

УДК 621.43.05

Повышение работоспособности базовых теплонапряженных деталей форсированных среднеоборотных дизелей

Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Р.В. Панфилов

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Improving performance of the basic heat-stressed parts of a forced medium-speed diesel engine

N.D. Chainov, A.N. Krasnokutsky, R.V. Panfilov

Bauman Moscow State Technical University

Вследствие постоянного форсирования среднеоборотного дизельного двигателя в его базовых деталях и узлах существенно возрастает тепловая напряженность. Рассмотрена задача снижения тепловой напряженности крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. Приведены результаты численного моделирования теплового состояния цилиндрического комплекта, включающего в себя крышку с клапанами и втулку. Рассмотрены две конструкции крышки цилиндра — серийной и с локальной полостью охлаждения в области выпускного канала. Предложены варианты, позволяющие снизить температуру элементов цилиндрического комплекта до необходимых значений, а также повысить работоспособность дизельного двигателя, включая его газовый стык. Приведены расчетные зависимости, с помощью которых можно определить граничные условия теплообмена рассмотренных деталей для последующего математического моделирования теплового состояния цилиндрического комплекта в программном комплексе ANSYS. Выполнено сравнение двух конструкций крышки цилиндра.

EDN: QLICQS, <https://elibrary/qlicqs>**Ключевые слова:** среднеоборотный дизель, крышка цилиндра, втулка цилиндра, газовый стык, тепловое состояние, полость охлаждения

Due to constant forcing of the medium-speed diesel engines, a problem of significant increase in their thermal and stress-strain states is arising in the basic parts and units. The paper is devoted to reducing thermal stress in the cylinder head of a forced medium-speed diesel engine. It provides results of numerical simulation of the cylinder set thermal state, including the cover with valves and the bushing. Two designs of the cylinder head are considered. The paper proposes options making it possible to lower temperature of the cylinder assembly elements to the required values, and to increase the diesel engine efficiency, including its gas joint. It presents computed dependencies, which could be applied to determine the boundary conditions of heat exchange in the considered parts for a subsequent mathematical simulation of the cylinder set thermal state in the ANSYS software package. Two cylinder head designs are compared: a serial one and another with the local cooling cavity in the output channel area.

EDN: QLICQS, <https://elibrary/qlicqs>**Keywords:** medium-speed diesel, cylinder head, cylinder liner, gas joint, thermal state, cooling cavity

Среднеоборотные дизельные двигатели (далее дизели) типа ЧН26/26 (Д49) — основные отечественные дизели, предназначенные для локомотивов и выпускаемые ОАО «Коломенский завод» на протяжении многих лет. Постоянная модернизация позволила существенно повысить их основные технико-экономические показатели, включая цилиндровую мощность. Одновременно возросла тепловая напряженность таких базовых узлов дизеля, как крышка и втулка цилиндра, образующих с помощью стальной кольцевой прокладки газовый стык. Обеспечение герметичности газового стыка является задачей, которую приходится решать каждый раз при существенном форсировании дизеля [1–3].

Цель работы — анализ факторов, влияющих на снижение ресурса теплонапряженных деталей форсированных среднеоборотных дизелей, и определение путей повышения их работоспособности путем совершенствования конструкции, улучшения тепловых режимов и увеличения термической стойкости материалов.

Отличительной особенностью предлагаемой конструкции крышки цилиндра (рис. 1) является создание уплотнения газового стыка между ней и подвесной втулкой цилиндра с помощью затяжки шести относительно тонких дополнительных шпилек, расположенных равномерно по кругу и ввернутых в бурт втулки цилиндра. Две шпильки из шести находятся в перемычках-ребрах впускного и выпускного каналов.

Вследствие повышения максимального давления рабочего цикла p_z до 16,5 МПа (165 бар) нарушилась герметичность стыка в зоне расположения шпильки, проходящей через отверстие, расположенное в ребре выпускного газового канала, а температура шпильки существенно возросла [2, 4].

Среди различных путей повышения герметичности газового стыка наиболее рациональным представляется снижение температуры шпильки при работе дизеля. Этого можно добиться уменьшением температуры стенок цилиндрического канала, в котором расположена шпилька, путем создания дополнительной цилиндрической полости охлаждения (рис. 2) [5, 6]. Меняя диаметр дополнительного охлаждающего канала, можно регулировать температуру шпильки.

Снизить температуру шпильки можно и другим способом. В верхнюю часть цилиндрического канала, где с достаточным зазором расположена шпилька, следует подать сжатый

в компрессоре агрегата турбонаддува охлажденный в холодильнике наддувочный воздух при температуре 70...80 °С. Охладив шпильку, охлаждающий воздух будет выводиться через проточки в нижней части канала.

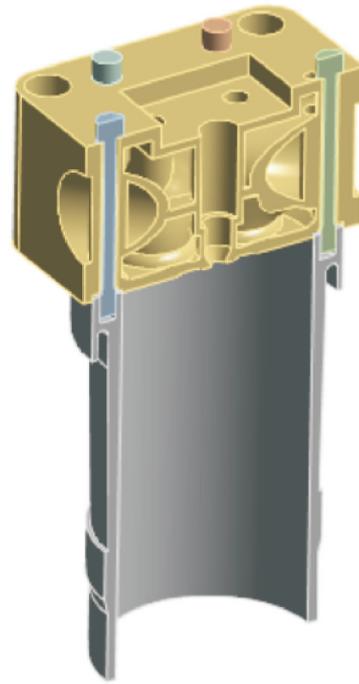


Рис. 1. Твердотельная модель сборки втулки с крышкой цилиндра и локальной полостью охлаждения

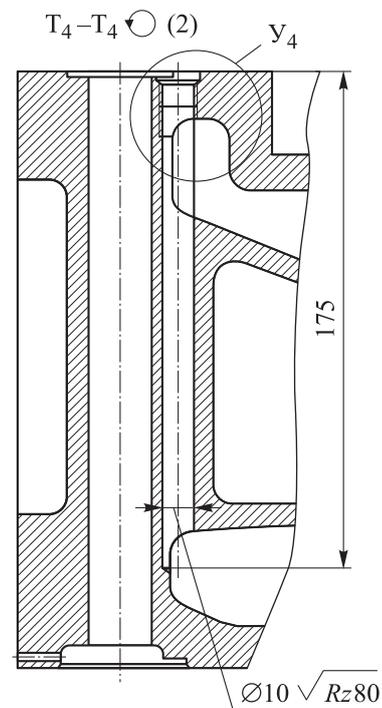


Рис. 2. Эскиз крышки цилиндра с локальной полостью охлаждения

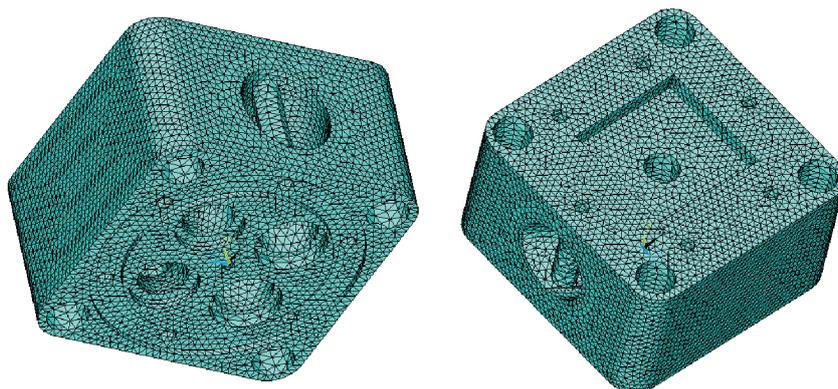


Рис. 3. Конечно-элементная модель полноразмерной крышки цилиндра

Первый вариант охлаждения шпильки не требует дополнительных мероприятий по обеспечению подвода к ней охлаждающего воздуха, но предусматривает создание в крышке дополнительного охлаждающего канала.

Конечно-элементная модель полноразмерной крышки цилиндра, состоящая из 81 176 тетраэдральных конечных элементов и 22 883 узлов, приведена рис. 3.

Конечно-элементная модель втулки цилиндра в сборе со шпильками, обеспечивающими герметичность газового стыка дизеля, показана на рис. 4.

В установившемся режиме работы дизеля температурные поля крышки и втулки цилиндра практически стационарные. Циклические колебания температуры незначительны, рас-

пространяются на поверхностные слои материала, быстро затухая на глубине. В качестве граничных условий со стороны камеры сгорания и в газовоздушных патрубках использованы условия теплообмена рода III.

Для втулки цилиндра коэффициент теплоотдачи со стороны горячего газа определяется по формуле Вошни, дающей среднее по поверхности нагрева и текущее по углу поворота коленчатого вала значение [7],

$$\alpha'_r = 130D^{-0,20}T^{-0,53}p^{0,80} \left[c_1c_m + c_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_0) \right]^{0,80},$$

где α'_r — среднее значение коэффициента теплоотдачи; D — диаметр цилиндра; T и p — температура и давление газа; c_1 — константа, $c_1 = 6,180 + 0,417 c_u/c_m$ для процессов газообмена, $c_1 = 2,280 + 0,308 c_u/c_m$ для процессов сжатия, сгорания и расширения (c_u — окружная скорость течения газа; c_m — средняя скорость перемещения поршня); c_2 — константа, $c_2 = 0,00324$ для дизелей с непосредственным впрыском топлива; V_h — рабочий объем цилиндра; T_a , p_a и V_a — параметры внешней среды; p_0 — атмосферное давление.

При расчете стационарного температурного поля коэффициент теплоотдачи α_r и результирующая температура газов T определяются по углу поворота коленчатого вала φ за рабочий цикл θ дизеля [7]:

$$\alpha_r = \frac{\int \alpha'_r d\varphi}{\theta}; \quad T_{г.рез} = \frac{\int \alpha'_r T_r d\varphi}{\alpha'_r d\varphi}.$$

Оценка условий теплообмена на охлаждаемых поверхностях проводится на основании эмпирических формул. В зависимости от температуры охлаждаемой поверхности, температуры, скорости течения и давления охлаждающей

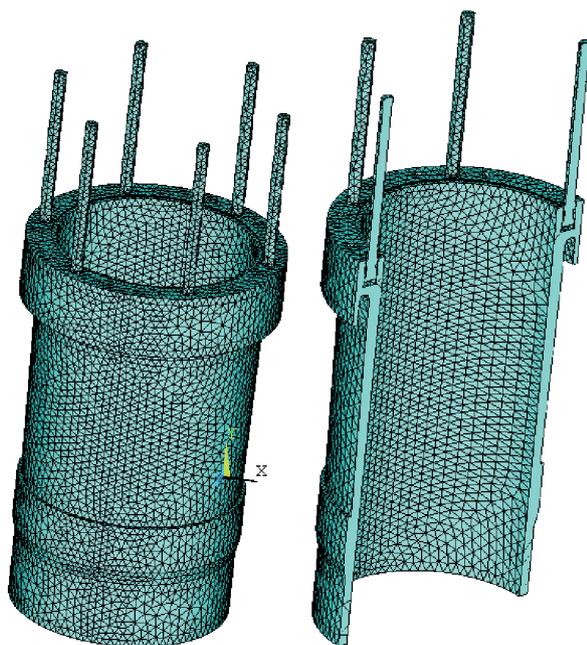


Рис. 4. Конечно-элементная модель втулки со шпильками

жидкости (ОЖ) в системе охлаждения на отдельных участках поверхностей крышки и втулки цилиндра, возможны режимы вынужденной конвекции и поверхностного кипения [8].

При умеренном уровне форсирования, когда температура поверхности со стороны охлаждения меньше температуры насыщения ОЖ T_s , для расчета коэффициента теплоотдачи можно использовать формулу вынужденной конвекции.

Влияние обтекания втулки на теплоотдачу, связанное со схемой подвода ОЖ, определяется следующей зависимостью [7]:

$$Nu_w = C Re_w^{0,6} Pr_w^{0,43} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \left(\frac{d_2}{d_1} - 1 \right) \left(1 + 1,8 \frac{l}{d_1} \right),$$

где Nu_w , Re_w и Pr_w — число Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля при средней температуре ОЖ, $Nu_w = \alpha_w d_{экр} / \lambda_w$, $Pr_w = \nu_w / \alpha_w$ (α_w , λ_w и ν_w — коэффициент теплопроводности, температуропроводности и кинематической вязкости ОЖ соответственно, $d_{экр}$ — характерный размер); C — константа, $C = 1,03, 0,72$ и $1,34$ при продольном, диагональном и равномерном обтекании соответственно; $Pr_{ст}$ — число Прандтля при температуре стенки; d_2 и d_1 — диаметры в точках с максимальным и минимальным диаметрами; l — длина охлаждающего канала.

Для крышки цилиндра в условиях вынужденной конвекции справедливо следующее выражение [7]:

$$St = 292 Re^{0,583},$$

где St — число Стентона, $St = Nu / (Re Pr)$; Re — число Рейнольдса для диаметра подводящего отверстия.

У форсированных дизелей температура охлаждаемой поверхности может превысить температуру насыщения ОЖ. В этом случае в прилегающих к поверхности слоях ОЖ начинается поверхностное кипение, и интенсивность теплоотдачи резко возрастает. При низком перегреве стенки процесс теплоотдачи определяется в основном вынужденной конвекцией, а при значительном перегреве — кипением.

Для построения единого процесса перехода конвективного теплообмена из области вынужденной конвекции в область кипения с учетом непрерывности функции перехода, можно использовать метод, описанный в работе [9]. При $\alpha_q / \alpha_w \leq 0,5$ (где α_q — коэффициент теплоотдачи при кипении) общий коэффициент теплоотдачи $\alpha_{охл}$ определяется вынужденной конвекцией: $\alpha_{охл} = \alpha_w$. При

$\alpha_q / \alpha_w \geq 2$ общий коэффициент теплоотдачи зависит только от кипения: $\alpha_{охл} = \alpha_q$. Между этими процессами лежит промежуточная область $0,4 < \alpha_q / \alpha_w < 2,0$, где действуют оба фактора, и общий коэффициент теплоотдачи определяется как [9]

$$\alpha_{охл} = \alpha_w \frac{4\alpha_w + \alpha_q}{5\alpha_w - \alpha_q}.$$

При поверхностном кипении число Нуссельта вычисляется по следующим выражениям [7]:

• для втулки цилиндра

$$Nu_w = 1,2 \cdot 10^{-2} K_{\phi}^{0,4} (p_e'')^{0,7} \left(\frac{d_1}{d_{экр}} \right)^{-0,35} \left(\frac{p_w}{p_0} \right)^{0,5} Pr_w;$$

• для крышки цилиндра

$$Nu_w = 0,45 \cdot 10^{-2} K_{\phi}^{0,4} (p_e'')^{0,27} Pr_w^{0,3} \left(\frac{p_w}{p_0} \right)^{0,5}.$$

Здесь K_{ϕ} — критерий фазового превращения, $K_{\phi} = r / (c \Delta T_s)$ (r — скрытая теплота парообразования; c — специфическая теплоемкость; ΔT_s — разность температур насыщения средней температурой ОЖ); p_w — давление в контуре охлаждения;

$$p_e'' = \frac{q l_0}{r \rho'' \alpha_w},$$

где q — скрытая теплота фазового превращения; $l_0 = \sqrt{\sigma / (\rho' - \rho'')}$ — характерный размер (σ — коэффициент поверхностного натяжения; ρ' и ρ'' — плотности ОЖ и пара).

Со стороны картера части поверхности втулки цилиндра обтекаются картерными газами. Здесь коэффициент теплоотдачи $\alpha_{кар} = 58 \dots 174 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для определения теплового состояния крышки и втулки цилиндра после создания твердотельных моделей, их объединяли через общую поверхность контакта (прокладки, уплотняющей газовой стык). В таблице указаны параметры материала ВПЧ-НМ, из которого изготовлена крышка, и граничные условия теплообмена как со стороны камеры сгорания и газоздушных патрубков, так и со стороны охлаждения [10–13].

Чтобы решить задачу обеспечения герметичности при сохранении приемлемого уровня температур и напряжений в элементах цилиндрического комплекта при давлении рабочего цикла $p_z = 16,5 \text{ МПа}$, выполнен конечно-элементный расчет теплового состояния рассматриваемого узла дизеля [14, 15].

Параметры материала ВПЧ-НМ при различных значениях температуры

Температура, °C	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м ² ·К)	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МПа	Коэффициент термического расширения $\alpha \cdot 10^6$, К ⁻¹
20	30	1,746	12,69
100	30	1,678	12,69
200	30	1,628	13,92
300	30	1,579	14,96
400	30	1,520	15,78
500	30	1,462	16,58

Температурное поле в зоне сопряжения втулки и крышки без локальной полости охлаждения, соответствующее режиму цилиндровой мощности 295 кВт, приведено на рис. 5.

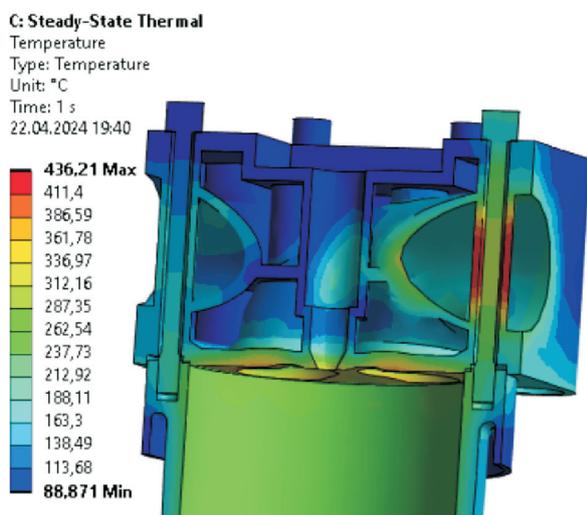


Рис. 5. Температурное поле, °C, в зоне сопряжения втулки и крышки без локальной полости охлаждения

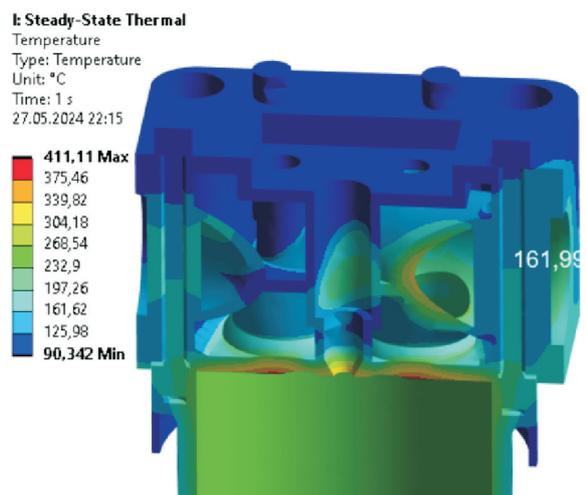


Рис. 6. Температурное поле, °C, в зоне сопряжения втулки и крышки с локальной полостью охлаждения

Видно, что без локальной полости охлаждения происходит значительный перегрев шпильки и полости, в которой она находится. Температура шпильки достигает 300 °C, что может быть одной из причин разгерметизации газового стыка.

Температурное поле в зоне сопряжения втулки и крышки с локальной полостью охлаждения диаметром 17 мм в области выпускного канала, соответствующего режиму работы дизеля с цилиндровой мощностью 295 кВт, показано на рис. 6. Видно, что температура шпильки уменьшилась до 161 °C благодаря наличию локальной полости охлаждения. Максимальная температура огневого днища крышки составила 280 °C в зоне межклапанной перемычки.

В результате введения локальной полости охлаждения температура шпильки уменьшилась на 45 % (с 300 до 161 °C), что позволит повысить долговечность и работоспособность дизеля.

Выводы

1. Использование численных методов для моделирования термических процессов в рабочих деталях дизелей позволяет точно прогнозировать их поведение при различных режимах эксплуатации и заранее учитывать критические точки перегрева.

2. Внедрение предложенных решений по повышению работоспособности дает возможность не только повысить ресурс деталей, но и снизить затраты на ремонт и обслуживание дизелей, что делает модернизацию экономически эффективной в долгосрочной перспективе.

3. Дальнейшие исследования будут направлены на изучение влияния локальной полости охлаждения на распределение и уровень напряжений в зависимости от размеров полости с определением ее рационального внутреннего диаметра.

Литература

- [1] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшук А.В. Оценка работоспособности и повышение герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2017, № 6, с. 51–57, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2017-6-51-57>
- [2] Чайнов Н.Д., Белов В.В., Кольцов В.Я. Повышение надежности газового стыка дизеля с воздушным охлаждением. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 1983, № 4, с. 67–70.
- [3] Чайнов Н.Д., ред. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2008. 494 с.
- [4] Рыжов В.А. Четыре поколения двигателей типоразмерного ряда Д49. *Двигателестроение*, 2020, № 4, с. 35–40.
- [5] Рыжов В.А. Перспективы развития высокофорсированных тепловозных дизелей Коломенского завода. *Тяжелое машиностроение*, 2002, № 9, с. 52–54.
- [6] Салтыков М.А. Опыт создания высокофорсированных дизелей в ОАО «Коломенский завод», его итоги и перспективы применения в отечественном машиностроении. *Вестник Машиностроения*, 2009, № 1, с. 72–80.
- [7] Bergles A.E., Rosenow W.M. The determination of forced-convection surface-boiling heat transfer. *J. Heat Transfer.*, 1964, vol. 86, no. 3, pp. 365–372, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3688697>
- [8] Кутателадзе С.С. *Основы теории теплообмена*. Москва, Атомиздат, 1979. 416 с.
- [9] Лабунцов Д.А. К вопросу о неразвитом кипении жидкости. *Теплоэнергетика*, 1957, № 9, с. 64–67.
- [10] Валиашвили Н.В., Гаврюшин С.С. *Сопротивление материалов и конструкций*. Москва, Юрайт, 2024. 429 с.
- [11] Никитин Е.А. Семейство дизелей Д49. *Двигателестроение*, 1979, № 3, с. 1–6.
- [12] Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия*. Т. IV-14. *Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013. 784 с.
- [13] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
- [14] Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И. и др. Особенности математического моделирования напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. *Двигателестроение*, 2006, № 4, с. 8–11.
- [15] Никитин Е.А., Улановский Э.А., Рыжов В.А. *Способ работы двигателя внутреннего сгорания*. Патент РФ 2164300. Заявл. 23.02.1999, опубл. 20.03.2001.

References

- [1] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Kapshukov A.V. The evaluation of performance and increasing leak tightness of gas joints in boosted medium-speed diesel engines. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2017, no. 6, pp. 51–57, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2017-6-51-57> (in Russ.).
- [2] Chaynov N.D., Belov V.V., Koltsov V.Ya. Increase of reliability of gas joint of air-cooled diesel engine. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], no. 4, pp. 67–70. (In Russ.).
- [3] Chaynov N.D., ed. *Konstruirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Design of internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2008. 494 p. (In Russ.).
- [4] Ryzhov V.A. D49 engine dimensional range: four generations. *Dvigatellestroenie* [Engines Construction], 2020, no. 4, pp. 35–40. (In Russ.).
- [5] Ryzhov V.A. Development prospects of high-force diesel engines in Kolomna plant. *Tyazheloe mashinostroenie*, 2002, no. 9, pp. 52–54. (In Russ.).
- [6] Saltykov M.A. A design experience of the super-forcing diesel engines in the "Kolomenskiy zavod" Publ. Corp.; its totals and use prospects in the domestic engineering industry. *Vestnik mashinostroeniya*, 2009, no. 1, pp. 72–80. (In Russ.).

- [7] Bergles A.E., Rosenow W.M. The determination of forced-convection surface-boiling heat transfer. *J. Heat Transfer.*, 1964, vol. 86, no. 3, pp. 365–372, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3688697>
- [8] Kutateladze S.S. *Osnovy teorii teploobmena* [Fundamentals of heat transfer theory]. Moscow, Atomizdat Publ., 1979. 416 p. (In Russ.).
- [9] Labuntsov D.A. To the question of undeveloped liquid boiling. *Teploenergetika*, 1957, no. 9, pp. 64–67. (In Russ.).
- [10] Valiashvili N.V., Gavryushin S.S. *Soprotivlenie materialov i konstruksiy* [Resistance of materials and structures.]. Moscow, Yurayt Publ., 2024. 429 p. (In Russ.).
- [11] Nikitin E.A. D49 Diesel engine family. *Dvigatelistroenie*, 1979, no. 3, pp. 1–6.
- [12] Ivashchenko N.A., ed. *Mashinostroenie. Entsiklopediya*. Т. IV-14. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV-14. Engines of internal combustion]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013. 784 p. (In Russ.).
- [13] Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevnykh dvigateley. Spetsialnye glavy* [Theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2008. 720 p. (In Russ.).
- [14] Chaynov N.D., Saltykov M.A., Raenko M.I. et al. Stress analysis of cylinder head of high-powered mid-speed diesel engine. *Dvigatelistroenie*, 2006, no. 4, pp. 8–11. (In Russ.).
- [15] Nikitin E.A., Ulanovskiy E.A., Ryzhov V.A. *Sposob raboty dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Method of operation of internal combustion engine]. Patent RU 2164300. Appl. 23.02.1999, publ. 20.03.2001. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 11.03.2025

Информация об авторах

ЧАЙНОВ Николай Дмитриевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ndchainov@yandex.ru).

КРАСНОКУТСКИЙ Андрей Николаевич — доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: krasnokutsky07@mail.ru).

ПАНФИЛОВ Роман Владимирович — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: pnfltk@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Панфилов Р.В. Повышение работоспособности базовых теплонапряженных деталей форсированных среднеоборотных дизелей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 7, с. 95–101.

Please cite this article in English as:

Chainov N.D., Krasnokutsky A.N., Panfilov R.V. Improving performance of the basic heat-stressed parts of a forced medium-speed diesel engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 7, pp. 95–101.

Information about the authors

CHAINOV Nikolay Dmitrievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ndchainov@yandex.ru).

KRASNOKUTSKY Andrey Nikolaevich — Associate Professor, Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: krasnokutsky07@mail.ru).

PANFILOV Roman Vladimirovich — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: pnfltk@yandex.ru).