

**МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА  
ТУРБОКОМПРЕССОРА АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ****Галиев И.Г., Хафизов К.А., Халиуллин Ф.Х.**

**Реферат.** Технически приемлемым решением проблемы увеличения мощности, является использование нагнетателя (компрессора). Это означает, что подающийся в двигатель воздух сжимают перед его впуском в камеру сгорания, т.е. компрессор обеспечивает подачу необходимого количества воздуха, достаточного для полного сгорания увеличенной дозы топлива. Следовательно, при прежнем рабочем объеме камеры сгорания двигателя и тех же оборотах мы получаем большую мощность, а конструктивным решением для достижения этой цели является применение турбокомпрессора. Однако, в силу напряжённости режима работы турбокомпрессоров при резком изменении частоты вращения коленчатого вала и нагрузочных показателей во время эксплуатации техники (количество оборотов ротора меняется от 30000 мин<sup>-1</sup> до 120000 мин<sup>-1</sup>, температура выхлопных газов достигает 750<sup>0</sup>С) требуется обеспечение эффективной смазкой подшипников его ротора. В связи с этим в системе смазки подшипникового узла конструктивно был предусмотрен гидроаккумулятор мембранного типа. В статье приведена конструктивная схема соединения гидроаккумулятора в системе смазки подшипникового узла турбокомпрессора, представлены фотографии экспериментальной установки для подтверждения эффективности данного конструктивного решения. Эксперимент проводился после остановки двигателя, работающего в режимах максимального, среднего и минимального оборотов коленчатого вала, при этом замерялись время выбега ротора турбокомпрессора и падение давления в системе смазки подшипникового узла турбокомпрессора с момента остановки двигателя. Выявлено, что установка гидроаккумулятора в системе смазки подшипникового узла турбокомпрессора позволит обеспечить масляную подпитку подшипников при резком сокращении оборотов коленчатого вала во время перегрузок двигателя, что подтверждается увеличением выбега ротора турбокомпрессора на 30...40 %, при этом штатные параметры подачи и давления масла сохраняются.

**Ключевые слова:** турбокомпрессор, подшипниковый узел, система смазки, гидроаккумулятор.

**Введение.** Турбокомпрессор применяется не только с целью повышения мощностных характеристик двигателей внутреннего сгорания (ДВС), но и для увеличения технико-экономических показателей и улучшения экологических свойств при эксплуатации тракторов, самоходных комбайнов, автомобилей и др. [1, 2, 3, 4, 5]. Однако, в связи с особыми условиями работы турбокомпрессоров, а именно, часто меняется обороты коленчатого вала двигателя и нагрузочные показатели во время эксплуатации техники, частота вращения ротора турбокомпрессора меняется в пределах 40...170 тыс. оборотов в минуту, температура выхлопных газов - 650...700 °С, требует обеспечения эффективной смазки подшипников ротора турбокомпрессора [6, 7]. Штатная, последовательная схема системы смазки ДВС не обеспечивает в достаточной мере, отвод тепла от деталей турбокомпрессора, что в свою очередь не исключает износ его ротора и подшипников.

Основные труды ведущих ученых в данной области исследований направлены на совершенствование процесса смазки подшипников ротора турбокомпрессора изменением конструкции сопрягаемых деталей, технологических схем подачи масла к ним и снижение теплонапряженности [10, 11].

Эффективность этих решений доказана при использовании автомобилей и железнодорожных локомотивов. Однако при эксплуатации тракторов, самоходных комбайнов в сельском хозяйстве периодическое изменение нагрузочных и скоростных режимов ДВС, а также в связи с периферией расположения турбокомпрессора и совмещенной системой смазки, штатный режим смазки и подача масла к подшипникам не обеспечивается.

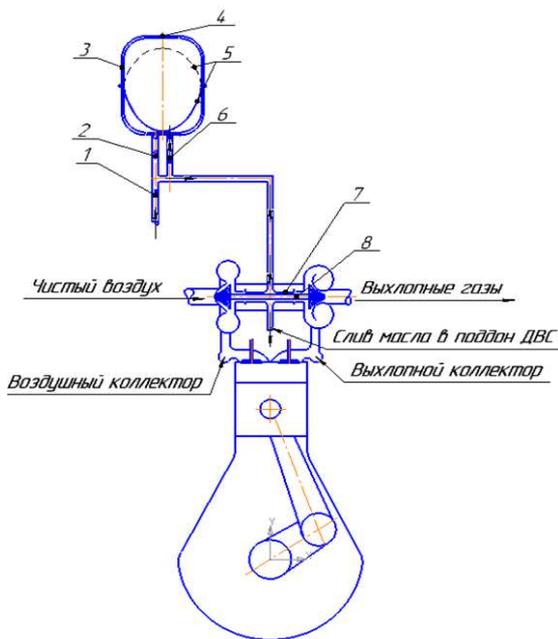
Основными причинами ухудшения надежности функционирования турбокомпрессоров являются снижение объема подачи и давления масла в подшипниковом узле турбокомпрессора в ситуации резкого сокращения оборотов коленчатого вала двигателя, его остановке при перегрузках, а также при запуске, особенно в холодное время [8, 9].

Исходя из вышеизложенного, к основным недостаткам применения турбокомпрессоров можно отнести следующие: низкая надежность при эксплуатации (количество отказов на долю турбокомпрессора от общих отказов ДВС, составляет от 7 до 30 %); высокая стоимость турбокомпрессора (от 10000 до 80000 р.); ресурсоемкий ремонт, который обуславливается высокой трудоемкостью ремонта и значительным временем простоя МТА из-за неисправности турбокомпрессоров [11, 12, 13].

**Условия, материалы и методы исследований.** Повышение работоспособности и безотказности турбокомпрессоров связано с модернизацией системы смазки подшипникового узла. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: предложить конструктивное решение усовершенствованной системы смазки подшипникового узла; установить закономерности изменения параметров процесса смазки подшипников, продолжительности выбега ротора турбокомпрессора с режимами работы ДВС и усовершенствованной смазочной системы.

Для обеспечения требуемого режима смазки подшипников турбокомпрессоров и снижения теплонапряженности деталей при перегрузках двигателей внутреннего сгорания техники нами разработана усовершенствованная система смазки подшипника турбокомпрессора, где, конструктивно, в штатную систему смазки включен гидроаккумулятор (рисунок 1). Гидроаккумулятор обеспечивает подпитку подшипников турбокомпрессора маслом в процессе штатной работы, а также при выбеге.

Усовершенствованная система смазки подшипника турбокомпрессора работает следующим образом. После запуска двигателя, под давлением открывается обратный клапан



- 1 – обратный клапан системы смазки турбокомпрессора;
- 2 – обратный клапан зарядки гидроаккумулятора;
- 3 – мембранный гидроаккумулятор;
- 4 – штуцер для регулирования давления над мембраной;
- 5 – мембрана гидроаккумулятора;
- 6 – обратный клапан разрядки гидроаккумулятора;
- 7 – подшипниковый узел турбокомпрессора;
- 8 – вал турбокомпрессора.

Рисунок 1 – Схема соединения гидроаккумулятора в системе смазки подшипникового узла турбокомпрессора.

1, масло начинает поступать в подшипник 7. При достижении давления масла в магистрали штатного давления открывается обратный клапан 2, тем самым обеспечивается заряд гидроаккумулятора 3. После остановки двигателя давление масла в магистрали снижается, при этом открывается обратный клапан 6, смазочный материал начинает поступать из гидроаккумулятора 3 в подшипник турбокомпрессора 7 до полной остановки вала турбокомпрессора 8.

Для проверки эффективности, предложенной нами конструктивных решений и оценки влияния изменений, внесенных в штатную систему смазки турбокомпрессора, были проведены экспериментальные исследования в лабораторных условиях кафедры «Эксплуатация и ремонт машин».

Рабочие параметры гидроаккумулятора выбираются таким образом, чтобы при минимальном конструктивном его объеме и заданном перепаде (диапазоне) рабочего давления ( $P_{max} - P_{min}$ ) была достигнута максимальная полезная емкость аккумулятора.

При расчете объемных параметров гидроаккумулятора задаются значения минимального и максимального рабочих давлений, а также полезная емкость аккумулятора. Общий (конструктивный) объем определяется из соотношения:

$$\frac{V_n}{V_k} = \frac{P_n^{1/n}}{P_{min}} - \frac{P_n^{1/n}}{P_{max}}, \quad (1)$$

где:  $V_k$  – общий объем,  $m^3$ ;  $V_n$  – полезный объем жидкости, вытесненный из гидроаккумулятора от  $P_{max}$  до  $P_{min}$ ,  $m^3$  и  $1 =$  (изотермический закон);  $P_{max}$ ,  $P_{min}$  – максимальное и минимальное давления, МПа.

$$P_{max} = (1,2 \dots 2) \cdot P_{min} \quad (2)$$

$$P_{max} = 2 \cdot 2 = 4.$$

$$P_n = 0,9 \cdot P_{min} \quad (3)$$

$$P_n = 0,9 \cdot 2 = 1,8.$$

По статистическим данным полезный объем жидкости, вытесненный из гидроаккумулятора от  $P_{max}$  до  $P_{min}$  0,015 - 0,002  $m^3$ .

$$V_k = \frac{V_n}{\frac{P_n^{1/n}}{P_{min}} - \frac{P_n^{1/n}}{P_{max}}} \quad (4)$$

$$V_k = \frac{0,002}{0,9 - 0,45} = 0,004$$

Объем газовой камеры определяется по формуле:

$$\frac{V_n}{V_r} = \left( \frac{P_{max}}{P_{min}} \right)^{1/n} - 1, \text{ при } n=1. \quad (5)$$

$$V_r = \frac{V_n}{\left(\frac{P_{max}}{P_{min}}\right)^{1/n} - 1} \quad (6)$$

$$V_r = \frac{0,002}{\frac{4}{2} - 1} = 0,002$$

Радиус шара равен:

$$V_k = \frac{4}{3} \pi R^3 \quad (7)$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{3V_k}{4\pi}} \quad (8)$$

$$R = \sqrt[3]{0,04511} = 0,3562 \text{ (м)}$$

Радиус шарового гидроаккумулятора принимаем 0,36 м.

При выборе толщины стенки гидроаккумулятора учитываем требования прочности, жесткости и технологичности. За расчетное разрушающее внутреннее давление принимаем:

$$P_p = f \cdot P_{max} \quad (9)$$

где:  $f$  – коэффициент безопасности,  $f=2$ .

$$P_p = 2 \cdot 4 = 8 \text{ (МПа)}$$

Толщину стенки из условия прочности найдем по формуле:

$$S = \frac{P_p D}{4\sigma} \quad (10)$$

где  $\sigma$  – предел прочности, для стали 30ХГСА  $\sigma=850$  МПа.

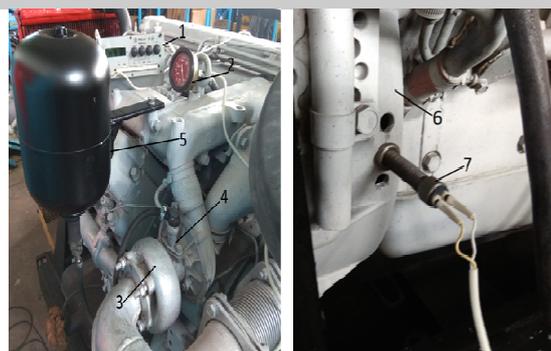
$$S = \frac{8 \cdot 36}{4 \cdot 850} = 0,084$$

Толщину стенки гидроаккумулятора принимаем 0,9 мм.

Установка для проведения экспериментальных исследований была собрана в лаборатории кафедры «Эксплуатация и ремонт машин» (рисунок 2). Испытательный стенд укомплектован необходимым оборудованием и приборами, точность которых соответствует ГОСТ 14846-81.

Измерительное оборудование комплекса позволяет проводить измерение следующих параметров работы турбокомпрессора: давления масла в системе смазки турбокомпрессора; давления масла в гидроаккумуляторе; температуры масла в системе смазки турбокомпрессора; времени выбега ротора турбокомпрессора.

Время выбега ротора ТКР при штатной остановке ДВС, резком снижении оборотов коленчатого вала в результате перегрузки ДВС, моделировании заглохания ДВС со штатной системой функционирования ТКР, а также при применении гидроаккумулятора для установления закономерностей изменения



1 – блок от ИМДЦ; 2 – манометр; 3 – турбокомпрессор; 4 – подшипниковый узел турбокомпрессора; 5 – гидроаккумулятор; 6 – картер маховика; 7 – датчик оборотов маховика ДВС.

Рисунок 2 – Лабораторная установка для проведения эксперимента

продолжительности выбега и его взаимосвязи с конструктивными и режимными параметрами работы гидроаккумулятора осуществлялось с помощью измерительных приборов автостетаскопа и секундомера. Обороты двигателя измерялись при помощи блока от ИМДЦ.

При проведении испытаний привод турбокомпрессора осуществлялся от выхлопных газов ДВС, дизельный двигатель КамАЗ-740 работал на дизельном топливе Л-02-40 ГОСТ 305, в системе смазки турбокомпрессора было использовано масло Лукойл Люкс Турбо Дизель SAE 10W-40 API.

Двигатель запускался и прогревался до рабочей температуры. Поскольку турбокомпрессоры установлены на ДВС, управление оборотами ротора турбокомпрессора осуществлялось с помощью изменения частоты вращения самого двигателя от минимальных до максимальных значений и производили остановку двигателя:

1) в штатном режиме (без применения гидроаккумулятора);

2) с применением гидроаккумулятора.

Для создания условий, близких к условиям реальной эксплуатации турбокомпрессоров, соблюдались вышеперечисленные условия.

До проведения эксперимента был проведен замер основных рабочих параметров турбокомпрессора ТКР-11Н2, представленные в табл. 1.

**Анализ и обсуждение результатов исследований.** При проведении лабораторных исследований в штатном режиме смазывания подшипникового узла и после включения в систему смазки гидроаккумулятора, замерялись давление масла в системе смазки турбокомпрессора в зависимости от длительности выбега его ротора после остановки двигателя, работающего на максимальных, средних и минимальных оборотах.

В результате совместной математической

Таблица 1 – Рабочие параметры турбокомпрессора ТКР-11Н2

Обороты двигателя, мин <sup>-1</sup>	2700	2350	2000	1650	1300	950	600
Степень повышения давления	1,43	1,36	1,29	1,22	1,15	1,08	1,0

обработки падения давления в системе смазки турбокомпрессора после остановки ДВС и времени выбега ротора турбокомпрессора получены зависимости:

- остановка ДВС при  $n_o=2700$  мин<sup>-1</sup>.

$$P = \frac{1}{0,386 \cdot t - 1,5} \quad (11)$$

(коэффициент корреляции  $R_p=0,468$  и ошибка  $m_R=0,151$ )

- остановка ДВС при  $n_o=1650$  мин<sup>-1</sup>

$$P = 0,35 - 0,014 \cdot t + 1,46 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 \quad (12)$$

(коэффициент корреляции  $R_p=0,521$  и ошибка  $m_R=0,194$ )

- остановка ДВС при  $n_o=670$  мин<sup>-1</sup>

$$P = 0,262 - 0,035 \cdot t^{0,51} \quad (13)$$

(коэффициент корреляции  $R_p=0,544$  и ошибка  $m_R=0,124$ ).

Теснота связи в зависимостях (11, 12, 13) определена коэффициентом корреляции  $R$ . Значимость коэффициента оценивается показателем ошибки коэффициента корреляции  $m_R$  из следующего условия [14]:

$$R > 3 \cdot m_R \quad (14)$$

В результате лабораторных исследований выяснилось, что во всех трех случаях в штатном режиме смазывания подшипникового узла уже на 10-й секунде времени выбега ротора турбокомпрессора давление в центральной масляной магистрали и перед подшипником ротора турбокомпрессора равно 0. Следовательно, любой из вариантов выбега ротора турбокомпрессора, со значительной долей вероятности, будет осуществляться в режиме полужидкостного или сухого трения. Однако при использовании гидроаккумулятора в системе смазки подшипников турбокомпрессора, в соответствии с формулами (11, 12, 13), давление поддерживается до 65-й секунды выбега и составляет при этом 0,04 МПа (при  $n_o=2700$  мин<sup>-1</sup>), до 40-й секунды выбега и со-

ставляет при этом 0,04 МПа (при  $n_o=1600$  мин<sup>-1</sup>), до 30-й секунды выбега и составляет при этом 0,04 МПа (при  $n_o=670$  мин<sup>-1</sup>).

Время штатного выбега ротора турбокомпрессора, для трех режимов остановки двигателя, составляет соответственно 40, 35 и 20 секунд, а давление перед подшипником ротора турбокомпрессора уже к 10-й секунде равно 0. Установка же в систему смазки подшипника ротора турбокомпрессора гидроаккумулятора приводит к увеличению времени выбега, которое составляет 65 секунд.

**Выводы.** Для обеспечения требуемого режима смазки подшипников турбокомпрессоров и снижения теплонапряженности деталей при перегрузках двигателей внутреннего сгорания техники разработана усовершенствованная система смазки подшипника турбокомпрессора.

Установлены закономерности изменения параметров процесса смазки подшипников, продолжительности выбега ротора турбокомпрессора с режимами работы ДВС и усовершенствованной смазочной системы. Откуда видно, что давление поддерживается до 65-й секунды выбега при  $n_o=2700$  мин<sup>-1</sup>, до 40-й секунды выбега при  $n_o=1600$  мин<sup>-1</sup>, до 30-й секунды выбега при  $n_o=670$  мин<sup>-1</sup> и составляет при этом 0,04 МПа.

Выявлено, что при установке гидроаккумулятора в системе смазки подшипникового узла турбокомпрессора позволит обеспечить масляную подпитку подшипников при резком сокращении оборотов коленчатого вала во время перегрузок двигателя, что подтверждается увеличением выбега ротора турбокомпрессора на 30...40 %, при этом штатные параметры подачи и давления масла сохраняются.

Достоверность выводов и рекомендаций в работе обоснованы и базируются на результатах математического и имитационного моделирования, статистической обработки экспериментальных материалов, полученных с применением современного и сертифицированного оборудования.

#### Литература

1. Хафизов К.А., Хафизов Р.Н., Адигамов Н.Р. Основные направления развития технического сервиса в АПК Татарстана // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2014. Т. 9. № 4 (34). С. 95-102.
2. Шириязданов Р.Р., Халиуллин Ф.Х. Оценка эффективности регуляторов топливных насосов высокого давления механического типа // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 10. С. 38-39.
3. Халиуллин Ф.Х., Медведев В.М. Операторная форма решения уравнений для модели энергетических установок мобильных машин // Вестник Казанского ГАУ. 2014. Т. 9. № 2 (32). С. 75-77.

4. Халиуллин Ф.Х., Медведев В.М., Шириязданов Р.Р. Математическая модель определения эксплуатационных показателей энергетических установок мобильных машин в неустановившихся режимах работы // Вестник Казанского ГАУ. 2015. Т. 10. № 1 (35). С. 71-74.
5. Хафизов К.А., Халиуллин Ф.Х. Пути повышения эффективности использования машинно-тракторных агрегатов // Техника и оборудование для села. 2015. № 10. С. 20-22.
6. Khafizov R.N., Khafizov K.A, Nurmiev A.A., Galiev I.G. Optimization of main parameters of tractor and unit for seeding cereal crops with regards to their impact on crop productivity //17th International Scientific Conference Engineering for rural development Proceedings, Volume 17 May 23-25, 2018 P. 168-175
7. Галиев И.Г., Хусаинов Р.К. Оценка условий функционирования тракторов в аграрном производстве // Техника и оборудование для села. 2015. № 10. С. 13-15
8. Галиев И.Г., Мухаметшин А.А., Исаков И.Р., Шамсутдинов А.Р. Управление работоспособностью техники с учетом условий аграрного производства // Вестник Казанского ГАУ. 2010. Т. 5. № 3 (17). С. 86-88.
9. Галиев И.Г., Дардымов В.И., Малыгин В.Н. Классификация факторов, влияющих на работоспособность турбокомпрессоров двигателей // Условия развития сельского хозяйства в условиях глобального риска. Материалы научно-практической конференции – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2016 – 608 с.
10. Бурцев А. Ю. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания // Материалы III междунар. науч.- техн. конф. «Достижения науки - агропромышленному производству» под ред. д. т. н. Н. С. Сергеева. Челябинск, 2013. С. 28-34.
11. Плаксин А. М. [и др.] Продление срока службы турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора в системе смазки // Фундаментальные исследования. 2014. № 6. Ч. 4. С. 728-732.
12. Халиуллин Ф.Х., Галиев И.Г. Учет условий эксплуатации автотранспортных средств при определении нормативов технической эксплуатации // Вестник Казанского ГАУ. 2011. Т. 6. № 2 (20). С. 106-108.
13. Совенков В.А., Адигамов Н.Р. Восстановление изношенных рабочих поверхностей цилиндров и плунжеров аксиально-плунжерных гидравлических насосов // Вестник Казанского ГАУ. 2013. Т. 8. № 1 (27). С. 67-69.
14. Крастинь О.П. Методы анализа регрессий и корреляций. Рига: ЦСУ СМ Латвийской ССР, 1970. 347 с.

**Сведения об авторах:**

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

Хафизов Камиль Абдулхакович – доктор технических наук, профессор кафедры «Тракторы, автомобили и энергетические установки», e-mail: fts-kgau@mail.ru

Халиуллин Фарит Ханафиевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Тракторы, автомобили и энергетические установки», e-mail: khaliullin\_kgau\_taeu@mail.ru

ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет», г. Казань, Россия.

**MODERNIZATION THE SYSTEM OF BEARING UNITS LUBRICATION OF A TURBO COMPRESSOR OF THE TRACTOR ENGINE**

**Galiev I.G., Khafizov K.A., Khaliullin F.Kh.**

**Abstract.** A technically acceptable solution to the problem of increasing power is the use of a supercharger (compressor). This means that the air entering the engine is compressed before it enters the combustion chamber, i.e. the compressor provides the necessary amount of air, sufficient for complete combustion of the increased dose of fuel. Consequently, with the previous working volume of the engine combustion chamber and the same revolutions, we get more power, and the use of a turbocharger is a constructive solution to achieve this goal. However, due to the intensity of the operating mode of the turbochargers with a sharp change in the crankshaft rotation speed and load parameters during operation of the equipment (the rotor speed varies from 30,000 min<sup>-1</sup> to 120,000 min<sup>-1</sup>, the exhaust gas temperature reaches 7500C) it requires effective lubrication of its bearings rotor. In this regard, in the lubrication system of the bearing assembly, a hydroaccumulator of membrane type was structurally provided. The article presents a constructive scheme of the connection of the hydroaccumulator in the lubrication system of the bearing pin of the turbocharger, presents photographs of the experimental setup to confirm the effectiveness of this design solution. The experiment was carried out after the engine stopped, operating at maximum, average and minimum crankshaft speeds, and the rundown time of the turbocharger rotor and pressure drop in the lubrication system of the turbocharger bearing assembly were measured from the moment the engine stopped. It was revealed that the installation of a hydroaccumulator in the lubrication system of the bearing assembly of the turbocharger will ensure the oil feed of the bearings with a sharp reduction in crankshaft rotation during engine overloads, which is confirmed by an increase in the overrun of the turbocharger rotor by 30 ... 40%, while the standard flow and oil pressure remain.

**Key words:** turbo-compressor, bearing unit, lubrication system, hydraulic accumulator.

**References**

1. Khafizov K.A., Khafizov R.N., Adigamov N.R. The main directions of technical service development in the agro-industrial complex of Tatarstan. [Osnovnye napravleniya razvitiya tekhnicheskogo servisa v APK Tatarstana]. // *Vestnik Kazanskogo GAU. – The Herald of Kazan State Agrarian University.* 2014. Vol. 9. № 4 (34). P. 95-102
2. Shiryazdanov R.R., Khaliullin F.Kh. Evaluation of the efficiency of fuel pumps regulators of high pressure of mechanical type. [Osenka effektivnosti regulyatorov toplivnykh nasosov vysokogo davleniya mekhanicheskogo tipa]. // *Traktory i selkhoz mashiny. - Tractors and agricultural machines.* 2014. № 10. P. 38-39
3. Khaliullin F.Kh., Medvedev V.M. Operator form for solving equations for a model of power plants of mobile machines. [Operatornaya forma resheniya uravneniy dlya modeli energeticheskikh ustanovok mobilnykh mashin]. / *Vestnik Kazanskogo GAU. – The Herald of Kazan State Agrarian University.* 2014. Vol. 9. № 2 (32). P. 75-77

4. Khaliullin F.Kh., Medvedev V.M., Shiriyazdanov R.R. Mathematical model for determining the operational performance of power plants of mobile machines in unsteady operation modes. [Matematicheskaya model opredeleniya ekspluatatsionnykh pokazateley energeticheskikh ustanovok mobilnykh mashin v neustanovivshikhsya rezhimakh raboty]. / *Vestnik Kazanskogo GAU. – The Herald of Kazan State Agrarian University*. 2015. Vol. 10. № 1 (35). P. 71-74
5. Khafizov K.A., Khaliullin F.Kh. Ways to improve the efficiency of machine and tractor units use. [Puti povysheniya effektivnosti ispolzovaniya mashinno-traktornykh agregatov]. // *Tekhnika i oborudovaniye dlya sela. - Technique and equipment for the village*. 2015. №10. P. 20-22
6. Khafizov R.N., Khafizov K.A., Nurmiev A.A., Galiev I.G. Optimization of main parameters of tractor and unit for seeding cereal crops with regards to their impact on crop productivity //17th International Scientific Conference Engineering for rural development Proceedings, Volume 17 May 23-25, 2018 P. 168-175
7. Galiev I.G., Khusainov R.K. Assessment of the conditions of tractors' operation in agricultural production. [Otsenka usloviy funktsionirovaniya traktorov v agrarnom proizvodstve. / *Tekhnika i oborudovanie dlya sela. Technique and equipment for the village*. 2015. № 10. P. 13-15
8. Galiev I.G., Mukhametshin A.A., Iskhakov I.R., Shamsutdinov A.R. Management of equipment performance with regard to the conditions of agricultural production. [Upravlenie rabotosposobnostyu tekhniki s uchetoм usloviy agrarnogo proizvodstva]. / *Vestnik Kazanskogo GAU. – The Herald of Kazan State Agrarian University*. Vol. 5. № 3 (17). P. 86-88
9. Galiev I.G., Dardymov V.I., Malygin V.N. *Klassifikatsiya faktorov, vliyayuschikh na rabotosposobnost turbokompressorov dvigateley*. // *Usloviya razvitiya selskogo khozyaystva v usloviyakh globalnogo riska. Materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. (Classification of factors, affecting the performance of engine turbocompressors. // Conditions for the development of agriculture in conditions of global risk. Proceedings of scientific and practical conference). – Kazan: Izd-vo Kazanskogo GAU. – 2016 – P. 608
10. Burtsev A. Yu. *Povyshenie ekspluatatsionnoy nadezhnosti turbokompressorov dvigateley vnutrennego sgoraniya*. // *Materialy III mezhdunar. nauch.- tekhn. konf. "Dostizheniya nauki - agropromyshlennomu proizvodstvu"*. (Improving the operational reliability of turbo compressors of internal combustion engines. // Proceedings of the 3<sup>rd</sup> International scientific and technical conference "Achievements of science is to agro-industrial production"). Edited by Doctor of Technics, N.S. Sergeeva. Chelyabinsk, 2013. P. 28-34
11. Plaksin A. M. and others. *Extension of the service life of turbo-compressors of automotive engineering using a hydraulic accumulator in the lubrication syste*. [Prodlenie sroka sluzhby turbokompressorov avtotraktornoy tekhniki primeneniem gidroakkumulyatora v sisteme smazki // *Fundamentalnye issledovaniya*]. Basic Research 2014. №6. Ch. 4. P. 728-732.
12. Khaliullin F.Kh., Galiev I.G. Consideration the conditions of vehicles operation in determining the standards of technical operation. [Uchet usloviy ekspluatatsii avtotransportnykh sredstv pri opredelenii normativov tekhnicheskoy ekspluatatsii]. / *Vestnik Kazanskogo GAU. – The Herald of Kazan State Agrarian University*. 2011. Vol. 6. № 2 (20). P. 106-108.
13. Sovenkov V.A., Adigamov N.R. Restoration of worn working surfaces of cylinders and plungers of axial-plunger hydraulic pumps. [Vosstanovlenie iznoshennykh rabochikh poverkhnostey tsilindrov i plunzherov aksialno-plunzhernykh gidravlicheskih nasosov]. / *Vestnik Kazanskogo GAU. – The Herald of Kazan State Agrarian University*. 2013. Vol. 8. № 1 (27). P. 67-69.
14. Krastin O.P. *Metody analiza regressiy i korrelyatsiy*. [Methods for analyzing regressions and correlations]. – Riga: TSSU SM Latvyskoy SSR, 1970. – P. 347.

**Authors:**

Galiev Ilgiz Gakifovich - Doctor of Technical Sciences, Professor of Maintenance and repair of machines Department, e-mail: drGali@mail.ru  
 Khafizov Kamil Abdulkhakovich - Doctor of Technical Sciences, Professor of Tractors, Cars and Power plants Department, e-mail: fts-kgau@mail.ru  
 Khaliullin Farit Khanafievich – Ph.D. of Technical Sciences, Associate Professor of Tractors, Cars and Power Plants Department, e-mail: khaliullin\_kgau\_taeu@mail.ru  
 Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia.