

Научная статья

УДК 621.43.052:621.515-233.2:621.893

DOI 10.48012/1817-5457\_2024\_3\_122-128

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КЕРАМИЧЕСКОГО АНТИФРИКЦИОННОГО ПОКРЫТИЯ В ПОДШИПНИКОВЫХ СОПРЯЖЕНИЯХ НА ДИНАМИКУ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

Малинин Александр Васильевич<sup>1</sup>, Волков Кирилл Георгиевич<sup>2</sup>✉,  
Дородов Павел Владимирович<sup>3</sup>

<sup>1,3</sup>Удмуртский ГАУ, Ижевск, Россия

<sup>2</sup>ФГБУН УдмФИЦ УрО РАН, Ижевск, Россия

<sup>2</sup>wolkow-kirill@mail.ru

**Аннотация.** *Предприятиями агропромышленного комплекса эксплуатируется большое количество мобильных и стационарных энергетических средств, оснащенных дизельными двигателями, оснащенными турбокомпрессорами. Однако существует проблема раннего выхода из строя вала ротора за счет абразивного износа. В большинстве случаев возможно восстановление вала наплавкой различных материалов. Но наиболее интересным вариантом является наплавка керамического антифрикционного покрытия, так как в сопряжении с подшипником скольжения наблюдается значительное снижение коэффициента трения. Исходя из этого, основной целью данной работы является проведение теоретического анализа влияния керамического антифрикционного покрытия в подшипниковых сопряжениях на динамику ротора турбокомпрессора. Для реализации работы были поставлены следующие задачи: идентификация исходных данных для расчета, разработка математической модели, расчет и анализ результатов. Выполнение теоретического анализа заключалось в исследовании информационных источников по проектированию и исследованию параметров турбокомпрессоров. Проведены замеры геометрических размеров элементов ротора и корпуса. Созданы 3D-модели и исследованы динамические характеристики с применением программ КОМПАС-3D и APM-Fem. Разработана математическая модель, описывающая процессы, протекающие в турбокомпрессоре и влияющие на динамику раскручивания ротора. Разработанная математическая модель основана на действии второго закона Ньютона. Результаты расчетов показали, что применение керамического антифрикционного покрытия позволяет сократить время разгона ротора турбокомпрессора на 45 % по сравнению со стандартным. Данный показатель позволяет сделать заключение, что использование керамического антифрикционного покрытия в подшипниковом сопряжении позволит повысить эффективность работы турбокомпрессора и двигателя, сократить время выхода турбокомпрессора на установившийся режим.*

**Ключевые слова:** турбокомпрессор, керамические антифрикционные покрытия, ротор турбокомпрессора, математическое моделирование, динамика раскручивания ротора.

**Для цитирования:** Малинин А. В., Волков К. Г., Дородов П. В. Теоретические исследования влияния керамического антифрикционного покрытия в подшипниковых сопряжениях на динамику ротора турбокомпрессора // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. 2024. № 3(79). С. 122-128. [https://doi.org/10.48012/1817-5457\\_2024\\_3\\_122-128](https://doi.org/10.48012/1817-5457_2024_3_122-128).

**Актуальность.** Сельскохозяйственные предприятия эксплуатируют большое количество передвижных и стационарных машин, оснащенных двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Более 90 % ДВС, используемых в агропромышленном комплексе, работают на дизельном топливе [10, 13].

Для соответствия ужесточающимся нормам экологичности, повышения удельной мощности ДВС производители используют нагнетатели различных типов: турбокомпрессоры и нагнетатели с механическим при-

водом. Большинство современных двигателей, используемых на мобильных энергетических средствах (МЭС) и стационарных машинах в АПК, оснащаются турбокомпрессорами. Однако при эксплуатации данного вида двигателей возникают проблемы раннего выхода из строя вала ротора вследствие абразивного износа шеек под подшипники скольжения [9, 12]. В данном случае замена турбокомпрессора может быть экономически нецелесообразной, более предпочтительным может являться ремонт изношенной поверхности вала. Вос-

становление турбокомпрессора возможно следующими методами: замена подшипников скольжения и вала ротора на новые; замена подшипников скольжения и наплавка вала ротора с последующей механической обработкой и балансировкой. Способы восстановления вала ротора наплавкой различными способами и материалами описаны в работах [1, 2, 5, 6]. Но наиболее интересным является способ восстановления вала ротора турбокомпрессора с применением керамических антифрикционных материалов, так как это позволяет не только восстановить вал, но и значительно сократить коэффициент трения в зоне подшипниковых сопряжений [7, 11]. Данный фактор может положительно сказаться на эффективности работы турбокомпрессора и ДВС в целом.

**Цель работы** – теоретический анализ влияния керамического антифрикционного покрытия в подшипниковых сопряжениях на динамику ротора турбокомпрессора.

**Задачи работы:**

- 1) идентификация исходных данных для расчета;
- 2) разработка математической модели;
- 3) расчет и анализ результатов.

**Материал и методы исследования.**

Для определения исходных данных при проектировании был использован турбокомпрессор ТКР-7С-6 двигателя «КАМАЗ» 740.50-360. Были выполнены разборка турбокомпрессора и соответствующие замеры для разработки 3D-модели ротора и определения геометрических форм и размеров корпуса. 3D-модель выполнена в среде автоматизированного проектирования КОМПАС-3D. Определение динамического момента инерции ротора турбокомпрессора и координаты центров масс выполнены по разработанной 3D-модели в среде АРМ-Fem.

Для составления математической модели, определения недостающих исходных данных, изучения особенностей работы турбокомпрессора производился анализ источников информации [3, 4, 8, 10, 11].

Реализация расчетов и построение графиков выполнялись в программном продукте MS Excel. Решение дифференциального уравнения динамики раскручивания ротора турбокомпрессора выполнялось с использованием численного метода решения Рунге – Кутты четвертого порядка.

**Результаты исследования.** Для проведения теоретического расчета были определены

исходные данные, связанные с геометрическими размерами и формами деталей и узлов турбокомпрессора, динамическими характеристиками ротора, используемыми материалами, мощностными и расходными характеристиками двигателя «КАМАЗ» 740.50-360, характеристиками нагнетаемой среды – воздуха. Идентифицированные исходные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Параметр	Значение
Масса вала $m_1$ , кг	0,084
Масса колеса компрессора $m_2$ , кг	0,067
Масса колеса турбины $m_3$ , кг	0,314
Динамический момент инерции $J$ , кг $\times$ м <sup>2</sup>	$2 \times 10^{-4}$
Радиус вала $r$ , м	0,004
Коэффициент трения в сопряжении стандартного вала $\mu$	0,28–0,032
Коэффициент трения в сопряжении вала с антифрикционным покрытием $\mu_n$	0,10–0,15
Газовая постоянная воздуха $R$ , Дж/(кг $\cdot$ К)	287
Показатель адиабаты воздуха $k$	1,4
Температура воздуха окружающей среды $T_0$ , К	298
Давление воздуха окружающей среды $p_0$ , МПа	$10^5$
Давление наддува (избыточное) при номинальной мощности двигателя, кПа (кгс/см <sup>2</sup> ), не менее	88 (0,9)
Частота вращения ротора при номинальной мощности двигателя, мин <sup>-1</sup>	95 000
Температура газов на входе в турбину, К (°С), допускаемая: – в течение одного часа – без ограничения времени	1023 (750) 973 (700)

Зависимость расхода и мощности двигателя «КАМАЗ» 740.50-360 определялась из скоростной характеристики. Мощность ДВС описывается следующим выражением:

$$N_e = -0,0001n^2 + 0,5905n - 266,43, \quad (1)$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

Зависимость часового расхода топлива выглядит следующим образом:

$$g_e = 3 \times 10^{-5}n^2 - 0,0869n + 210,71. \quad (2)$$

Динамика раскручивания ротора турбокомпрессора зависит от крутящего момента на колесе турбины, моментов на колесе компрессора и трения в подшипниковых сопряжениях. Для математического описания данной схемы необходимо применение второго закона Ньютона, записанного в форме для вращательного движения:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\sum M}{J} = \frac{M_{кр} - M_k - M_{тр}}{J}, \quad (3)$$

где  $\omega$  – угловая скорость ротора, рад/с;

$M_{кр}$  – крутящий момент, возникающий на колесе турбины, Н · м;

$M_k$  – момент, возникающий на колесе компрессора, Н · м;

$M_{тр}$  – момент трения, возникающий в подшипниковом сопряжении, Н · м;

$J$  – динамический момент инерции, кг · м<sup>2</sup>.

Крутящий момент выражается через мощность компрессора и имеет вид:

$$M_k = \frac{N_k \times 9550}{n}, \quad (4)$$

где  $N_k$  – мощность компрессора, кВт.

Мощность компрессора определяется через секундный расход воздуха, потребляемого ДВС:

$$N_k = \frac{G_k H_{кад}}{\eta_{кад}}, \quad (5)$$

где  $G_k$  – секундный расход воздуха, кг/с;

$H_{кад}$  – удельная адиабатная работа сжатия в компрессоре, Дж/кг;

$\eta_{кад}$  – адиабатный КПД компрессора ( $\eta_{кад} = 0,73$ ).

Удельная адиабатная работа сжатия воздуха в компрессоре:

$$H_{кад} = \frac{k}{k-1} RT_0 (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1), \quad (6)$$

где  $\pi_k$  – степень повышения давления в компрессоре.

Данный показатель определялся, исходя из значений давления наддува турбокомпрессора ТКР-7С-6  $p_k = 80 \cdot 10^4$  Па при номинальном режиме работы и атмосферного давления воздуха по ГОСТ 14846-80 и ГОСТ 18509-88:

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0} = \frac{80 \times 10^3}{100 \times 10^3} = 1,8. \quad (7)$$

Секундный расход воздуха зависит от теоретического количества воздуха, необходимого для сгорания 1 кг дизельного топлива, и значения коэффициента избытка воздуха:

$$G_k = \frac{a \times L_0 \times G_m}{3600}, \quad (8)$$

где  $L_0 = 14,53$  – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг дизельного топлива;

$a = 1,5$  – коэффициент избытка воздуха при номинальной частоте вращения ДВС;

$G_m$  – часовой расход топлива, который определяется следующим выражением:

$$G_m = N_e \times g_e. \quad (9)$$

Крутящий момент вычисляется аналогично выражению (4) через мощность турбины, определяемой следующим образом:

$$N_T = G_e \times H_{мад} \times \eta_m, \quad (10)$$

где  $\eta_m = 0,7$  – КПД турбины;

$H_{мад}$  – необходимая, средняя за цикл, удельная адиабатная работа газа в турбине определяется из баланса средних мощностей турбины и компрессора:

$$H_{мад} = \frac{H_{кад} \times G_k}{\eta_m \times \eta_k \times G_e}; \quad (11)$$

$G_e$  – фактический расход газа через турбину:

$$G_e = \eta_{ym} \times G_{e2}, \quad (12)$$

где  $\eta_{ym} = 0,97$  – коэффициент, учитывающий утечки газа через зазоры в уплотнителях;

$G_{e2}$  – расход газа из цилиндров в выпускной трубопровод:

$$G_{e2} = G_k \left( 1 + \frac{1}{\varphi_n \times a \times L_0} \right), \quad (13)$$

здесь  $\varphi_n = 1,05$  – коэффициент продувки.

Момент трения в подшипниковых сопряжениях зависит от нормальной нагрузки, которая определяется как сила реакции опоры балки, нагруженной крутящим моментом и моментом на колесе компрессора, а также весом колес турбины, компрессора и вала. Для определения реакций опор использовалась расчетная схема, представленная на рисунке 1.

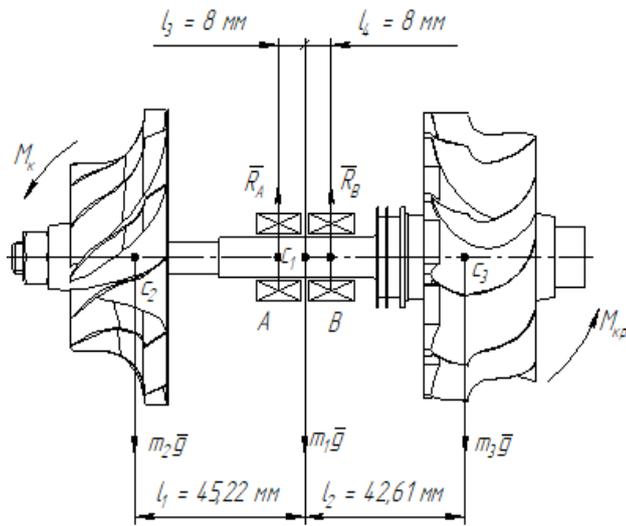


Рисунок 1 – Расчетная схема для определения реакций опор:

A, B – подшипниковые опоры;  $c_1, c_2, c_3$  – центры масс вала колес компрессора и турбины соответственно;  $R_A, R_B$  – реакции опор A и B соответственно;  $H; M_K$  – момент на колесе компрессора, Н · м;  $M_{KР}$  – крутящий момент, Н · м;  $m_1, m_2, m_3$  – массы вала колес компрессора и турбины соответственно, кг;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $l_1, l_2$  – координаты центра масс колес компрессора и турбины соответственно, мм;  $l_3, l_4$  – координаты условных центров подшипниковых опор, мм

Используя схему, представленную на рисунке 1, были определены выражения, описывающие зависимость реакций опор от действующих нагрузок на ротор турбокомпрессора:

$$\begin{cases} R_A = \frac{-M_{кр} + M_K + m_1 g l_3 - m_2 g (l_1 - l_3) + m_3 g (l_2 + l_3)}{l_3 + l_4}, \\ R_B = \frac{M_{кр} - M_K + m_1 g l_3 + m_2 g (l_1 - l_3) - m_3 g (l_2 + l_3)}{l_3 + l_4}. \end{cases} \quad (14)$$

Далее определяется момент трения по следующей зависимости:

$$M_{тр} = R \times \mu \times r, \quad (15)$$

где  $R$  – реакция подшипниковых опор, Н;  $\mu$  – коэффициент трения (для вала с покрытием  $\mu_n$ );  $r$  – радиус вала ротора, м.

Полученные данные позволили определить значение ускорения ротора турбокомпрессора. Затем решение дифференциального уравнения (3) позволило определить частоту вращения ротора турбокомпрессора на каждом временном шаге расчета. Результаты проведенного расчета в виде характеристики интенсивности раскручивания ротора турбокомпрессора представлены на рисунке 2.

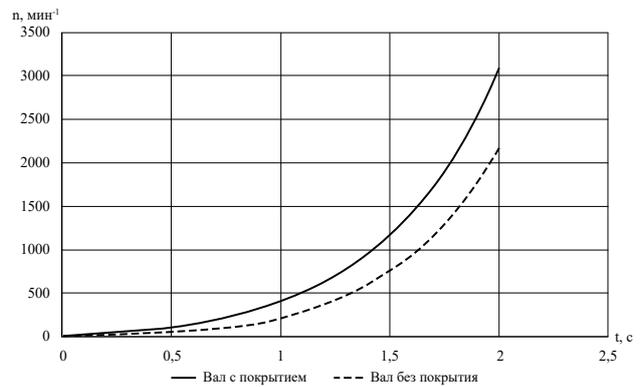


Рисунок 2 – Динамика раскручивания ротора турбокомпрессора:  $n$  – частота вращения ротора турбокомпрессора, мин<sup>-1</sup>;  $t$  – время расчета, с

Согласно полученным данным, вариант вала ротора с покрытием имеет преимущество перед стандартным валом. Время разгона ротора при использовании керамического антифрикционного покрытия на поверхности шеек вала под подшипники сокращается на 40...45 %. При этом полученные результаты справедливы лишь в моменты пуска двигателя либо при нарушении работоспособности системы смазки подшипниковых сопряжений турбокомпрессора, когда в зоне контакта вала и подшипниковых сопряжений будет наблюдаться эффект сухого или граничного трения. Более ранний выход турбокомпрессора на режим позволит сократить влияние явления «турбоямы» и повысить эффективность работы ДВС.

**Выводы.** В работе проведены исследования по анализу влияния керамического антифрикционного покрытия в подшипниковых сопряжениях на эффективность работы турбокомпрессора. Была проведена идентификация исходных параметров для теоретических исследований, зависящих от геометрических параметров турбокомпрессора, используемых материалов, параметров двигателя внутреннего сгорания. Составлена математическая модель, описывающая процессы, протекающие в турбокомпрессоре и влияющие на динамику раскручивания ротора.

Результаты расчетов показали, что время разгона ротора ТКР-7С-6 с антифрикционным покрытием на шейке вала под подшипники скольжения сокращается до 45 % по сравнению со стандартным. При этом данный эффект будет наблюдаться только в момент пуска двигателя, когда давление моторного масла в системе смазки не достигает требуемого уровня. Данный показатель позволяет сделать заключение, что использование ке-

рамического антифрикционного покрытия в подшипниковом сопряжении позволит повысить эффективность работы турбокомпрессора и двигателя, сократить время выхода турбокомпрессора на установившийся режим, что приведет к снижению влияния эффекта «турбоямы». Данные исследования могут являться обоснованием для проведения дальнейших теоретических и практических исследований рассматриваемого вопроса.

### Список источников

1. Агеев Е. В., Карпенко В. Ю., Осьмина А. С. Восстановление вала ротора турбокомпрессора электроэрозионной обработкой с использованием электроэрозионных нанопорошков // Мир транспорта и технологических машин. 2015. № 4 (51). С. 3–11.

2. Анализ методов восстановления рабочего слоя вала ротора для турбокомпрессора ТКР-6.1 / Н. А. Жижкина, В. В. Тесля, В. А. Изюмский, А. В. Изюмский // Научный вестник государственного образовательного учреждения Луганской Народной Республики «Луганский национальный аграрный университет». 2020. № 8-3. С. 16–21.

3. Бурцев А. Ю., Плаксин А. М., Гриценко А. В. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров дизелей тракторов // АПК России. 2015. № 72/1. С. 23–25.

4. Гаврилов А. А., Абалаяев А. Ю. Проектирование турбокомпрессоров для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания. 2-е изд., испр. и доп. Владимир: ВлГУ, 2022. 100 с.

5. Денисов В. А., Латыпов Р. А., Агеев Е. В. Эффективность восстановления вала ротора турбокомпрессора электроискровой обработкой электроэрозионными материалами // Управление социально-экономическим развитием регионов: проблемы и пути их решения: сборник научных статей 6-й Международной научно-практической конференции, Курск, 30 июня 2016 г. Курск: ЗАО «Университетская книга», 2016. С. 84–89.

6. Зозин А. Н., Власкин В. В., Фомин А. И. Перспективы применения метода электроконтактной приварки ленты для восстановления валов роторов турбокомпрессоров // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвузовский сборник научных трудов. Саранск: Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева, 2016. С. 371–374.

7. Малинин А. В., Ипатов А. Г., Шмыков С. Н. Влияние антифрикционных керамических покрытий в подшипниковых сопряжениях на эффективность работы турбокомпрессора // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. 2023. № 2 (74). С. 71–75. DOI 10.48012/1817-5457\_2023\_2\_71-75.

8. Моделирование теплового состояния подшипникового узла турбокомпрессора / А. С. Дени-

сов, А. Р. Асоян, Н. В. Орлов, А. М. Сычев // Вестник СГТУ. 2013. № 4 (73). С. 235–238.

9. Определение и обеспечение работоспособности турбокомпрессора / А. Р. Галимов, И. Г. Галиев, К. А. Хафизов, Э. Р. Галимов // Вестник НГИЭИ. 2021. № 4 (119). С. 42–50.

10. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора / А. М. Плаксин, А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев [и др.] // Вестник КрасГАУ. 2014. № 8. С. 176–180.

11. Разработка научных и технологических основ изготовления и эксплуатации изделий с покрытиями из сверхтвердых композитов В<sub>4</sub>C-VN-C со сверхнизким коэффициентом трения: отчет о НИР (промежуточный) / Удмуртский государственный университет; рук. Харанжевский Е. В.; исполн.: Кривилев М. Д. [и др.]. Ижевск, 2019. 212 с. №АААА-А19-119062090032-9. Инв. № 19-79-20012.

12. Суворов И. А., Бердников Л. А. Исследование возможности тепловой оптимизации ротора турбокомпрессора с проведением конечно-элементных анализов // Труды НГТУ им. П. Е. Алексеева. 2013. № 4 (101). С. 56–65.

13. Фарков А. Г., Поор Т. А. Агропромышленный комплекс без нефти: миф или реальность? // ЭКО. 2007. № 2 (392). С. 139–145.

### References

1. Ageev E. V., Karpenko V. Yu., Os'mina A. S. Vosstanovlenie vala rotora turbokompressora elektroerozionnoj obrabotkoj s ispol'zovaniem elektroerozionnyh nanoporoshkov // Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin. 2015. № 4 (51). S. 3–11.

2. Analiz metodov vosstanovleniya rabocheho sloya vala rotora dlya turbokompressora TKR-6.1 / N. A. Zhizhkina, V. V. Teslya, V. A. Izyumskij, A. V. Izyumskij // Nauchnyj vestnik gosudarstvennogo obrazovatel'nogo uchrezhdeniya Luganskoj Narodnoj Respubliki «Luganskij nacional'nyj agrarnyj universitet». 2020. № 8-3. S. 16–21.

3. Burcev A. Yu., Plaksin A. M., Gricenko A. V. Povyshenie ekspluatacionnoj nadezhnosti turbokompressorov dizelej traktorov // APK Rossii. 2015. № 72/1. S. 23–25.

4. Gavrilov A. A., Abalyaev A. Yu. Proektirovanie turbokompressorov dlya nadduva porshnevnyh dvigatelej vnutrennego sgoraniya. 2-e izd., ispr. i dop. Vladimir: VIGU, 2022. 100 s.

5. Denisov V. A., Latypov R. A., Ageev E. V. Effektivnost' vosstanovleniya vala rotora turbokompressora elektroiskrovoj obrabotkoj elektroerozionnymi materialami // Upravlenie social'no-ekonomicheskim razvitiem regionov: problemy i puti ih resheniya: sbornik nauchnyh statej 6-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, Kursk, 30 iyunya 2016 g. Kursk: ZAO «Universitetskaya kniga», 2016. S. 84–89.

6. Zozin A. N., Vlaskin V. V., Fomin A. I. Perspektivy primeneniya metoda elektrokontaktnej privarki lenty dlya vosstanovleniya valov rotorov turbokompressorov // Energoeffektivnye i resursosberegayushchie

tehnologii i sistemy: mezhvuzovskij sbornik nauchnyh trudov. Saransk: Nacional'nyj issledovatel'skij Mor-dovskij gosudarstvennyj universitet im. N. P. Ogareva, 2016. S. 371–374.

7. Malinin A. V., Ipatov A. G., Shmykov S. N. Vliyanie antifrikcionnyh keramicheskikh pokrytij v podshipnikovyh sopryazheniyah na effektivnost' raboty turbokompressora // Vestnik Izhevskoj gosudarstvennoj sel'skohozyajstvennoj akademii. 2023. № 2 (74). S. 71–75. DOI 10.48012/1817-5457\_2023\_2\_71-75.

8. Modelirovanie teplovogo sostoyaniya podshipniko-vogo uzla turbokompressora / A. S. Denisov, A. R. Asoyan, N. V. Orlov, A. M. Sychev // Vestnik SGTU. 2013. № 4 (73). S. 235–238.

9. Opredelenie i obespechenie rabotosposobnosti turbokompressora / A. R. Galimov, I. G. Galiev, K. A. Hafizov, E. R. Galimov // Vestnik NGIEI. 2021. № 4 (119). S. 42–50.

10. Povyshenie nadezhnosti turbokompressorov avtotraktornoj tekhniki primeneniem gidroakkumulyatora / A. M. Plaksin, A. V. Gricenko, A. Yu. Burcev [i dr.] // Vestnik KrasGAU. 2014. № 8. S. 176–180.

11. Razrabotka nauchnyh i tekhnologicheskikh osnov izgotovleniya i ekspluatatsii izdelij s pokrytijami iz sverhtverdyh kompozitov B4C-BN-C so sverhnizkim koef-ficientom treniya: otchet o NIR (promezhutochnyj) / Udmurtskij gosudarstvennyj universitet; ruk. Haranzhevskij E. V.; ispoln.: Krivilev M. D. [i dr.]. Izhevsk, 2019. 212 s. №AAAA-A19-119062090032-9. Inv. № 19-79-20012.

12. Suvorov I. A., Berdnikov L. A. Issledovanie voz-mozhnosti teplovoj optimizatsii rotora turbokompressora s provedeniem konechno-elementnyh analizov // Trudy NGTU im. R. E. Alekseeva. 2013. № 4 (101). S. 56–65.

13. Farkov A. G., Roor T. A. Agropromyshlennyj kompleks bez nefti: mif ili real'nost'? // EKO. 2007. № 2 (392). S. 139–145.

### Сведения об авторах:

**А. В. Малинин**<sup>1</sup>, аспирант;

**К. Г. Волков**<sup>2✉</sup>, кандидат технических наук, научный сотрудник, <https://orcid.org/0000-0003-0606-5481>;

**П. В. Дородов**<sup>3</sup>, доктор технических наук, доцент, <https://orcid.org/0000-0003-1478-5876>

<sup>1,3</sup>Удмуртский ГАУ, ул. Студенческая, 9, Ижевск, Россия, 426069

<sup>2</sup>ФГБНУ УдмФИЦ УрО РАН, ул. им. Татьяны Барамзиной, 34, Ижевск, 426067

<sup>2</sup>wolkow-kirill@mail.ru

Original article

## THEORETICAL STUDIES OF THE EFFECT OF CERAMIC ANTIFRICTION COATINGS IN BEARING JOINTS ON DYNAMICS OF THE TURBOCHARGER ROTOR

**Alexander V. Malinin**<sup>1</sup>, **Kirill G. Volkov**<sup>2✉</sup>, **Pavel V. Dorodov**<sup>3</sup>

<sup>1,3</sup>Udmurt State Agricultural University, Izhevsk, Russia

<sup>2</sup>Udmurt Federal Research Center of the Ural Branch of the RAS, Izhevsk, Russia

<sup>2</sup>wolkow-kirill@mail.ru

**Abstract.** Agricultural enterprises operate a large number of mobile and stationary energy vehicles equipped with diesel engines fitted with turbochargers. However, there is a problem of early rotor shaft failure due to abrasive wear. In most cases it is possible to restore the shaft by cladding with various materials. But the most interesting option is cladding of ceramic antifriction coating, as there is a significant reduction in the coefficient of friction in the interface with the plain bearing. On this basis, the main purpose of the research is to carry out a theoretical analysis of the effect of ceramic antifriction coatings in bearing joints on the dynamics of the turbocharger rotor. To implement this work the following tasks were set: identification of initial data for calculation, development of a mathematical model, calculation and analysis of results. The theoretical analysis involved the study of information sources on design and research of turbocharger parameters. Measurements of geometrical dimensions of elements of the rotor and its body were carried out. 3D-models were created and dynamic characteristics were investigated using the programs KOMPAS-3D and APM-Fem. A mathematical model describing the processes occurring in the turbocharger and influencing the dynamics of the rotor spinning was developed. The developed mathematical model is based on the action of Newton's second law. The results of calculations show that the use of the ceramic antifriction coatings can reduce the time of turbocharger rotor acceleration by 45% compared to the standard. This indicator allows us to conclude that the use of the ceramic antifriction coatings in the bearing interface will improve the efficiency of the turbocharger and the engine, reduce the startup time of steady-state operation of the turbocharger.

**Key words:** turbocharger, ceramic antifriction coatings, turbocharger rotor, mathematical modelling, rotor spinning dynamics.

**For citation:** Malinin A. V., Volkov K. G., Dorodov P. V. Theoretical studies of the effect of ceramic antifriction coatings in bearing joints on dynamics of the turbocharger rotor. *The Bulletin of Izhevsk State Agricultural Academy*. 2024; 3(79): 122-128. (In Russ.). [https://doi.org/10.48012/1817-5457\\_2024\\_3\\_122-128](https://doi.org/10.48012/1817-5457_2024_3_122-128).

**Authors:****A. V. Malinin**<sup>1</sup>, Postgraduate student;**K. G. Volkov**<sup>2</sup>✉, Candidate of Technical Sciences, Researcher, <https://orcid.org/0000-0003-0606-5481>;**P. V. Dorodov**<sup>3</sup>, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, <https://orcid.org/0000-0003-1478-5876><sup>1,3</sup>Udmurt State Agricultural University, 9 Studencheskaya St., Izhevsk, Russia, 426069<sup>2</sup>Udmurt Federal Research Center of the Ural Branch of the RAS,

34 Tatiany Baramzinoy St., Izhevsk, Russia, 426067

<sup>2</sup>wolkow-kirill@mail.ru

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest: the authors declare that they have no conflicts of interest.

Статья поступила в редакцию 24.05.2024; одобрена после рецензирования 29.07.2024;

принята к публикации 06.09.2024.

The article was submitted 24.05.2024; approved after reviewing 29.07.2024; accepted for publication 06.09.2024.

Научная статья

УДК 628.336.6

DOI 10.48012/1817-5457\_2024\_3\_128-137

## АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ БИОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

**Паршикова Марианна Викторовна**<sup>1</sup>✉, **Паршиков Станислав Геннадьевич**<sup>2</sup>,  
**Касаткин Владимир Владимирович**<sup>3</sup>, **Касаткина Надежда Юрьевна**<sup>4</sup>,  
**Касаткин Владимир Вениаминович**<sup>5</sup>✉<sup>1,2,3</sup>ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия<sup>4,5</sup>Удмуртский ГАУ, Ижевск, Россия<sup>1</sup>marianna.svalova@yandex.ru<sup>5</sup>kasww@mail.ru

**Аннотация.** Цель исследований – провести анализ конструктивных особенностей и режимов работы биогазовой установки для повышения эффективности технологического процесса утилизации отходов животноводства. Исследования проведены на экспериментальной площадке базовой кафедры «Инженерные системы ЖКХ» ИжГТУ имени М. Т. Калашникова в 2023 г. Разработана конструкция двухсекционного биореактора и общая схема этапов работы биогазовой установки. Технологический процесс предусматривал объединение в единый цикл двух режимов анаэробного сбраживания – мезофильного и термофильного. Мезофильный режим предполагал продолжительность опыта в течение 5 суток в температурном диапазоне 30–35 °С, термофильный режим – в течение 10 суток при температуре 50–53 °С, которая достигается путем дополнительного обогрева теплообменником. Образующийся в результате сбраживания биогаз поступает в газгольдер, в дальнейшем газовая смесь подается на очистку в установку для комплексной подготовки газа. Анализ результатов экспериментальных исследований свидетельствует, что оптимальная продолжительность процесса анаэробного сбраживания отходов животноводства в биореакторе объемом 0,8 м<sup>3</sup> при добавлении активатора процесса в термофильном режиме работы биогазовой установки составила 10 дней, оптимальная концентрация биогаза достигла показателя 5,78 %. Внедрение биогазовых установок на предприятиях АПК в Удмуртской Республике позволит получить годовой экономический эффект в размере 25 802 руб. для крестьянско-фермерского хозяйства с содержанием 10 голов КРС при использовании энергоэффективной трехстадийной технологии анаэробного сбраживания отходов животноводства и использовании биогазовой установки в технологическом процессе обработки отходов, срок окупаемости проекта составит 3,9 года.

**Ключевые слова:** биогазовая установка, мезофильный режим сбраживания, термофильный режим сбраживания.