

Энергетика и электротехника

УДК 629.4.058:621.436.1

Оперативный контроль работоспособности турбокомпрессора тепловозного дизеля

В.В. Грачев¹, А.В. Грищенко¹, М.В. Федотов²,
Б.Т. Кулманов³, Ф.Ю. Базилевский¹

¹ Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I

² Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава

³ Ташкентский государственный университет транспорта

Operation monitoring of the locomotive diesel turbocharger performance

V.V. Grachev¹, A.V. Grischenko¹, M.V. Fedotov²,
B.T. Kulmanov¹, F.Y. Bazilevsky¹

¹ St. Petersburg State University of Means of Communication by the Emperor Alexander I

² Institute of Rolling Stock «VNIKT» Corporation

³ Tashkent State University of Transport

Почти все известные решения в области диагностирования агрегатов газозвдушного тракта тепловозного дизеля относятся к стационарному тестовому диагностированию, выполняемому во время реостатных испытаний тепловоза или обкатки турбокомпрессора на стенде, и предполагают контроль значительного количества параметров. В то же время своевременно не выявленные параметрические отказы агрегатов наддува приводят к снижению мощности и экономичности силовой установки тепловоза, ухудшению его экологических показателей. Поэтому актуальной является задача оперативной оценки технического состояния основных агрегатов газозвдушного тракта дизеля тепловоза как при эксплуатации, так и при реостатных испытаниях с целью своевременного обнаружения и прогнозирования его ухудшения. Теоретически обоснован и экспериментально проверен способ контроля работоспособности турбокомпрессора и выпускного устройства дизеля по результатам измерения полного перепада температуры на сопловом аппарате и рабочем колесе турбины. Предложен метод реализации этого способа с использованием интеллектуального нейросетевого классификатора. Разработан метод учета влияния теплоотвода от газа в охлаждающую воду при математическом моделировании рабочего процесса дизеля и агрегатов наддува. Достоинством предложенного способа контроля технического состояния турбокомпрессора является простота реализации и возможность использования данных разных дизелей для обучения унифицированного классификатора технического состояния.

EDN: FNMMPG, <https://elibrary/fnmmpg>

Ключевые слова: турбокомпрессор тепловозного дизеля, газовая турбина, выпускное устройство, контроль работоспособности, перепад температуры, нейросетевой классификатор

Almost all known solutions in diagnostics of the locomotive diesel gas-air tract units are related to the stationary testing diagnostics performed during the rheostat tests of a locomotive diesel or the turbocharger running-in on a stand, and they involve monitoring a significant number of parameters. At the same time, if parametric failures of the supercharging units are not detected in a timely manner, this could lead to a decrease in the locomotive plant power and efficiency, and deterioration of its environmental performance indicators. Therefore, the task of promptly assessing technical condition of the locomotive diesel gas-air tract main units both during operation and during rheostat tests in order to timely detect and predict its deterioration appears relevant. The paper theoretically substantiates and experimentally verifies the method for operation monitoring the turbocharger and the diesel exhaust device performance based on the results of measuring the total temperature difference on the nozzle apparatus and the turbine wheel. It proposes a method for implementing this technique using the intelligent neural network classifier. A method for accounting the influence of heat removal from gas into the cooling water was developed using mathematical simulation of the diesel engine and supercharging units working processes. Advantage of the proposed method in monitoring the turbocharger technical condition lies in simplicity of its implementation and a possibility of using data from different diesel engines to learn the unified classifier of technical condition.

EDN: FNMMPG, <https://elibrary/fnmmpg>

Keywords: locomotive diesel turbocharger, gas turbine, exhaust device, performance monitoring, temperature difference, neural network classifier

Газовоздушный тракт (ГВТ) является одной из основных систем комбинированного дизельного двигателя (далее дизель), во многом определяющей показатели его надежности и экономичности. На агрегаты ГВТ приходится 10...25 % отказов тепловозных дизелей [1, 2], причем развитие большинства отказов носит постепенный характер и не может быть своевременно выявлено средствами штатного контроля технического состояния (ТС) дизеля. Своевременно не выявленные параметрические отказы таких агрегатов приводят к снижению мощности и экономичности силовой установки, ухудшению экологических показателей, а в отдельных случаях к тяжелым повреждениям цилиндропоршневой группы дизеля [3].

Особенно актуальна задача своевременного выявления параметрических отказов агрегатов ГВТ для дизелей маневровых тепловозов. Известно, что характерной особенностью эксплуатации таких локомотивов является значительная доля времени работы (до 80 %) и израсходованного топлива (до 60 %) в режиме холостого хода силовой установки [4, 5], когда дизель работает с минимальной эффективной мощностью (до 15 кВт), затрачиваемой на привод неотключаемых вспомогательных агрегатов тепловоза.

Работа в таких режимах характеризуется ухудшением качества распыливания топлива вследствие снижения давления впрыска, вызванного уменьшением скорости плунжера

топливного насоса высокого давления и цикловой подачи. Следствием ухудшения качества распыливания топлива и переохлаждения цилиндра холодным зарядом является увеличение периода задержки самовоспламенения и продолжительности горения с переносом его на такт расширения и с повышением доли недогоревшего топлива до 30 % и более.

Вследствие небольшого расхода воздуха и газов через проточные части центробежного нагнетателя (далее нагнетатель) и газовой турбины (далее турбина) образующаяся в результате неполного сгорания топлива сажа формирует твердый нагар на поверхности лопаток и рабочих колес (РК) турбины и нагнетателя, попадая в него через впускное устройство, а также в выпускном устройстве тепловоза (глушителе).

Уменьшение проходного сечения соплового аппарата (СА) турбины при одновременном увеличении гидравлических потерь в каналах приводит к нарушению нормального функционирования агрегатов наддува в режимах средней и большой мощности, следствием которых может стать переход локомотива в состояние полной или частичной неработоспособности.

Дизель с газотурбинным наддувом представляет собой сложную термомеханическую систему (поршневую машину), охваченную обратной связью по параметрам потока отработавших газов (ОГ), реализуемой через выпускной тракт и турбокомпрессор (ТК). Параметрический отказ любого элемента этой си-

стемы приводит к отклонению параметров, характеризующих ТС всех ее звеньев, от эталонных значений. Эта особенность конструкции комбинированного дизеля усложняет задачу его диагностирования в процессе эксплуатации и реостатных испытаний.

Почти все известные решения в этой области относятся к стационарному тестовому диагностированию, выполняемому во время реостатных испытаний тепловоза [3] или обкатки ТК на стенде [1, 2], и предполагают контроль значительного количества параметров ГВТ.

Поэтому актуальной является задача оперативной оценки и ТС основных агрегатов ГВТ дизеля маневрового тепловоза при эксплуатации и реостатных испытаниях с целью своевременного обнаружения и прогнозирования его ухудшения.

При этом алфавит классов ТС ГВТ для оперативного контроля можно ограничить двумя классами (помимо исправного ТС), соответствующими параметрическим отказам агрегатов ГВТ, труднодоступных для внешнего осмотра — ТК и выпускного устройства (глушителя или искрогасителя).

Цель работы — теоретическое обоснование и разработка способа оперативного контроля работоспособности агрегатов ГВТ тепловозного дизеля.

Теоретическое обоснование способа оперативного контроля работоспособности агрегатов ГВТ. Одним из условий совместной работы турбины и нагнетателя ТК в установившемся режиме является равенство их мощностей на общем валу [6]:

$$\begin{aligned} \frac{G_B}{\eta_{м.н}\eta_{ад}} \frac{k_B}{k_B - 1} R_B T_0 \left(\pi_n^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1 \right) = \\ = G_T \eta_{м.т} \eta_{г.вн} \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_T - 1}{k_T}}} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где G_B и G_T — массовый расход воздуха и ОГ, кг/с; $\eta_{м.н}$ и $\eta_{м.т}$ — механический коэффициент полезного действия (КПД) нагнетателя и турбины; $\eta_{ад}$ — адиабатный КПД нагнетателя; k_B и k_T — показатель адиабаты воздуха и ОГ; R_B и R_T — газовая постоянная воздуха и ОГ, Дж/(кг·К); T_0 и T_T — температура воздуха на входе в нагнетатель и ОГ на входе в турбину, К; π_n — степень повышения давления воздуха в нагнетателе; $\eta_{г.вн}$ — внутренний КПД турбины;

π_T — степень понижения давления газа в турбине.

Термодинамический перепад температуры ОГ в турбине [7]

$$\Delta T_T^0 = T_T \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_T - 1}{k_T}}} \right). \quad (2)$$

Адиабатный (без учета теплоотвода в систему охлаждения) перепад температуры ОГ на проточной части турбины [7]

$$\Delta T_{г.ад} = \Delta T_T^0 \eta_{г.вн}. \quad (3)$$

С учетом формул (2) и (3) выражение (1) приобретает вид

$$\begin{aligned} \frac{G_B}{\eta_{м.н}\eta_{ад}} \frac{k_B}{k_B - 1} R_B T_0 \left(\pi_n^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1 \right) = \\ = G_T \eta_{м.т} \frac{k_T}{k_T - 1} R_T \Delta T_{г.ад}. \end{aligned} \quad (4)$$

Из выражения (4) получаем относительный перепад температуры ОГ в турбине

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_{г.ад}}{T_0} = \\ = \frac{1}{\eta_{м.т}\eta_{м.н}\eta_{ад}} \frac{G_B}{G_T} \frac{k_B}{k_T} \frac{(k_T - 1)}{k_T} \frac{R_B}{R_T} \left(\pi_n^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1 \right). \end{aligned} \quad (5)$$

В любом режиме работы дизеля при отсутствии перепуска воздуха или газа можно принять

$$G_B \approx G_T \rightarrow \frac{G_B}{G_T} \approx 1.$$

По данным работы [7], использование постоянных значений параметров k_B , k_T , R_B и R_T при расчете характеристик нагнетателя и турбины вносит погрешность, не превышающую 0,1 %. С учетом этого выражение (5) представим в следующем виде:

$$\frac{\Delta T_{г.ад}}{T_0} = \frac{A}{\eta_{мТК}\eta_{ад}} \left(\pi_n^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1 \right), \quad (6)$$

где A — постоянный коэффициент,

$$A = \frac{G_B}{G_T} \frac{k_B}{k_T} \frac{(k_T - 1)}{k_T} \frac{R_B}{R_T};$$

$\eta_{мТК}$ — механический КПД ТК, $\eta_{мТК} = \eta_{м.т} \eta_{м.н}$.

Таким образом, приведенный к температуре воздуха на входе в нагнетатель перепад температуры ОГ на СА и РК турбины $\Delta T_{г.ад}/T_0$, определяемый без учета теплоотвода в систему

охлаждения, связан со степенью повышения давления воздуха в нагнетателе π_n функциональной зависимостью (6), которая учитывает механические потери в ТК ($\eta_{\text{МТК}}$), ТС проточной части нагнетателя ($\eta_{\text{ад}}$) и внутренний КПД турбины ($\Delta T_{\text{т.ад}}$). При этом влияние конструктивных параметров агрегатов наддува на характер зависимости (6) учтено косвенно посредством их характеристик, связывающих степень изменения давления в агрегате с его внутренним КПД.

Совокупность указанных факторов практически полностью характеризует текущее ТС ТК. Изменение ТС (т. е. одного или нескольких из этих факторов) приведет к изменению характера функциональной зависимости (6). Таким образом, отслеживая в процессе эксплуатации тепловоза соответствие этой зависимости эталонной, полученной для ТК, находящегося в эталонном исправном ТС, можно своевременно выявить отклонение его текущего ТС от эталонного.

Для проверки сделанного вывода выполнено моделирование работы комбинированного дизеля с газотурбинным наддувом 1-ПД4Д (6ЧН31,8/33,0) в режимах нагрузочных и регулировочных характеристик, соответствующих различным скоростным режимам (частоте вращения коленчатого вала $n_d = 750 \dots 650 \text{ мин}^{-1}$), настройкам фаз газораспределения (ФГР) и углов опережения подачи топлива (УОПТ), в программном комплексе «Дизель-РК» [8] с дополнительным модулем расчета параметров системы наддува. Перепад температуры ОГ на неподвижном СА и РК турбины определен с использованием выражений (2) и (3).

Результаты моделирования (без учета теплоотвода в систему охлаждения) приведены на рис. 1.

Анализ результатов моделирования подтверждает справедливость вывода о наличии функциональной зависимости между параметрами $\Delta T_{\text{т.ад}}/T_0$ и π_n , вид которой определяется характеристиками агрегатов наддува и режимами их работы. Изменение режима работы и значений регулировочных параметров поршневой машины влияет на эту зависимость посредством изменения КПД нагнетателя и турбины в точке их совместной работы.

Чтобы экспериментально проверить полученные результаты и оценить влияние теплоотвода от газа в стенки газоприемного корпуса (ГПК) турбины на относительный перепад тем-

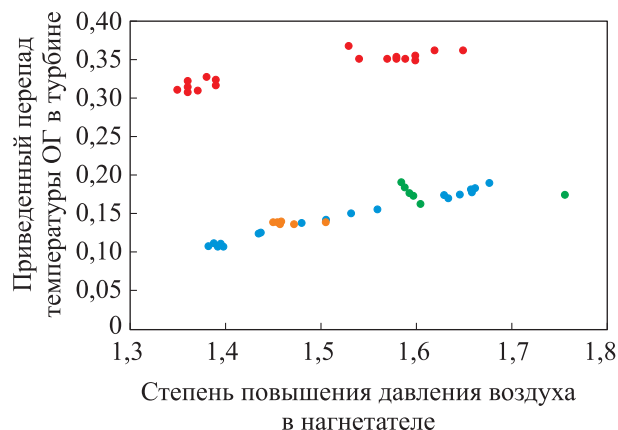


Рис. 1. Зависимости приведенного перепада температуры ОГ в турбине от степени повышения давления воздуха в нагнетателе дизеля 1-ПД4Д: ● — результаты моделирования параметров ГВТ в исправном ТС; ○ и ● — результаты моделирования параметров ГВТ с измененными значениями УОПТ и ФГР; ● — результаты измерения для тепловоза ТЭМ18ДМ

пературы ОГ в турбине, измеряли параметры ГВТ дизеля 1-ПД4Д тепловоза ТЭМ18ДМ в процессе нагружения силовой установки на реостат, для чего устанавливали термопары в выпускные коллекторы на входе в турбину (вместо штатных термопар дизельного термокомплекта) и на выходе из нее. Замену термопар на входе в турбину выполняли для повышения точности измерения разности температур ОГ.

Анализ результатов эксперимента (измерения) подтверждает наличие функциональной зависимости между измеренным, приведенным к температуре воздуха на входе в компрессор перепадом температуры ОГ в турбине $\Delta T_{\text{т}}^{\text{изм}}/T_0$ и степенью повышения давления в нагнетателе π_n (см. рис. 1). Причем характер этой зависимости, судя по положению экспериментальных точек на рис. 1, соответствует результатам моделирования.

Однако, как следует из рис. 1, абсолютные измеренные значения приведенного перепада температуры ОГ в 2–3 раза выше, чем полученные при моделировании. Эта разница является следствием отвода тепловой энергии от потока газа в охлаждающую воду через корпус турбины.

Как отмечено в работе [7], при уменьшении внутренней энергии газа вследствие потерь тепловой энергии в систему охлаждения расчет КПД турбины при стендовых испытаниях на потоке газа с использованием выражения (3) может давать погрешность 100 % и более, что подтверждают полученные результаты.

Для учета влияния теплоотвода в систему охлаждения при расчете перепада температуры ОГ в турбине при моделировании рабочего процесса дизеля предлагается следующий подход.

Полный (измеренный или модельный) абсолютный перепад температуры ОГ на проточной части турбины

$$\Delta T_T = \Delta T_{T,ад} + \Delta T_T^{охл},$$

где $\Delta T_T^{охл}$ — перепад температуры ОГ вследствие теплоотвода в систему охлаждения, определяемый из уравнения теплового баланса газа в турбине

$$\begin{aligned} c_p G_B \Delta T_T^{охл} &= k F_T (T_{T,p} - T_B) \rightarrow \Delta T_T^{охл} = \\ &= \frac{k F_T (T_{T,p} - T_B)}{c_p G_B}, \end{aligned} \quad (7)$$

где c_p — средняя удельная теплоемкость газа, Дж/(кг·К); k — средний коэффициент теплопередачи от газа к воде, Вт/(м²·К); F_T — площадь поверхности теплообмена в ГПК, м²; $T_{T,p}$ — средняя (расчетная) температура газа в ГПК, К; T_B — средняя температура воды в каналах ГПК, К.

Так как основная часть тепловой энергии отводится в систему охлаждения из ГПК до входа газа в каналы СА, принимаем $T_{T,p} \approx T_T$.

В произвольном i -м режиме работы дизеля перепад температуры $\Delta T_{T,i}^{охл}$, обусловленный теплоотводом в систему охлаждения, определяется как

$$\Delta T_{T,i}^{охл} = \Delta T_{T0}^{охл} \frac{k_i G_{T0} (T_{T,i} - T_B) c_{p0}}{k_0 G_{T,i} (T_{T0} - T_B) c_{pi}}, \quad (8)$$

где индекс « i » соответствует текущему i -му режиму работы дизеля, а индекс «0» — эталонному.

За эталонный режим принимаем любой режим с известными значениями параметров, например, номинальный. В номинальном режиме параметр $\Delta T_{T0}^{охл}$ находим как разность экспериментального $\Delta T_{T0}^{изм}$ и модельного $\Delta T_{T,ад}$ перепадов температуры ОГ в турбине:

$$\Delta T_{T0}^{охл} = \Delta T_{T0}^{изм} - \Delta T_{T,ад}.$$

Относительный средний коэффициент теплопередачи k_i/k_0 в i -м режиме работы дизеля вычисляем следующим образом.

Пренебрегая термическим сопротивлением стенки ГПК турбины, коэффициент теплопередачи от газа к охлаждающей воде при отсутствии отложений в водяных и газовых полостях представляем в виде [9]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{\alpha_T \alpha_B}{\alpha_T + \alpha_B},$$

где α_T — коэффициент теплоотдачи от газа к стенке корпуса, Вт/(м²·К); α_B — коэффициент теплоотдачи от корпуса к охлаждающей воде, Вт/(м²·К).

Относительное изменение коэффициента теплопередачи в i -м режиме работы дизеля определяем как

$$\overline{dk_{T,i}} = \frac{k_0}{\alpha_{T0}} \overline{d\alpha_{T,i}} + \frac{k_0}{\alpha_{B0}} \overline{d\alpha_{B,i}}, \quad (9)$$

где $\overline{d\alpha_{T,i}}$ и $\overline{d\alpha_{B,i}}$ — относительное изменение коэффициентов теплоотдачи α_T и α_B в i -м режиме работы дизеля; α_{T0} и α_{B0} — коэффициенты теплоотдачи от газа к стенке корпуса и от корпуса к охлаждающей воде в номинальном режиме работы дизеля, Вт/(м²·К).

Известно [9], что коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя (жидкости, газа) к стенке и от стенки к холодному теплоносителю определяется выражением

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l}, \quad (10)$$

где Nu — число Нуссельта для теплоносителя; λ — коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м·К; l — характерный геометрический размер, м.

Для турбулентного течения газа рассчитываемое по его температуре при определяющем размере канала $l_{к,г}$ число Нуссельта [9, 10] имеет вид

$$Nu_{T,l} = 0,023 Re_{T,l}^{0,8} Pr_{T,l}^{0,43} \left(\frac{Pr_T}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \left(\frac{T_T}{T_{ст}} \right)^{0,3} \varepsilon_l, \quad (11)$$

где $Re_{T,l}$ — число Рейнольдса для потока газа, $Re_{T,l} = \rho_T \nu_T l_{к,г} / \mu_T$ (ρ_T — плотность газа в ГПК, кг/м³; ν_T — скорость течения газа на входе в неподвижный СА, м/с; μ_T — динамическая вязкость газа, Па·с); Pr_T и $Pr_{ст}$ — число Прандтля для теплоносителя (газа) при его температуре и температуре стенки; $T_{ст}$ — температура стенки, К; ε_l — коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине канала.

Так как теплопроводность охлаждающей воды в 10–12 раз, а число Прандтля в 3,5–4,0 раза выше, чем значения соответствующих физических свойств ОГ при температуре до 800 К, коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_{B0} в

10–12 раз больше, чем коэффициент теплоотдачи от газа к стенке $\alpha_{г0}$ [11]. Можно предположить, что относительное изменение коэффициента теплопередачи в основном определяется относительным изменением коэффициента теплоотдачи от газа $d\alpha_g$ и мало зависит от величины $d\alpha_b$.

Для проверки этого предположения вычислены значения коэффициентов k , α_g и α_b в некоторых режимах работы дизеля. В качестве характерного геометрического размера $l_{к.г}$ для потока газа принята высота лопаток неподвижного СА турбины l_c .

С учетом выражений

$$v_g = \frac{G_g}{\rho_g F_{к.с}} \text{ и } p_g = \frac{p_r}{R_g T_g}$$

число Рейнольдса

$$Re_{гl} = \frac{G_g l_c}{\mu_g F_{к.с}}, \tag{12}$$

где $F_{к.с}$ — средняя площадь поперечного сечения кольцевого канала ГПК, м²; p_r — давление газа в ГПК, МПа.

Табличные зависимости числа Прандтля Pr_g , динамической вязкости μ_g , коэффициента теплопроводности λ_g и удельной теплоемкости c_p газа от его температуры в интервале 550...800 К можно аппроксимировать степенными зависимостями [9]

$$\begin{aligned} Pr_g &= 1,4229T_g^{-0,123}; \\ \mu_g &= 0,3213T_g^{0,7048}, \text{ Па} \cdot \text{с}; \\ \lambda_g &= 8,1610 \cdot 10^{-5} T_m^{1,00584}, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \\ c_p &= 208,56T_g^{0,2206}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}). \end{aligned} \tag{13}$$

Температура стенки $T_{ст}$ приближенно определяется как среднее между температурами газа T_g и охлаждающей воды T_b :

$$T_{ст} = \frac{T_g + T_b}{2}.$$

Число Нуссельта для охлаждающей воды [9]

$$Nu_{bl} = 0,023 Re_{bl}^{0,8} Pr_b^{0,43} \left(\frac{Pr_b}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \epsilon_l, \tag{14}$$

где Re_{bl} — число Рейнольдса для воды, $Re_{bl} = \rho_b v_b l_{к.в} / \mu_b$ (v_b — скорость течения воды в каналах ГПК, м/с; ρ_b и μ_b — плотность и динамическая вязкость воды при температуре T_b ; $l_{к.в}$ — определяющий геометрический размер, м); Pr_b и $Pr_{ст}$ — числа Прандтля для воды при температуре T_b и $T_{ст}$.

За размер $l_{к.в}$ принимаем среднюю высоту кольцевой водяной полости в корпусе турбины.

Так как температура воды в системе охлаждения дизеля поддерживается постоянной, в качестве параметров состояния воды (ρ_b , μ_b , λ_b , Pr_b) воспользуемся их табличными значениями для T_b . Скорость течения воды v_b в каналах охлаждения турбины для предварительного расчета принимаем равной 0,5...1,5 м/с.

Результаты расчета коэффициентов α_g , α_b и k по выражениям (10)–(14) для некоторых режимов скоростной характеристики дизеля, а также относительного среднего коэффициента теплопередачи k_i/k_0 и относительного коэффициента теплоотдачи от газа к стенке турбины $\alpha_{gi}/\alpha_{г0}$ приведены в табл. 1. Значения параметров в номинальном режиме выделены жирным шрифтом.

Как следует из табл. 1, разница между значениями относительного среднего коэффициента

Таблица 1

Результаты расчета параметров в каналах ГПК турбины

G_b , кг/с	$n_{диз}$, мин ⁻¹	π_n	T_g , К	p_r , МПа	α_g , Вт/(м ² ·К)	α_b , Вт/(м ² ·К)	k , Вт/(м ² ·К)	k_i/k_0	$\alpha_{gi}/\alpha_{г0}$	Относительная ошибка
2,2590	750	1,678	720	0,1538	451,46	5974,45	419,74	1,000	1,000	0
2,0819	750	1,560	699	0,1457	380,49	5874,75	357,34	0,851	0,842	0,0106
1,9555	750	1,505	672	0,1427	366,71	5845,19	345,07	0,822	0,812	0,0122
1,7465	750	1,437	631	0,1392	340,77	5786,15	321,82	0,767	0,755	0,0156
1,6329	650	1,457	676	0,12946	299,30	5191,84	282,99	0,674	0,662	0,0178
1,6263	650	1,453	674	0,12968	298,69	5190,96	282,44	0,673	0,662	0,0143
1,4319	570	1,357	578	0,11372	293,92	4617,66	276,33	0,658	0,651	0,0163
1,4299	570	1,355	573	0,11341	295,52	4611,67	277,72	0,6616	0,655	0,0099

теплопередачи k_i/k_0 и относительного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{r_i}/\alpha_{r_0}$ не превышает 2 %, вследствие чего с учетом выражений (11)–(13), запишем

$$\frac{k_i}{k_0} \approx \frac{\alpha_{r_i}}{\alpha_{r_0}} = \left(\frac{G_{B_i}}{G_{B_0}} \right)^{0,8} \left(\frac{T_{r_i}}{T_{r_0}} \right)^{0,6521} \left(\frac{T_{cr_i}}{T_{cr_0}} \right)^{-0,2693}. \quad (15)$$

После подстановки выражений (13) и (15) в формулу (8) получаем

$$\Delta T_{r_i}^{\text{охл}} = \Delta T_{r_0}^{\text{охл}} \left(\frac{G_{B_i}}{G_{B_0}} \right)^{-0,2} \left(\frac{T_{r_i}}{T_{r_0}} \right)^{0,4315} \left(\frac{T_{r_i} - T_B}{T_{r_0} - T_B} \right)^{0,7307}. \quad (16)$$

С учетом выражения (16) полный перепад температуры ОГ в турбине в i -м режиме работы дизеля

$$\Delta T_{r_i} = T_0 \frac{A}{\eta_{\text{МТК}} \eta_{\text{ад } i}} \left(\pi_{n_i}^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right) + \Delta T_{r_0}^{\text{охл}} \bar{G}_{B_i}^{-0,2} \bar{T}_{r_i}^{0,4315} \left(\bar{T}_{r_i} - \bar{T}_B \right)^{0,7307}, \quad (17)$$

где \bar{G}_{B_i} , \bar{T}_{r_i} и $\bar{T}_{r_i} - \bar{T}_B$ — относительные расход воздуха, температура ОГ перед турбиной и разность температур $T_{r_i} - T_B$ в i -м режиме работы дизеля.

Переходя к относительному полному перепаду температуры ОГ в турбине ΔT_{r_i} и относительной степени повышения давления в нагнетателе $\bar{\pi}_{n_i}$, запишем

$$\frac{\Delta T_{r_i}}{T_0} = \frac{A}{T_{r_0} \eta_{\text{МТК}} \eta_{\text{ад } i}} \left(\pi_{n_0}^{\frac{k_B-1}{k_B}} \bar{\pi}_{n_i}^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right) + \frac{\Delta T_{r_0}^{\text{охл}}}{T_{r_0}} \bar{G}_{B_i}^{-0,2} \bar{T}_{r_i}^{0,4315} \left(\bar{T}_{r_i} - \bar{T}_B \right)^{0,7307}. \quad (18)$$

Экспериментальные зависимости относительного полного перепада температуры ОГ в турбине дизеля 1-ПД4Д тепловоза ТЭМ18ДМ от относительной степени повышения давления в нагнетателе при $n_d = 480 \dots 750 \text{ мин}^{-1}$ приведены на рис. 2. Там же показаны аналогичные расчетные зависимости для режимов скоростных и нагрузочных характеристик ($650 \dots 750 \text{ мин}^{-1}$). Видно, что и измеренные, и модельные значения соответствуют исправному ТС дизеля, однако моделирование выполнено при различных значениях цикловой подачи и УОПТ.

Несмотря на различие реальных и модельных режимов работы дизеля, экспериментальные и расчетные точки расположены в одной и той же компактной области плоскости $(\Delta T_r, \bar{\pi}_n)$, что свидетельствует о корректности

предлагаемого метода учета влияния теплообмена в турбине на полный перепад температуры ОГ в турбине.

Так как температуры ОГ перед турбиной в номинальном режиме T_{r_0} определяются суммарным коэффициентом избытка воздуха и для разных дизелей близки по значению, а разница в величине степени повышения давления в нагнетателе π_{n_0} в значительной степени нивелирована дробным показателем степени (0,291 для $k_B = 1,41$), переход к относительным единицам позволяет унифицировать выражение (18) для дизелей разного типа.

Также на рис. 2 показаны значения относительного полного перепада температуры ОГ в турбине дизеля Wartsila W6L20L (6ЧН20/28) [12] тепловоза ТЭМ18В в режимах тепловозной характеристики. Видно, что они расположены в той же области, что и значения относительного полного перепада температуры ОГ в турбине дизеля 1-ПД4Д тепловоза ТЭМ18ДМ, несмотря на существенные различия значений параметров наддува (в номинальном режиме у дизеля Wartsila W6L20L $\pi_{n_0} = 4,0$, у 1-ПД4Д $\pi_{n_0} = 1,6$). Эта особенность зависимости (18) позволяет использовать общую эталонную модель для дизелей разного типа, что существенно упрощает процесс диагностирования.

В отличие от относительного адиабатного перепада температуры ОГ в турбине (6), характеризующего только эффективность преобразования энергии газа в ТК, на полный перепад

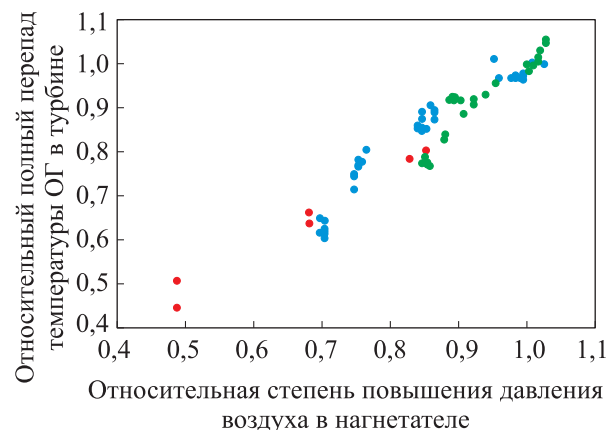


Рис. 2. Зависимости относительного полного перепада температуры ОГ в турбине от относительной степени повышения давления в нагнетателе:
 ● — результаты моделирования для дизеля 1-ПД4Д в исправном ТС; ● и ● — данные эксперимента для дизеля 1-ПД4Д тепловоза ТЭМ18ДМ и Wartsila W6L20L тепловоза ТЭМ18В

температуры ОГ в турбине (17), (18) дополнительно оказывает влияние процесс охлаждения газа в каналах ГПК, интенсивность которого определяется температурой ОГ T_t на входе в турбину и его расходом G_b . По этой причине значение этого перепада, помимо ТС ТК, чувствительно к режиму его работы, на который влияют как ТС других агрегатов ГВТ, так и режим работы дизеля.

Уравнение (18) определяет компактную область (кластер) в пространстве $\{\Delta T_t, \bar{\pi}_n, \bar{G}_b, \bar{T}_t\}$, соответствующую текущему режиму работы и ТС ТК. Определение класса текущего ТС сводится к поиску кластера, в котором находится точка $(\Delta T_{ti}, \bar{\pi}_{ni}, \bar{G}_{bi}, \bar{T}_{ti})$, соответствующая i -му режиму работы, при условии, что границы кластеров всех учитываемых классов ТС ранее определены.

Для решения задачи диагностирования в такой постановке необходимо контролировать все компоненты вектора $\{\Delta T_t, \bar{\pi}_n, \bar{G}_b, \bar{T}_t\}$, включая расход воздуха G_b , что для дизелей средней и большой мощности является непростой задачей.

Анализ методов классификации показывает, что задачу классификации часто можно решить переходом к постановке ее в пространстве меньшей размерности при одновременном ограничении алфавита распознаваемых классов [13].

В рассматриваемом случае этот алфавит содержит три класса (включая исправное ТС), поэтому возможность ее решения в пространстве $\{\Delta T_t, \bar{\pi}_n, \bar{T}_t\}$ представляется вполне вероятной.

Для проверки этой возможности выполнено моделирование работы дизеля 1-ПД4Д с неисправностями ТК (снижение КПД ТК, закоксовывание СА и уменьшение внутреннего КПД турбины — первый класс ТС) и ГВТ (закоксовывание глушителя — второй класс ТС).

Проекция точек пространства $\{\Delta T_t, \bar{\pi}_n, \bar{G}_b, \bar{T}_t\}$, соответствующих трем указанным классам ТС ГВТ (включая исправное ТС), на плоскость $\{\bar{\pi}_n, \bar{T}_t\}$ приведена на рис. 3.

Как видно из рисунка, проекция пространства $\{\Delta T_t, \bar{\pi}_n, \bar{G}_b, \bar{T}_t\}$ на плоскость $\{\Delta T_t, \bar{\pi}_n\}$ позволяет вполне удовлетворительно разделить точки, соответствующие исправному и неисправному ТС ТК и глушителя, т. е. решить задачу контроля работоспособности этих агрегатов. Однако точность решения задачи локализации отказа (ТК или глушителя) будет

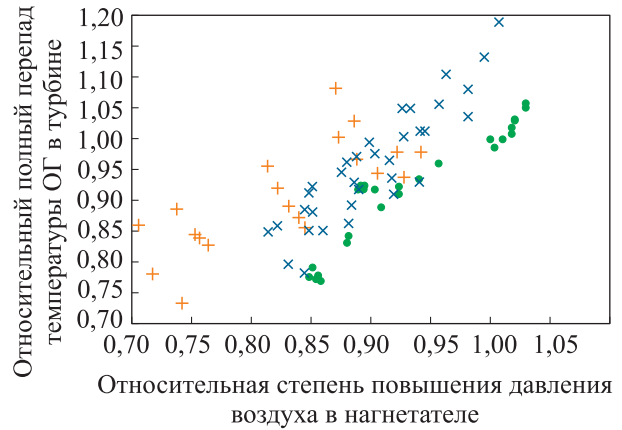


Рис. 3. Зависимости относительного полного перепада температуры ОГ в турбине от относительной степени повышения давления в нагнетателе дизеля 1-ПД4Д при исправных ТК и ГВТ (•), неисправных ТК (×) и глушителе (+)

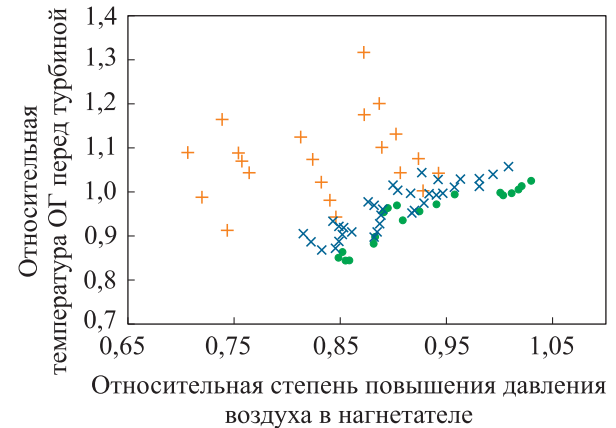


Рис. 4. Зависимости относительной температуры ОГ перед турбиной от относительной степени повышения давления в нагнетателе дизеля 1-ПД4Д в исправном ТС (•) и неисправном ТС первого (×) и второго (+) класса

недостаточной, так как значительная доля точек этих ТС занимает одну и ту же область.

Для их разделения необходимо спроецировать пространство на другую плоскость. На рис. 4 приведены зависимости относительной температуры ОГ перед турбиной от относительной степени повышения давления в нагнетателе $\bar{\pi}_n$, т. е. проекция пространства $\{\Delta T_t, \bar{\pi}_n, \bar{G}_b, \bar{T}_t\}$ на плоскость для различных ТС агрегатов дизеля 1-ПД4Д.

Как видно из рис. 4, положение точек, соответствующих разным классам ТС ТК и глушителя, на плоскости $\{\bar{T}_t, \bar{\pi}_n\}$ позволяет их разделить с использованием простого линейного классификатора.

Полученные результаты свидетельствуют о возможности эффективного решения задачи

диагностирования ТК и ГВТ дизеля в пространстве параметров $\{\Delta T_T, \bar{\pi}_n, \bar{T}_T\}$.

Таким образом, предлагаемый способ диагностирования агрегатов ГВТ дизеля заключается в отнесении точки, соответствующей текущему режиму работы ГВТ к области пространства $\{\Delta T_T, \bar{\pi}_n, \bar{T}_T\}$, к одному из трех классов ТС. При этом границы областей классов определяются в процессе предварительной разметки пространства (обучения диагностической модели).

Предлагаемый способ оперативного контроля работоспособности агрегатов ГВТ тепловозного дизеля включает в себя следующие этапы:

- формирование обучающей выборки для каждого из трех классов ТС, содержащей 15...20 и более векторов значений $\{T_T, \pi_n, T_{T2}\}$, где T_{T2} — температура ОГ на выходе из турбины, в номинальном и близких к нему режимах работы дизеля; для эталонного ТС (класса 0) выборку можно формировать как измерением параметров ГВТ дизеля в процессе его реостатных испытаний, так и моделированием его работы с предварительной проверкой адекватности модели; для первого и второго классов ТС на первом этапе могут быть использованы результаты моделирования работы дизеля с неисправностями ТК и ГВТ с последующим постепенным замещением элементов выборки результатами измерений для соответствующих классов ТС;

- определение усредненных значений измеряемых параметров $\{\Delta T_{T0}, \pi_{n0}, T_{T0}\}$ для номинального режима дизеля в эталонном ТС, переход к относительным единицам $\{\Delta T_T, \bar{\pi}_n, \bar{T}_T\}$ с

использованием выражения (18), нормализация выборки;

- выбор схемы классификатора, его программная реализация и обучение в любой среде программирования;

- использование обученной модели классификатора для определения ТС агрегатов ГВТ дизеля при испытаниях или эксплуатации по результатам измерения параметров T_T, π_n, T_{T2} в определенных установившихся режимах (на позициях контроллера).

Проверка предложенного способа контроля работоспособности агрегатов ГВТ дизеля и метода его реализации. Проверку способа оперативного контроля агрегатов ГВТ тепловозного дизеля осуществляли с использованием обучающей выборки, сформированной моделированием различных режимов работы дизеля 1-ПД4Д тепловоза ТЭМ18ДМ при различных состояниях ТК и глушителя в программном комплексе Дизель-РК.

Описание классов ТС ГВТ и соответствующих им отказов приведены в табл. 2, а фрагмент результатов моделирования — в табл. 3, где $n_{ТК}$ — частота вращения ротора ТК; $g_{ц}$ — цикловая подача. Значения параметров в номинальном режиме выделены жирным шрифтом.

В номинальном режиме полный перепад температуры ОГ в турбине ΔT_{T0} , определенный по результатам реостатных испытаний тепловоза ТЭМ18ДМ, составил 99 К, перепад температуры ОГ вследствие теплоотвода в корпус турбины $\Delta T_{T0}^{охл} = 99 - 50,12 = 48,88$ К.

Расчет обучающей выборки в координатах $\{\Delta T_T, \bar{\pi}_n, \bar{T}_T\}$ выполнен с использованием вы-

Таблица 2

Классы ТС агрегатов ГВТ тепловозного дизеля

Класс ТС	Описание класса	Изменение характерных параметров	Количество векторов в выборке
0	Исправные ТК и другие агрегаты ГВТ	Изменение цикловой подачи по нагрузочной характеристике дизеля. Изменение УОПТ при различных значениях цикловой подачи. Износ соплового наконечника форсунки — 20 %	20
1	Неисправный ТК	Снижение адиабатного КПД нагнетателя на 10, 15 и 20 %. Уменьшение эквивалентного проходного сечения СА турбины на 5, 10, 15 и 20 % с одновременным снижением внутреннего КПД турбины на 10, 15, 20 и 25 %	35
2	Закоксовывание глушителя	Потери давления в глушителе 0,006...0,013 МПа при различных значениях цикловой подачи	21
Итого			76

Таблица 3

Фрагмент таблицы результатов моделирования отказов ГВТ

G_n , кг/с	π_n	n_{TK} , мин ⁻¹	T_T , К	p_T , МПа	n_d , об/мин ⁻¹	g_c , г	T_2 , К	$\Delta T_{тад}$, К	Класс ТС	Описание ТС
2,1791	1,63	15 936	751,6	0,1482	750	1,435	701,48	50,12	0	Исправное
2,2590	1,678	15 964	770,00	0,1538	750	1,435	7155,0	55,00	0	Износ соплового накопечника форсунки — 20 %
2,2327	1,663	15 958	761,00	0,1526	750	1,435	708,0	53,00	0	Уменьшение УОПТ на 10° поворота коленчатого вала
1,9279	1,641	15 939	793,85	0,1647	750	1,437	726,8	67,05	1	Уменьшение эффективной площади сечения проточной части СА на 20 %, внутреннего КПД турбины на 25 %
1,4952	1,443	14 668	894,20	0,1543	750	1,435	859,0	35,20	2	Противодавление за турбиной — 0,025 МПа

ражения (18). Температура воды T_b во всех режимах принята постоянной и равной 343 К.

Фрагмент выборки в координатах $\{\Delta T_T, \bar{\pi}_n, \bar{T}_T\}$, соответствующий табл. 3, приведен в табл. 4.

После ряда экспериментов в качестве алгоритма классификации выбрана четырехслойная нейронная сеть прямого распространения 3-95-195-195-153-1. Для обучения использовано 90 % выборки, 10 % выборки зарезервировано для тестовой проверки обученной модели. Обуче-

ние проведено методом обратного распространения ошибки с использованием оптимизатора Adam [14].

Результаты проверки модели на тестовой выборке в виде матрицы ошибок нейросетевого классификатора приведены в табл. 5.

Результаты оценки точности классификации тестовой выборки по различным метрикам [15] приведены в табл. 6.

Как следует из табл. 6, классификатор обеспечивает классификацию образцов тестовой

Таблица 4

Фрагмент обучающей выборки в координатах $\{\Delta T_T, \bar{\pi}_n, \bar{T}_T\}$

$\bar{\pi}_n$	ΔT_T	\bar{T}_T	Класс ТС
1,0000	1,00000	1,000	0
1,0294	1,05190	1,026	0
1,0202	1,02920	1,015	0
1,0068	1,19170	1,056	1
0,8853	1,02994	1,190	2

Таблица 5

Матрица ошибок нейросетевого классификатора

	Класс 0	Класс 1	Класс 2	Количество элементов в тестовой выборке
Класс 0	11	0	0	11
Класс 1	0	8	0	8
Класс 2	1	1	3	5

Таблица 6

Результаты оценки точности классификации тестовой выборки по разным метрикам

Класс	Метрика			Количество элементов в тестовой выборке
	Precision	Recall	F1-score	
0	0,92	1,00	0,96	11
1	0,89	1,00	0,94	8
2	1,00	0,60	0,75	5
Среднее	0,94	0,87	0,88	–

выборки с точностью не ниже 0,87, что является очень хорошим результатом.

Выводы

1. Полный перепад температуры ОГ на СА и РК турбины является информативным диагностическим параметром, значение которого определяется ТС ТК и режимом работы ТК, зависящим от ТС ГВТ дизеля.

2. Работоспособность агрегатов ТК и выпускной системы дизеля характеризуется положением точки, соответствующей текущему режиму их работы, в пространстве параметров $\{\Delta T_T, \bar{p}_n, \bar{T}_T\}$.

3. Разработан способ контроля работоспособности ТК и выпускной системы дизеля, который заключается в определении положения точки текущего режима в пространстве $\{\Delta T_T, \bar{p}_n, \bar{T}_T\}$ относительно предварительно размеченных областей пространства, соответствующих разным классам ТС ТК и выпускной системы.

4. Предложен и проверен на математической модели рабочего процесса комбинированного дизеля метод реализации способа контроля с использованием нейросетевой диагностической модели.

5. Положение точек, соответствующих режимам работы дизелей одного типа и разного типа близкого типоразмера с охлаждаемой турбиной в пространстве относительных параметров $\{\Delta T_T, \bar{p}_n, \bar{T}_T\}$, не зависит от типа дизеля, что позволяет формировать общую выборку для обучения классификатора из данных различных дизелей и использовать единый обученный классификатор для контроля ТС ТК и выпускного устройства.

6. Достоинствами предложенного способа контроля работоспособности ТК и выпускного устройства дизеля являются простота реализации: помимо параметров, контролируемых штатными средствами тепловозного дизеля, дополнительно необходимо контролировать только температуру газа за турбиной.

Литература

- [1] Свечников А.А. *Совершенствование технологии контроля технического состояния агрегатов наддува тепловозного дизеля после ремонта*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Самара, СамГУПС, 2010. 24 с.
- [2] Титанаков Д.А. *Оценка технического состояния газозоудного тракта тепловозных дизелей*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Омск, ОмГУПС, 2005. 20 с.
- [3] Васин П.А. *Исследование газозоудного тракта четырехтактного высокооборотного дизеля с турбонаддувом как объекта автоматической безразборной диагностики*. Ленинград, ЦНИ дизельный ин-т, 1984. 23 с.
- [4] Носков В.О., Милютин Л.В., Синев И.С. и др. Исследование условий и режимов работы маневровых тепловозов. *Молодой ученый*, 2017, № 12, ч. 1, с. 72–75.
- [5] Грачев В.В., Грищенко А.В., Базилевский Ф.Ю. и др. Влияние переходных процессов в силовой установке маневрового тепловоза на расход топлива в эксплуатации. *Бюллетень результатов научных исследований*, 2022, № 1, с. 48–67.
- [6] Симсон А.Э., Хомич А.З., Куриц А.А. и др. *Тепловозные двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Транспорт, 1987. 534 с.

- [7] Байков Б.П., Бордуков В.Г., Иванов П.В. и др. *Турбокомпрессоры для наддува дизелей*. Ленинград, Машиностроение, 1975. 200 с.
- [8] Кулешов А.С. *Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач*. Москва, Изд-во МГТУ им. Баумана, 2004. 123 с.
- [9] Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи*. Москва, Бастет, 2010. 342 с.
- [10] Долгов А.И. К вопросу об оптимизации систем охлаждения газовых турбин. *Технологический аудит и резервы производства*, 2012, т. 5, № 1, с. 7–8.
- [11] Каримова А.Г., Дезидерьев С.Г. Обобщенные опытные данные по теплообмену в проточной части турбин и компрессоров. *Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева*, 2012, № 4–1, с. 61–67.
- [12] *Дизель W6L20L*. Руководство по эксплуатации. FinLand, Wartsila, 2014. 386 с.
- [13] Черезов Д.С., Тюкачев Н.А. Обзор основных методов классификации и кластеризации данных. *Вестник ВГУ. Сер. Системный анализ и информационные технологии*, 2009, № 9, с. 25–29.
- [14] Жерон О. *Прикладное машинное обучение с помощью Scikit-Learn и TensorFlow*. Санкт-Петербург, Альфа-книга, 2018. 688 с.
- [15] Выбор метрики в машинном обучении. Как выбрать метрики для валидации результата Machine Learning. *blog.dataalytica.ru: веб-сайт*. URL: <http://blog.dataalytica.ru/2018/05/blog-post.html> (дата обращения: 14.04.2023).

References

- [1] Svechnikov A.A. *Sovershenstvovanie tekhnologii kontrolya tekhnicheskogo sostoyaniya agregatov nadduva teplovoznogo dizelya posle remonta*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Perfection of technology of technical condition control of diesel locomotive diesel engine supercharging units after repair. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Samara, SamGUPS Publ., 2010. 24 p. (In Russ.).
- [2] Titanakov D.A. *Otsenka tekhnicheskogo sostoyaniya gazovozdushnogo trakta teplovoznikh dizeley*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Estimation of a technical condition of a gas-air path of diesel locomotive diesel engines. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Omsk, OmGUPS Publ., 2005. 20 p. (In Russ.).
- [3] Vasin P.A. *Issledovanie gazovozdushnogo trakta chetyrekhtaktnogo vysokooborotnogo dizelya s turbonadduvom kak obekta avtomaticheskoy bezrazbornoy diagnostiki* [Investigation of a gas-air path of a four-stroke high-speed diesel engine with turbocharging as an object of automatic indiscriminate diagnostics]. Leningrad, TsNI dizelnyy in-t Publ., 1984. 23 p. (In Russ.).
- [4] Noskov V.O., Milyutina L.V., Sinev I.S. et al. Investigation of conditions and operating modes of shunting diesel locomotives. *Molodoy uchenyy* [Young Scientist], 2017, no. 12, vol. 1, pp. 72–75. (In Russ.).
- [5] Grachev V.V., Grishchenko A.V., Bazilevskiy F.Yu. et al. Impact of transition processes in propulsion of shunting diesel locomotive on fuel consumption in exploitation. *Byulleten rezultatov nauchnykh issledovaniy* [Bulletin of Scientific Research Result], 2022, no. 1, pp. 48–67. (In Russ.).
- [6] Simson A.E., Khomich A.Z., Kurits A.A. et al. *Teplovoznые двигатели внутреннего сгорания* [Diesel locomotive engines of internal combustion]. Moscow, Transport Publ., 1987. 534 p. (In Russ.).
- [7] Baykov B.P., Bordukov V.G., Ivanov P.V. et al. *Turbokompressory dlya nadduva dizeley* [Turbochargers for diesel engines supercharging]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1975. 200 p. (In Russ.).
- [8] Kuleshov A.S. *Programma rascheta i optimizatsii dvigateley vnutrennego sgoraniya DIZEL-RK. Opisaniye matematicheskikh modeley, resheniye optimizatsionnykh zadach* [Program of calculation and optimization of internal combustion engines DIZEL-RK. Description of mathematical models, solution of optimization problems]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2004. 123 p. (In Russ.).

- [9] Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow, Bastet, 2010. 342 p. (In Russ.).
- [10] Dolgov A.I. On the optimization of the cooling systems of gas turbines. *Tekhnologicheskii audit i rezervy proizvodstva* [Technology Audit and Production Reserves], 2012, vol. 5, no. 1, pp. 7–8. (In Russ.).
- [11] Karimova A.G., Dezideriyev S.G. Generalized experimental data of heat exchange in the blading section of turbines and compressors. *Vestnik KGTU im. A.N. Tupoleva*, 2012, no. 4–1, pp. 61–67. (In Russ.).
- [12] Dizel W6L20L. *Rukovodstvo po ekspluatatsii* [Diesel W6L20L. Operating manual]. FinLand, Wartsila Publ., 2014. 386 p. (In Russ.).
- [13] Cherezov D.S., Tyukachev N.A. Classification and clusterization base methods review. *Vestnik VGU. Ser. Sistemnyy analiz i informatsionnye tekhnologii* [Proceedings of Voronezh State University. Series: Systems Analysis and Information Technologies], 2009, no. 9, pp. 25–29. (In Russ.).
- [14] Géron A. *Hands-on machine learning with Scikit-Learn and TensorFlow*. O'Reilly Media, 2017. 572 p. (Russ. ed.: *Prikladnoe mashinnoe obuchenie s pomoshchyu Scikit-Learn i TensorFlow*. Sankt-Petersburg, Alfa-kniga Publ., 2018. 688 p.)
- [15] *Vybor metriki v mashinnom obuchenii. Kak vybrat metriki dlya validatsii rezultata Machine Learning* [Selecting metrics in machine learning. How to choose metrics for Machine Learning result validation]. *blog.dataalytica.ru: website*. URL: <http://blog.dataalytica.ru/2018/05/blog-post.html> (accessed: 14.04.2023). (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 29.04.2024

Информация об авторах

ГРАЧЕВ Владимир Васильевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство». Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (190031, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Московский пр-т, д. 9, e-mail: v_grach@mail.ru).

ГРИЩЕНКО Александр Васильевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство». Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (190031, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Московский пр-т, д. 9, e-mail: grishenko_av@mail.ru).

ФЕДОТОВ Михаил Владимирович — кандидат технических наук, заведующий лабораторией диагностики. Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (140402, Коломна, Российская Федерация, ул. Октябрьской революции, д. 410, e-mail: fedotov-mv@vnikti.com).

Information about the authors

GRACHEV Vladimir Vasilevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Locomotives and Locomotive Equipment. Emperor Alexander I Saint Petersburg State Transport University (190031, St. Petersburg, Russian Federation, Moskovskiy Prospekt, Bldg. 9, e-mail: v_grach@mail.ru).

GRISCHENKO Alexander Vasilevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Locomotives and Locomotive Equipment. Emperor Alexander I Saint Petersburg State Transport University (190031, St. Petersburg, Russian Federation, Moskovskiy Prospekt, Bldg. 9, e-mail: grishenko_av@mail.ru).

FEDOTOV Mikhail Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Head of the Diagnostics Laboratory, Scientific, Research, Design and Technological Institute of the Rolling Stock (140402, Kolomna, Russian Federation, Oktyabrskoy Revolyutsii ul., Bldg. 410, e-mail: fedotov-mv@vnikti.com).

КУЛМАНОВ Баходир Тошболтаевич — докторант. Ташкентский государственный университет транспорта (240100, Ташкент, Республика Узбекистан, ул. Темирйулчилар, 1, e-mail: mexanikuz1986@gmail.com).

KULMANOV Bahodir Tashotboltaevich — Doctoral Candidate. Tashkent State University of Transport (240100, Tashkent, Republic of Uzbekistan, St. Temiryulchilar, Bldg. 1, e-mail: mexanikuz1986@gmail.com).

БАЗИЛЕВСКИЙ Федор Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство». Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (190031, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Московский пр-т, д. 9, e-mail: f_basilevski@mail.ru).

BASILEVSKY Fedor Yurevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Locomotives and Locomotive Equipment. Emperor Alexander I Saint Petersburg State Transport University (190031, St. Petersburg, Russian Federation, Moskovskiy Prospekt, Bldg. 9, e-mail: f_basilevski@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Грачев В.В., Грищенко А.В., Федотов М.В., Кулманов Б.Т., Базилевский Ф.Ю. Оперативный контроль работоспособности турбокомпрессора тепловозного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 1, с. 84–97.

Please cite this article in English as:

Grachev V.V., Grischenko A.V., Fedotov M.V., Kulmanov B.T., Bazilevsky F.Y. Operation monitoring of the locomotive diesel turbocharger performance. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 1, pp. 84–97.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям монографию
под редакцией А.Л. Носко**

**«Тормозные ролики для паллетных
гравитационных стеллажей. Конструкция.
Теория. Методы расчета. Эффективность
применения»**

Авторы: Е.В. Сафронов, А.Л. Носко, И.А. Шарифуллин

Представлены разработанные математические модели процесса движения паллеты по тормозным роликам различных типов, метод расчета скорости движения паллеты по тормозному ролику, стенд для экспериментального исследования тормозных роликов различных типов. Приведены результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных исследований тормозных роликов, анализа эффективности работы и срока службы отечественного образца тормозного центробежного фрикционного ролика с зарубежными аналогами. Изложен разработанный метод выбора тормозного дискового магнитного ролика отечественной конструкции.

Для научных и инженерно-технических работников машиностроительной промышленности Российской Федерации, занимающихся проектированием, эксплуатацией, ремонтом и испытаниями паллетных гравитационных стеллажей.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>