этого параметра состояния турбокомпрессора не должно влиять на эксплуатационную технологичность всего объекта.

Известно [6, 10], что в процессе эксплуатации из-за увеличения зазора в подшипниковом узле турбокомпрессора продолжительность вращения ротора по инерции после остановки

двигателя уменьшается с 35 до 7 с. Величина этого показателя, на наш взгляд, может служить диагностическим параметром состояния турбокомпрессора. Также можно предположить, что чем больше продолжительность вращения ротора турбокомпрессора по инерции после остановки двигателя, тем лучше условия функционирования подшипникового узла и всего турбокомпрессора.

Цель исследований – обоснование параметра, определяющего работоспособность турбокомпрессора и сравнительная оценка изменения состояния турбокомпрессоров со штатной и индивидуальной системой смазки подшипникового узла.

Условия, материалы и методы. Продолжительность вращения ротора турбокомпрессора по инерции после остановки двигателя определяют ряд факторов, зависимости от которых можно представить в следующем виде:

– от величины зазора в подшипниковом узле

$$t_b = f(\Delta) \quad (1)$$

где t_b – продолжительность вращения ротора турбокомпрессора по инерции, с;

Δ – величина зазора в подшипниковом узле, мкм.

– от частоты вращения ротора турбокомпрессора перед остановкой двигателя

$$t_b = f(n_p) \quad (2)$$

где n_p – частоты вращения ротора турбокомпрессора перед остановкой двигателя, мин⁻¹.

– от времени падения давления в подшипниковом узле до нулевого значения

$$t_b = f(t_o) \quad (3)$$

где t_o – время падения давления в подшипниковом узле до нулевого значения после остановки двигателя, с.

После определения зависимостей (1), (2), (3), общую формулу можно записать в виде суммы всех трех функций с учетом весомости каждого показателя.

Весомость параметров «изменение величины зазора в подшипниковом узле турбокомпрессора», «частота вращения ротора турбокомпрессора перед остановкой двигателя», «время падения давления в подшипниковом узле до нулевого значения после остановки двигателя» определяет степень их влияния на продолжительность вращения ротора турбокомпрессора по инерции.

Тогда общая формула зависимости продолжительности вращения ротора турбокомпрессора после остановки двигателя от перечисленных параметров будет выглядеть следующим образом:

$$t_b = \kappa_\Delta f(\Delta) + \kappa_n f(n_p) + \kappa_t f(t_o)$$

где κ_Δ – весомость показателя «изменение величины зазора в подшипниковом узле турбокомпрессора»;

k_n – весомость показателя «частота вращения ротора турбокомпрессора перед остановкой двигателя»;

k_t – весомость показателя «время падения давления в подшипниковом узле до нулевого значения после остановки двигателя».

При определении весомостей показателей следует провести регрессионный анализ, в связи с этим первичные данные необходимо представить в виде матрицы:

$$\begin{pmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} & \varphi_{13} & \dots & \varphi_{1j} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} & \varphi_{23} & \dots & \varphi_{2j} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \varphi_{i1} & \varphi_{i2} & \varphi_{i3} & \dots & \varphi_{ij} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} t_{b1} \\ t_{b2} \\ \dots \\ \dots \\ t_{bi} \end{pmatrix} \quad (5)$$

где t_{bi} – продолжительность вращения ротора турбокомпрессора по инерции после остановки двигателя для i -го наблюдения, с;

$j_{1j}, j_{2j}, \dots, j_{ij}$ – величина j -го показателя в i -ом наблюдении.

Далее выводится уравнение регрессии вида:

$$b_1 j_{1i} + b_2 j_{2i} + \dots + b_j j_{ji} = t_{bi}, \quad (6)$$

где b_i – коэффициенты регрессии i -х показателей.

Используя уравнение (6), можно определить степень влияния каждого параметра j_1, j_2, \dots, j_i на выходной показатель t_b :

$$k_i = \frac{\overline{\varphi_i b_i}}{\sum_{i=1}^m \overline{\varphi_i b_i}}, \quad \sum_{i=1}^m k_i = 1, \quad (7)$$

где k_i – весомость i -го показателя;

$\overline{\varphi_j}$ – среднеарифметическое значение i -го параметра.

Для определения весомостей показателей были проведены расчеты на ЭВМ [6].

Проверку адекватности полученных зависимостей осуществляли путем сравнения фактического значения продолжительности вращения ротора турбокомпрессора по инерции на другом автомобиле, который не участвовал в эксперименте, с расчетными значениями.

Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен опытный образец индивидуальной системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора с двигателем ЯМЗ на автомобиле КамАЗ [6]. Исследования выполняли при штатном режиме смазывания и с применением индивидуальной системы смазки подшипника. Для повышения достоверности результатов, замер каждого показателя проводил по три раза, после чего фиксировали среднее значение. В ходе проведения эксперимента замеряли зазор в подшипнике турбокомпрессора (методом взвешивания конца ротора относительно корпуса турбокомпрессора), время вращения ротора по инерции после остановки двигателя, время падения давления после остановки двигателя (путем изменения времени в ручном режиме, то есть

через фиксированное количество времени (10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 с) кран отвода смазочного материала от гидроаккумулятора перекрывался). Замер показателей осуществляли при проведении ТО-2 автомобиля в течении всего года. Для проведения исследований задавали три частоты вращения ротора турбокомпрессора перед остановкой двигателя: 40000 мин⁻¹, 25000 мин⁻¹ и 10000 мин⁻¹. Частоту вращения ротора турбокомпрессора определяли и контролировали фото-тахометром «УТ372».

Для получения зависимости, описывающей влияние величины зазора в подшипнике турбокомпрессора, времени падения давления в его системе смазки после остановки двигателя на изменение продолжительности вращения ротора турбокомпрессора по инерции в динамике была сделана выборка данных по главной диагонали матрицы экспериментальных показателей.

Результаты и обсуждение. Зависимости продолжительности вращения ротора турбокомпрессора по инерции при частоте вращения ротора перед остановкой двигателя 40000 мин⁻¹ от величины зазора в подшипнике турбокомпрессора и от времени падения давления в системе смазки турбокомпрессора после остановки двигателя будут иметь следующий вид:

$$t_{b40} = 2495,71 \cdot \Delta^{-0,881} \quad (8)$$

при коэффициенте корреляции и его ошибке соответственно $R_{\Delta}=0,66, m_{\Delta}=0,18$ [11];

$$t_{b40} = 28,89 + 6,31 t_p^{0,51} \quad (9)$$

при коэффициенте корреляции и его ошибке соответственно $R_r=0,62, m_r=0,12$ [11].

Степень влияния величины параметра «зазор в подшипниковом узле турбокомпрессора» на «продолжительность вращения ротора турбокомпрессора по инерции» равна 0,4, параметра «время падения давления в подшипниковом узле до нулевого значения после остановки двигателя» – 0,6.

С учетом указанных коэффициентов весомости уравнение влияния зазора и времени падения давления в подшипниковом узле турбокомпрессора на продолжительность вращения ротора по инерции при частоте вращения перед остановкой двигателя 40000 мин⁻¹ будет выглядеть следующим образом:

$$t_{b40} = 0,4 \cdot 2495,71 \cdot \Delta^{-0,881} + 0,6 \cdot (28,89 + 6,31 t_p^{0,51}) \quad (10)$$

$$t_{b40} = 17,33 + 1038,28 \Delta^{-0,881} + 3,78 t_p^{0,51} \quad (11)$$

Аналогичным образом были получены зависимости влияния зазора и времени падения давления в подшипниковом узле турбокомпрессора на продолжительность вращения ротора по инерции при частоте вращения перед остановкой двигателя 25000 мин⁻¹ и 10000 мин⁻¹ соответственно:

$$t_{b25} = \frac{109,1 + 6,98 t_p - \Delta(2,02 + 0,074 t_p - 0,01 \Delta - 0,0004 \Delta t_p)}{1,34 + 0,049 t_p} \quad (12)$$

$$t_{b10} = 2,62 + 5,83 t_p^{0,41} + 2554,88 \Delta^{-1,491} \quad (13)$$

При этом коэффициенты корреляции и их ошибки находились в допустимых границах. Отклонение между расчетными и фактическими значениями продолжительности вращения ротора турбокомпрессора по инерции не превышало 3,5 %.

При штатном режиме смазки подшипника и начальной частоте вращения ротора турбокомпрессора 40000 мин⁻¹ продолжительность вращения ротора турбокомпрессора по инерции в течении эксплуатации менялась от 65,3 до 48,3 с. Это объясняется тем, что время падения давления при штатном режиме смазывания подшипника турбокомпрессора после остановки двигателя составляет 4...6 с, далее в течении 60 с ротор вращается без смазочного материала. В этот период температура в подшипниковом узле резко повышается, что служит причиной полной потери вязкости масла и возникновению полусухого трения. Кроме того, резкое повышение температуры – причина закоксования масла. В виду наличия общей системы смазки турбокомпрессора с двигателем, в течении эксплуатации, качество смазочного материала снижается, что приводит к повышению износа подшипника турбокомпрессора.

При индивидуальной системе смазки подшипникового узла и начальной частоте вращения ротора 40000 мин⁻¹ время выбега в течении эксплуатации менялось от 91,9 до 87,9 с. Это объясняется наличием в конструкции системы смазки турбокомпрессора гидроаккумулятора, который обеспечивает подачу масла в

течении 90 с после остановки двигателя, а индивидуальная система смазки предполагает подачу в подшипниковый узел турбокомпрессора качественного смазочного материала.

Аналогичные результаты получены для продолжительности вращения ротора турбокомпрессора по инерции при частоте вращения перед остановкой двигателя 25000 мин⁻¹ и 10000 мин⁻¹.

Выводы. Основным показателем работоспособности турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания может служить продолжительность вращения его ротора по инерции после остановки двигателя. Выведены зависимости продолжительности вращения ротора турбокомпрессора по инерции после остановки двигателя от величины зазора в подшипнике и времени падения давления в подшипниковом узле при частоте вращения ротора перед остановкой 10000, 25000 и 40000 мин⁻¹. Отклонение расчетных значений, полученных с их использованием, от фактических не превышает 3,5 %, что подтверждает адекватность указанных зависимостей. Результаты сравнительного анализа продолжительности вращения ротора турбокомпрессора по инерции для штатной и индивидуальной системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора свидетельствуют, что она увеличивается соответственно с 45 с до 90 с. Это дает основание считать, что при использовании индивидуальной системы смазки интенсивность износа подшипника в течении эксплуатации уменьшится в 2 раза.

Литература

1. Анализ технических решений в оптимизации условий содержания молочного скота при строительстве и реконструкции животноводческих ферм / Б. Г. Зиганшин, Р. Р. Шайдуллин, А. Р. Валиев и др. // Вестник Казанского ГАУ. 2018. №2(49). С. 138–143. doi: 10.12737/ISSN.2073-0463.
2. Исследование конструктивных параметров модернизированного горизонтального смесителя / П. А. Савиных, Н. В. Турубанов, Д. А. Зырянов и др. // Вестник Казанского ГАУ. 2017. №4(46). С. 83–84. doi: 10.12737/ISSN.2073-0463.
3. Обоснование оптимального уровня эксплуатации тракторов в аграрном производстве / Р. К. Хусаинов, Ф. З. Габдрафиков, Д. Н. Мухаметзянов и др. // Вестник Казанского ГАУ. 2019. Т. 14. № 4-2 (56). С. 91–95.
4. Бурцев А. Ю. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания // Материалы III междунар. науч.-техн. конф. «Достижения науки – агропромышленному производству». Челябинск: ЧГАА, 2013. С. 28–34.
5. Гриценко А. В., Плаксин А. М., Бурцев А. Ю. Исследования выбега ротора турбокомпрессора ТКР-11 // Агропродовольственная политика России. 2015. № 1 (13). С. 52–55.
6. Галиев И. Г., Хафизов К. А., Халиуллин Ф. Х. Модернизация системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного двигателя // Вестник Казанского ГАУ. 2019. Т. 14. № 1 (52). С. 71–76.
7. Галиев И. Г., Мухаметшин А. А. Результаты по обоснованию влияния остаточного ресурса на надежность агрегатов и систем трактора // Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2010. № 2 (17). С. 66–67.
8. Хусаинов Р. К. Результаты определения оптимальных значений межремонтных наработок тракторов в аграрном производстве с учетом уровня их эксплуатации // Вестник Казанского ГАУ. 2016. Т. 11. № 2 (40). С. 87–90.
9. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла / А. Т. Кулаков, Р. Ф. Калимуллин, С. Ю. Коваленко и др. // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Машиностроение. 2015. Том 15. №3. С. 18–27.
10. Денисов А. С., Коркин А. А. Оптимизация параметров гидроаккумулятора масла для турбокомпрессора // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: сб. науч. трудов. Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т., 2010. С. 21–27.
11. Крастинь О. П. Методы анализа регрессий и корреляций. Рига: ЦСУ СМ Латвийской ССР, 1970. 347 с.

Сведения об авторах

Галимов Айнуэр Робертович – аспирант кафедры эксплуатации и ремонт машин, e-mail: fmarat1974@mail.ru
 Галиев Ильгиз Гакифович – доктор технических наук, профессор кафедры «Эксплуатация и ремонт машин», e-mail: drGali@mail.ru

Зиганшин Булат Гусманович – доктор технических наук, профессор РАН, профессор кафедры машины и оборудование в агробизнесе, e-mail: zigan.66@mail.ru

Хусаинов Раиль Камилевич – кандидат технических наук, доцент кафедры машин и оборудования в агро-

бизнесе, e-mail: rail-1312@mail.ru.

Мухаметшин Альберт Ахатович – кандидат технических наук, директор МУП г. Казани "ПАТП № 2",

e-mail: кратр-2@yandex.ru

Казанский государственный аграрный университет, Республика Татарстан, г. Казань

THE RESULTS OF THE STUDY OF THE INFLUENCE OF THE OPERATING CONDITIONS OF THE TURBOCHARGER ON ITS PERFORMANCE

A.R. Galimov, B.G. Ziganshin, I.G. Galiev, R.K. Khusainov, A.A. Mukhametshin

Abstract. The operability of the bearing assembly, which ensures the operation of the turbocharger at different speeds of its rotor, determines the reliability of the turbocharger as a whole. In this regard, the condition of the turbocharger bearing assembly determines the performance of the entire turbocharger. The purpose of the research is to justify the parameter that determines the performance of the turbocharger and a comparative assessment of changes in the state of turbochargers with a standard lubrication system and when using individual bearing assembly lubrication systems. The main factors affecting the state of the turbocharger bearing assembly, and hence the length of the rotor rotation by inertia after the engine stops, are considered to be: the increase in the clearance in the bearing assembly, the speed of rotation of the turbocharger rotor before the engine stops, and the time of pressure drop in the bearing assembly to zero after the engine stops. To obtain dependences describing the effect of the gap in the turbocharger bearing, the time of pressure drop in its lubrication system after the engine stops, and the change in the duration of rotation of the turbocharger rotor by inertia in dynamics, we conducted experimental studies. The experiment involved vehicles with a standard lubrication system and with an individual lubrication system for the turbocharger bearing assembly. The data was sample along the main diagonal of the matrix of experimental indicators. The dependences of the effect of the gap and the time of pressure drop in the bearing assembly on the duration of rotation of the rotor of the turbocharger by inertia after stopping the engine, at the speed of rotation of the rotor before stopping the engine 10000, 25000 and 40000 min⁻¹ are obtained. A comparative analysis of this indicator is given for turbochargers with a standard and individual lubrication system of the bearing assembly, which shows that the duration of rotation of the rotor by inertia increases from 45 s (standard lubrication mode) to 90 s (with an individual lubrication system). This gives us reason to believe that the wear rate of the bearing will decrease by half during operation.

Key words: the efficiency of the turbocharger, the consumption of bearing life, the functioning of the turbocharger, the current regime of lubrication.

References

1. Ziganshin BG, Shaidullin RR, Valiev AR. [Analysis of technical solutions in optimizing the conditions for keeping dairy cattle during the construction and reconstruction of livestock farms]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2018; 2 (49): 138-143 p. doi: 10.12737/ISSN.2073-0463.
2. Savinykh PA, Turubanov NV, Zyryanov DA. [Investigation of the design parameters of the modernized horizontal mixer]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2017; 4 (46): 83-84 p. doi: 10.12737/ISSN.2073-0463.
3. Khusainov RK, Gabdrifikov FZ, Mukhametzyanov DN. [Substantiation of the optimal level of operation of tractors in agricultural production]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2019; Vol.14; 4-2 (56): 91-95 p.
4. Burtsev AYU. Povyshenie ekspluatatsionnoi nadezhnosti turbokom-pressorov dvigatelei vnutrennego sgoraniya. Materialy III mezhdunar. nauch.-tekh. konf. "Dostizheniya nauki – agropromyshlennomu proizvodstvu". [Improving the operational reliability of turbochargers of internal combustion engines. Proceedings of III International scientific and technical conference "Achievements of science - agroindustrial production"]. Chelyabinsk: ChGAA. 2013: 28-34 p.
5. Gritsenko AV, Plaksin AM, Burtsev AYU. [Studies of the rundown of the rotor of the turbocompressor TKR-11]. Agroproduktivnaya politika Rossii. 2015; 1 (13): 52-55 p.
6. Galiev IG, Khafizov KA, Khaliullin FK. [Modernization of the lubrication system of the bearing unit of the turbocharger of an autotractor engine]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2019; Vol.14; 1 (52): 71-76 p.
7. Galiev IG, Mukhametshin AA. [Results on substantiation of the influence of residual resource on reliability of tractor units and systems]. Agrarnaya nauka Evro-Severo-Vostoka. 2010; 2 (17): 66-67 p.
8. Khusainov RK. [Results of determining the optimal values of inter-repair operating time of tractors in agricultural production taking into account the level of their operation]. Vestnik Kazanskogo GAU. 2016; Vol. 11; 2 (40): 87-90 p.
9. Kulakov AT, Kalimullin RF, Kovalenko SYu. [Improving the reliability of turbochargers of automotive engines by improving the lubrication of the bearing assembly]. Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya Mashinostroenie. 2015; Vol.15; 3: 18-27 p.
10. Denisov AS, Korkin AA. Optimizatsiya parametrov gidroakkumulyatora masla dlya turbokompressora. Sovershenstvovanie tekhnologii i organizatsii obespecheniya rabotosposobnosti mashin: sb. nauch. trudov. [Optimization of the parameters of the oil accumulator for the turbocharger. Improvement of technologies and organization of ensuring the operability of machines: collection of articles of scientific works]. Saratov: Sarat. gos. tekhn. un-t. 2010: 21-27 p.
11. Krastin' OP. Metody analiza regressii i korrelyatsii. [Methods of analysis of regressions and correlations]. Riga: TsSU SM Latvviiskoi SSR. 1970: 347 p.

Authors:

Galimov Aimur Robertovich – postgraduate student of the department «Operation and repair of machines», fmarat1974@mail.ru
Galiev Ilgiz Gakifovich – Doctor of Technical sciences, Professor of Operation and repair of machines Department , e-mail: drGali@mail.ru

Ziganshin Bulat Gusmanovich – Doktor of technical sciences, professor of RAS, professor the chair «Machinery and equipment in agribusiness», e-mail: zigan.66@mail.ru

Husainov Rail Kamilevich – Ph.D. of Technical sciences, associate professor of «Machinery and Equipment in Agribusiness Department», rail-1312@mail.ru

Mukhametshin Albert Akhatovich – Ph.D. of Technical Sciences, e-mail: drgali@mail.ru
Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia