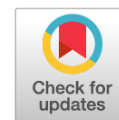


УДК 631.372.43.03

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105717>

Оригинальное исследование



Экспериментальная оценка температурного состояния поршней тракторных дизелей

В.П. Белов, Д.В. Апелинский, В.Н. Беженарь

Московский политехнический университет, Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. В статье рассматриваются условия эксплуатации тракторных дизелей, вызывающие появление термоусталостных трещин на кромках камеры сгорания (КС) поршней. Наличие в поршнях острых кромок камеры сгорания, являющихся концентраторами напряжений, приводит к повышению вероятности их разрушения и тем самым ограничивает моторесурс дизеля. Указаны основные причины образования трещин в зоне кромки КС.

Цель исследования. Оценка температурного состояния поршней тракторных дизелей Минского моторного завода (ММЗ) Д-240 и Д-245.

Методы и средства. Термометрирование производилось по методике с целью выявления характера изменения температур в головках поршней на стационарных и нестационарных режимах работы дизелей. Передача термоэдс от термопар к измерительным приборам осуществлялась посредством токоъемника прерывистого действия. Имитация нестационарных нагрузочных режимов работы дизеля осуществлялась за счет изменения цикловой подачи ТНВД, с помощью реверсивного электродвигателя.

Результаты. Представлены сведения о температурном состоянии поршней при различных стационарных и нестационарных нагрузочных режимах работы двигателей. Установлено, что температурное состояние поршней дизеля Д-245 имеет более высокий уровень теплонпряженности по сравнению с поршнями дизеля Д-240. Определена максимальная амплитуда низкочастотных колебаний температур на кромке КС и их радиальных перепадов по днищу поршня, в зависимости от параметров циклов термонагружения. Отмечено, что наиболее опасными режимами работы дизеля с точки зрения разрушения кромки КС являются резкоизменяющиеся режимы (наброс нагрузки – сброс нагрузки).

Заключение. Предложено в цикле термонагружения увеличить угол опережения впрыскивания топлива для проведения ускоренных сравнительных испытаний вариантов поршней на термостойкость. Разработанный цикл термонагружения, у которого общая продолжительность наброса нагрузки составляет 180 с, а сброса – 90 с, можно рекомендовать для проведения ускоренных моторных испытаний поршней на термоциклическую стойкость. Полученные данные термометрирования рекомендованы для уточнения граничных условий первого рода при расчете поршня методом МКЭ.

Ключевые слова: поршень; кромка камеры сгорания; цикл термонагружения; термоциклическая стойкость поршней; термоусталостные трещины.

Для цитирования:

Белов В.П., Апелинский Д.В., Беженарь В.Н. Экспериментальная оценка температурного состояния поршней тракторных дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 2. С. 111–120. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105717>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105717>

Original study article

Experimental assessment of the temperature state of tractor diesel pistons

Vyacheslav P. Belov, Dmitry V. Apelinskiy, Vadim N. Bezhenar

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

ABSTRACT

INTRODUCTION: The paper presents the operating conditions of tractor diesel engines that cause the appearance of thermal fatigue cracks on the edges of the piston combustion chamber. The presence of sharp edges of the combustion chamber in the pistons, which are stress concentrators, leads to an increase in the probability of their destruction and thereby limits the engine life of the diesel engine. The main reasons for the formation of cracks in the zone of the edge of the combustion chamber are indicated.

AIMS: The aim of this study is the assessment of the temperature state of pistons of the D-240 and the D-245 tractor diesel engines, produced by Minsk Motor Plant (MMP).

METHODS: Temperature gauging was carried out according to the method in order to identify the nature of changing of piston heads temperatures under stationary and nonstationary operation modes of diesel engines. Transferring of thermal electromotive force from thermocouples to measuring devices was carried out by means of an intermittent current collector. Imitation of nonstationary operation modes was carried out by means of changing the cyclic feed of a high pressure fuel pump, using a reversible electric motor.

RESULTS: The data of the temperature state of pistons under various stationary and nonstationary operation modes of engines is provided. It is noted that the temperature state of the D-245 diesel pistons has a higher level of heat stress compared to the D-240 diesel pistons. The maximum amplitude of low-frequency temperature fluctuations at the edge of the combustion chamber and their radial differences along the piston bottom are determined, depending on the parameters of thermal loading cycles. It is noted that the most dangerous modes of diesel operation, in terms of the destruction of the edge of the combustion chamber, are sharply changing modes (eg.: the "loading – unloading" mode).

CONCLUSIONS: It is proposed to increase the fuel injection advance angle in the thermal loading cycle in order to conduct accelerated comparative tests of piston variants for thermal resistance. The developed thermal loading cycle, in which the total duration of the load increase is 180 s and the total duration of the load decrease is 90 s, can be recommended for accelerated motor tests of pistons for thermal cycling resistance. The obtained temperature measurement data is recommended to clarify boundary conditions of the first kind when calculating the piston using the FEM method.

Keywords: piston; combustion chamber edge; thermal loading cycle; thermal cycling resistance of pistons; thermal fatigue cracks.

Cite as:

Belov VP, Apelinskiy DV, Bezhenar VN. Experimental assessment of the temperature state of tractor diesel pistons. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):111–120. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105717>

Received: 31.03.2022

Accepted: 30.04.2022

Published: 15.05.2022

ВВЕДЕНИЕ

В условиях эксплуатации дизелей характер изменения нагрузочного и скоростного режимов их работы оказывает существенное влияние на уровень тепловых нагрузок в поршнях, приводящих нередко к возникновению в них термоусталостных трещин [1, 6, 10]. С этой точки зрения, наиболее подвержены трещинообразованию поршни тракторных дизелей, которые работают в широком диапазоне изменения нагрузок [4] (трогание трактора с заглуплением плуга, с прицепом, переключение передач и т. д.).

Наличие в поршнях острых кромок камеры сгорания (КС), являющихся концентраторами напряжений, приводит к повышению вероятности их разрушения и тем самым ограничивает моторесурс дизеля [8].

Если не учитывать такие факторы, как появление в поршнях случайных производственно-технологических дефектов или воздействие на них эксплуатационных нарушений, то к основным причинам образования трещин следует отнести [3, 12]:

- низкочастотные колебания температур в поршне, вызванные сменой режимов работы дизеля;
- высокочастотные температурные колебания в поверхностном слое поршня КС в течение рабочего цикла;
- высокочастотные механические напряжения, обусловленные переменными силами давления газов в течение рабочего цикла.

По сведениям многочисленных авторов [3, 5, 10], преобладающими напряжениями с точки зрения появления трещин на кромке КС являются низкочастотные температурные напряжения, вызванные резкими сменами набора и сброса нагрузки.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

Целью настоящей работы являлось проведение комплекса экспериментальных исследований по оценке температурного состояния поршней тракторных дизелей Минского моторного завода (ММЗ) Д-240 и Д-245. Варианты двигателей без наддува и с наддувом были выбраны с целью получения сравнительной оценки теплонапряженности их поршней.

Поршни дизелей ММЗ имеют полуоткрытую КС типа ЦНИДИ с объемноплочным процессом смесеобразования. С учётом геометрической особенности такой КС поршень препарировался термодарами в характерных точках его головки.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Термометрирование производилось по методике [4, 7] с целью выявления характера изменения температур в головках поршней на стационарных и нестационарных

режимах работы дизелей. Передача термоэдс от термодара к измерительным приборам осуществлялась посредством токосъемника прерывистого действия.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

1. Температурное состояние головок поршней дизеля Д-240 на стационарных режимах его работы

На первом этапе исследований температурное состояние поршней оценивалось при работе дизеля по нагрузочным характеристикам на частотах вращения коленчатого вала, соответствующих режимам максимального крутящего момента ($M_{e_{\max}}, n = 1600 \text{ мин}^{-1}$) и номинальной эффективной мощности ($N_{e_{\text{ном}}}, n = 2200 \text{ мин}^{-1}$).

Результаты измерения температуры в характерных точках серийного поршня показали, что максимальная температура имеет место на кромке КС ($t_{k_{\max}}$) со стороны расположения выпускного коллектора (термодара 1) и на режиме $M_{e_{\max}}$ при $P_e = 0,73 \text{ МПа}$ достигает значений $t_{k_{\max}} = 320 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом максимальный радиальный перепад температур $\Delta t_{\text{кр}}$ по днищу поршня (кромка – периферия) – составил $61 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 1, а).

На режиме номинальной эффективной мощности $N_{e_{\text{ном}}}$, максимальная температура кромки КС при $P_e = 0,66 \text{ МПа}$ составила – $337 \text{ }^\circ\text{C}$, а максимальный радиальный перепад температур $\Delta t_{\text{кр}}$ по днищу поршня (кромка – периферия) – $74 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 1, б).

Температура в зоне первого компрессионного кольца (термодара № 3) достигла $228 \text{ }^\circ\text{C}$ на режиме $M_{e_{\max}}$ и $231 \text{ }^\circ\text{C}$ на режиме $N_{e_{\text{ном}}}$.

Анализируя приведенные данные, следует отметить, что изменение режимов работы дизеля от холостого хода до $M_{e_{\max}}$ (рис. 1, а) и до $N_{e_{\text{ном}}}$ (рис. 1, б) вызвало рост температур в характерных точках поршня по зависимости близкой к линейной. Полученные результаты указывают на высокий уровень теплонапряженности поршней и несимметричность их теплового нагружения в зонах кромок КС в направлении впускного и выпускного коллекторов.

2. Температурное состояние головок поршней на стационарных режимах работы дизеля Д-245

Исследования дизеля Д-240 показали, что более высокие значения температуры головки поршня наблюдались со стороны выпускного коллектора. Это обстоятельство определило размещение термодара в поршне (особенно в зоне кромки КС) дизеля Д-245 (рис. 2). Увеличение их количества в зоне кромки КС вызвано необходимостью уточнения характера ее температурного состояния.

В соответствии с задачей исследований были проведены измерения температуры в характерных точках

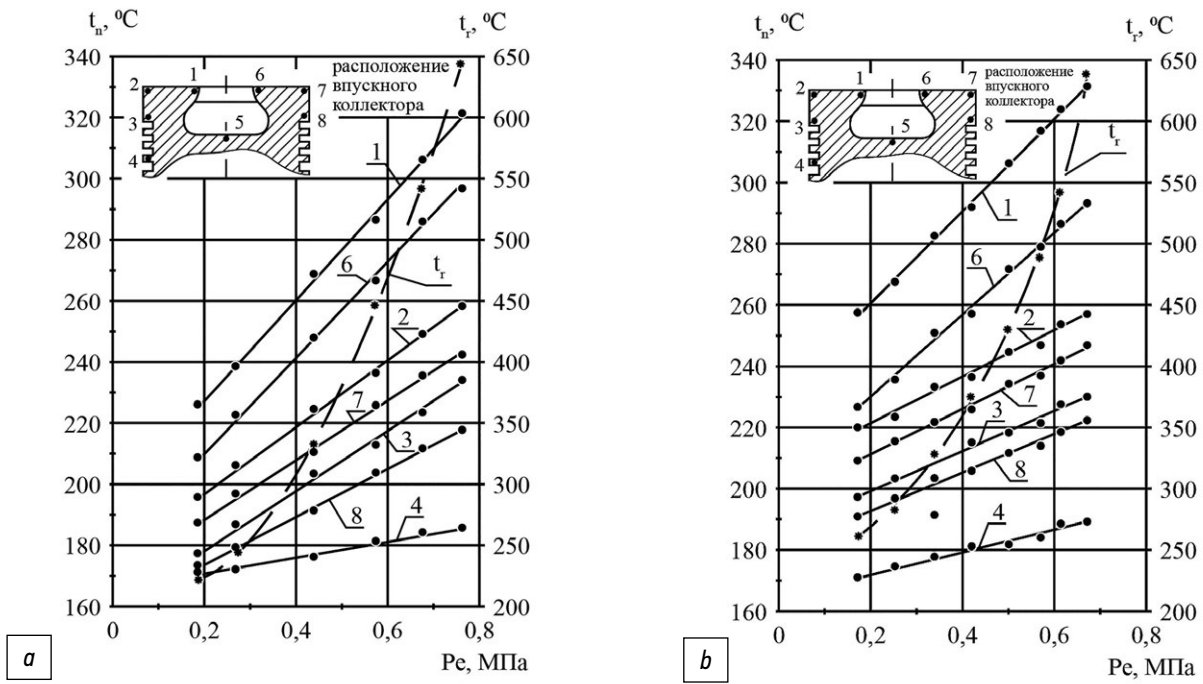


Рис. 1. Изменение температуры в характерных точках головки поршня дизеля Д-240 в зависимости от нагрузки (1...8 – термопары; T_r – температура выпускных газов): а) $n=1600 \text{ мин}^{-1}$; б) $n=2200 \text{ мин}^{-1}$.

Fig. 1. Temperature change at the characteristic points of the D-240 diesel piston head depending on the load (1 ... 8 – thermocouples; T_r – exhaust gas temperature): а) $n=1600 \text{ min}^{-1}$; б) $n=2200 \text{ min}^{-1}$.

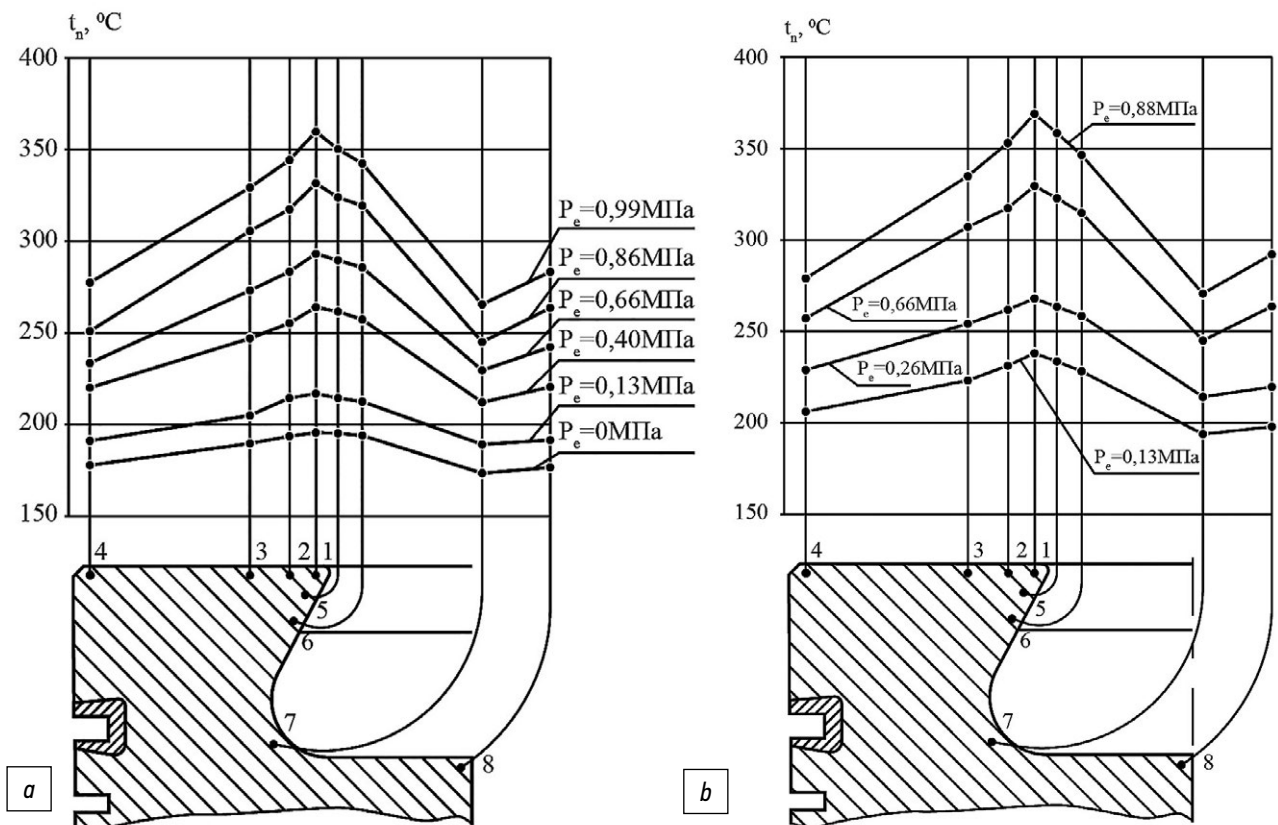


Рис. 2. Характер изменения температуры в головке поршня дизеля Д-245 в зависимости от нагрузки: а) $n=1600 \text{ мин}^{-1}$; б) $n=2200 \text{ мин}^{-1}$.

Fig. 2. The nature of the temperature change in the piston head of the D-245 diesel engine depending on the load: а) $n=1600 \text{ min}^{-1}$; б) $n=2200 \text{ min}^{-1}$.

головки поршня при работе дизеля Д-245 по нагрузочным характеристикам на частотах вращения соответствующих $M_{e_{max}}$ и $N_{e_{ном}}$.

Анализ результатов исследований (рис. 2), показал, что на режимах $M_{e_{max}}$ ($P_e = 0.99$ МПа, $n = 1600$ мин⁻¹) и $N_{e_{ном}}$ ($P_e = 0.88$ МПа, $n = 2200$ мин⁻¹) максимальные значения температуры на кромке КС ($t_{k_{max}}$) составили соответственно 357 °С и 368 °С. В то же время величина радиального перепада температур между кромкой КС и периферийной частью днища поршня ($\Delta t_{кп} = \Delta t_{1-4}$) была равна соответственно 83 °С и 90 °С. Распределение температур в зоне кромки КС, как по днищу поршня (термопары 1, 2, 3), так по внутреннему контуру его КС (термопары 1, 5, 6) имело аналогичный характер.

Повышение нагрузки дизеля Д-245 от холостого хода до режимов $M_{e_{max}}$ и $N_{e_{ном}}$ привело к увеличению температуры в каждой исследуемой точке. Необходимо отметить, что в зоне кромки КС темп нарастания температуры значительно возрос (рис. 2, а, 2, b).

Более высокий уровень температур и их перепадов в зоне кромки КС поршней (Д-245) $t_{k_{max}} = 368$ °С, $\Delta t_{кп} = 90$ °С, в сравнении с поршнями (Д-240) $t_{k_{max}} = 332$ °С, $\Delta t_{кп} = 74$ °С характеризует повышенную теплонапряженность, а следовательно, и большую вероятность их термоусталостного разрушения. Для обеспечения заданного ресурса поршней (Д-245) необходимо стремиться к снижению температуры в зоне кромки КС, а также и радиального перепада температур по днищу.

3. Результаты исследований температурного состояния поршней дизеля Д-240 на нестационарных режимах его работы

На втором этапе исследований выбор цикла термонагрузки дизеля осуществлялся с учетом наиболее характерных режимов работы трактора при пахоте. Кроме того, что в таких условиях дизель работает в узком диапазоне частот вращения коленчатого вала, было признано целесообразным проводить испытания при $n = 2200$ мин⁻¹.

Имитация нестационарных нагрузочных режимов работы дизеля на стенде достигалась за счет изменения цикловой подачи ТНВД, управление которым осуществлялось реверсивным электродвигателем.

Стабилизация температурного состояния поршней после изменения режима работы тракторного дизеля, как отмечается в работах [4, 9, 10], происходит примерно через 3...4 минуты. С целью определения максимальной амплитуды низкочастотных колебаний температуры в головке поршня, испытания первоначально проводили по симметричному циклу термонагрузки (рис. 3, а). При этом продолжительность работы на режиме $N_{e_{ном}}$, соответствующая участку АВ (пахота), составляет $\tau_n = 172$ с, а на частичных нагрузках, близких к режиму

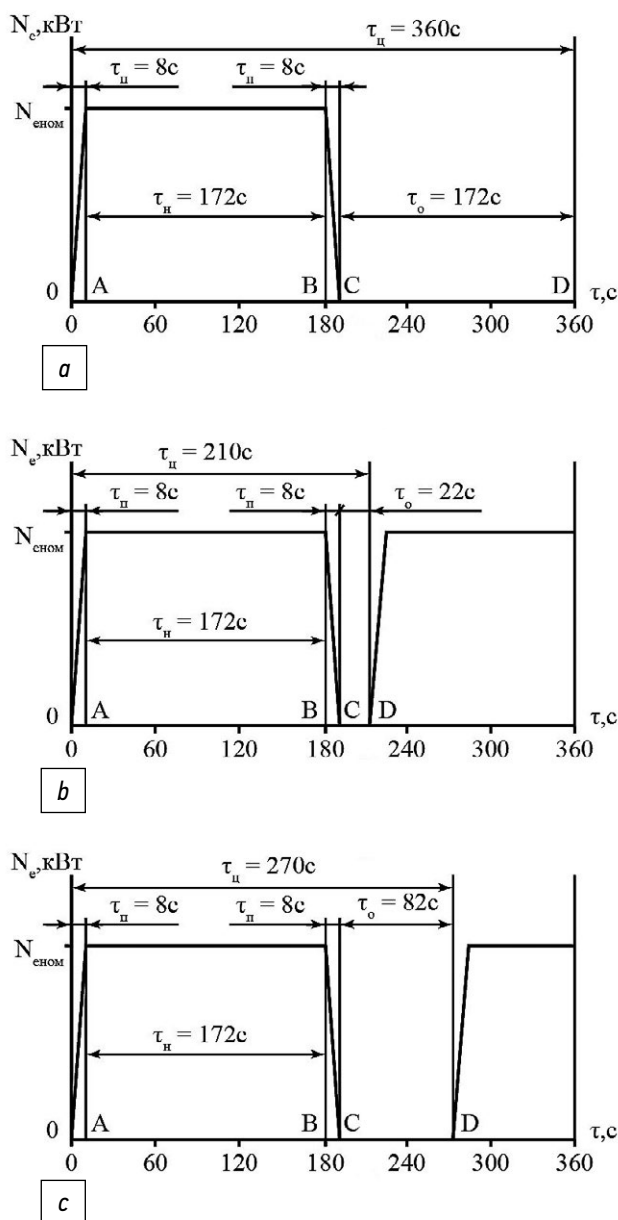


Рис. 3. Параметры циклов нагружения дизелей на моторном стенде.

Fig. 3. Parameters of diesel engine loading cycles on the engine test rig.

холостого хода (участок CD – разворот трактора в конце поля), также составляет $\tau_o = 172$ с. Общая продолжительность цикла термо-нагружения (участок AD) составила $\tau_{ц} = 360$ с. Время работы дизеля на переходных режимах (участок OA – трогание трактора с заглублением плуга, а также участок BC – выглубление плуга) выбирались равным $\tau_n = 8$ с.

Анализируя результаты исследований, приведенные на рис. 4, необходимо отметить, что при набросе нагрузки в цикле термонагрузки изменение температуры головки поршня в зоне кромки КС (термопара 1) и на периферии днища (термопара 2) происходило (в первые 20 с) с высоким темпом ее нарастания. Так,

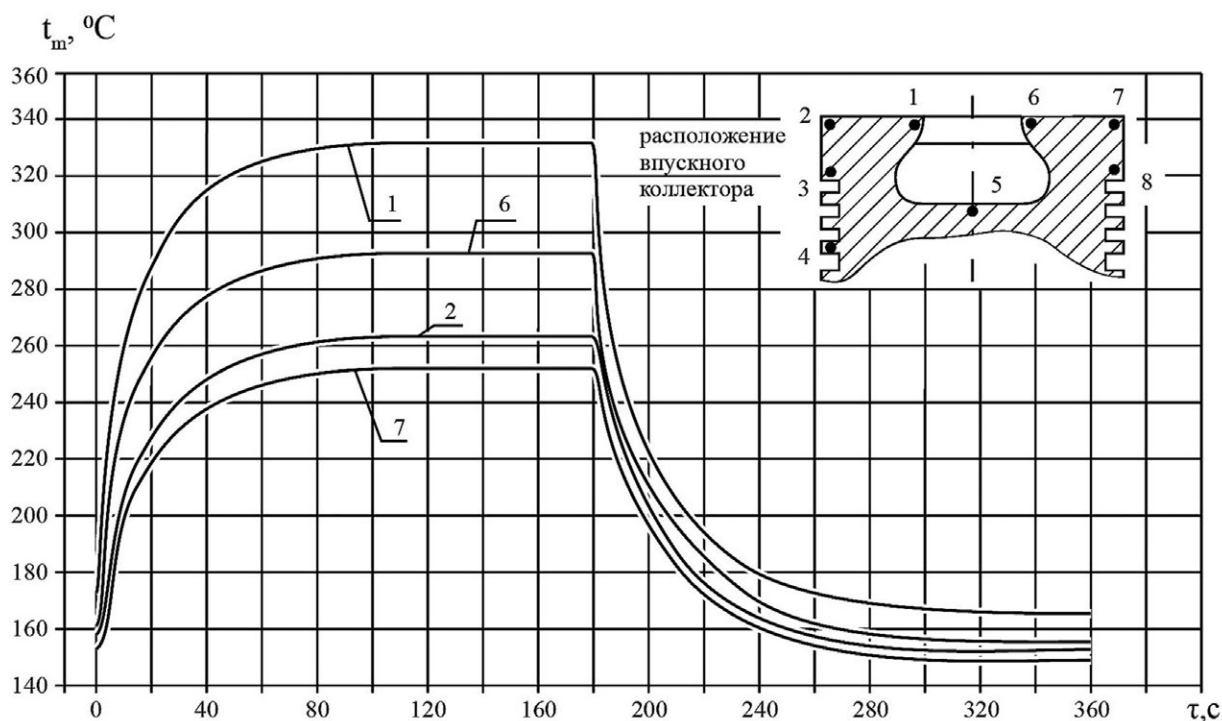


Рис. 4. Изменение температуры в головке поршня при циклическом термонагружении дизеля Д-240 на моторном стенде.
Fig. 4. Temperature change in the piston head during cyclic thermal loading of the D-240 diesel engine at the engine test rig.

на кромке КС к данному моменту времени значения температуры составляли 82% от своего максимального значения при $N_{e_{ном}}$, а на периферии днища соответственно 85%. Стабилизация температурного состояния исследуемых поршней произошла только к 100–110 с после начала цикла термонагружения.

Темп роста перепадов температур в поршне, как известно, обуславливает характер изменения термических напряжений. Результаты исследований выявили, что на переходном режиме работы дизеля с холостого хода до $N_{e_{ном}}$, перепад температур $\Delta t_{кп}$ в головке серийного поршня изменялся неравномерно и к 20 с достиг 58 °С, т. е. 78% от своего максимального значения (рис. 4).

При сбросе нагрузки было зарегистрировано резкое снижение температур в характерных точках головки поршня и радиального перепада температур $\Delta t_{кп}$, который достиг своего минимального значения после 50...60 с. Стабилизация теплового состояния головки поршня произошла к 120...130 с.

В условиях эксплуатации трактора при пахоте продолжительность его разворота составляет 30...60 с [4]. Поэтому с целью определения реальной амплитуды низкочастотных колебаний температуры в характерных точках поршня были произведены испытания дизеля Д-240 по циклу, приведенному на рис. 3, б.

Результаты термометрирования поршней по заданному циклу термонагружения показали, что амплитуда низкочастотных колебаний температуры в зоне кромки КС (t_a^k) уменьшилась. Если при "симметричном" цикле

t_a^k составляла 164 °С, то при данном цикле она снизилась до 122 °С (рис. 5). Следовательно, сокращение продолжительности режима холостого хода τ_0 со 172 до 22 с привело к снижению t_a^k на 25%.

Согласно данным [5], для ускорения термоциклических испытаний следует увеличивать амплитуду изменения температур на кромке КС (t_a^k) в цикле термонагружения. С этой целью были выполнены исследования нестационарного термонагружения головки поршня с увеличенным на 10° п.к.в. углом опережения впрыскивания топлива $\theta_{впр}$ равным 36° вместо 26°. Результаты этих испытаний (рис. 5) показали, что увеличение $\theta_{впр}$ на 10° привело к повышению максимальной температуры на кромке КС ($t_{k_{max}}^k$) на 28–30°, радиального перепада по днищу ($\Delta t_{кп}$) – на 9–12°, а амплитуды температур на кромке t_a^k на 18–20°.

Кроме того, увеличились максимальные значения скорости нагрева кромки КС с 12 °С/с до 14 °С/с и скорости ее охлаждения с 13 °С/с до 18 °С/с (рис. 6). Таким образом, увеличение $\theta_{впр}$ позволяет ужесточить цикл термонагружения поршней с целью сокращения термоциклических испытаний поршней.

4. Результаты исследований температурного состояния головок поршней на нестационарных режимах работы дизеля Д-245

Определение и выбор параметров циклов термонагружения необходимы для последующей разработки методики ускоренных моторных испытаний поршней на термоциклическую стойкость. При этом основной

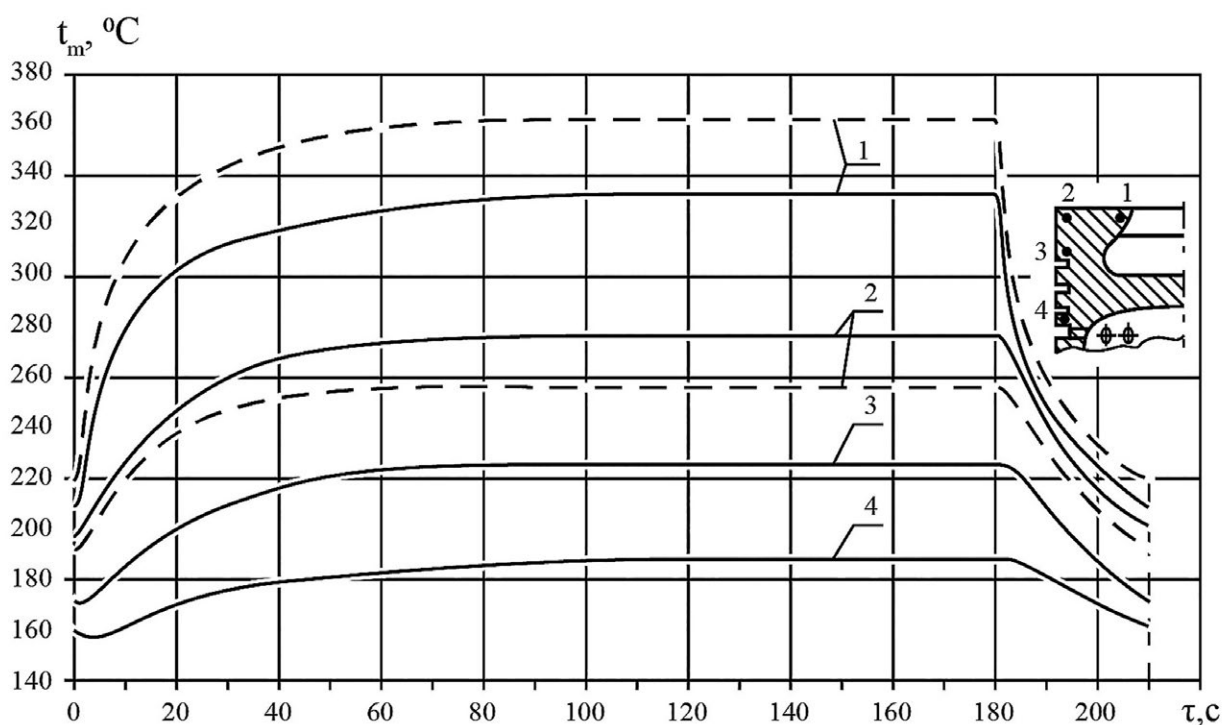


Рис. 5. Изменение температуры головки поршня при циклическом нагружении дизеля Д-240: – $\theta_{впр} = 26^\circ$ п.к.в.; – $\theta_{впр} = 36^\circ$ п.к.в.

Fig. 5. Change of the piston head temperature under cyclic loading of the D-240 diesel engine: – $\theta_{впр} = 26^\circ CA$; – $\theta_{впр} = 36^\circ CA$.

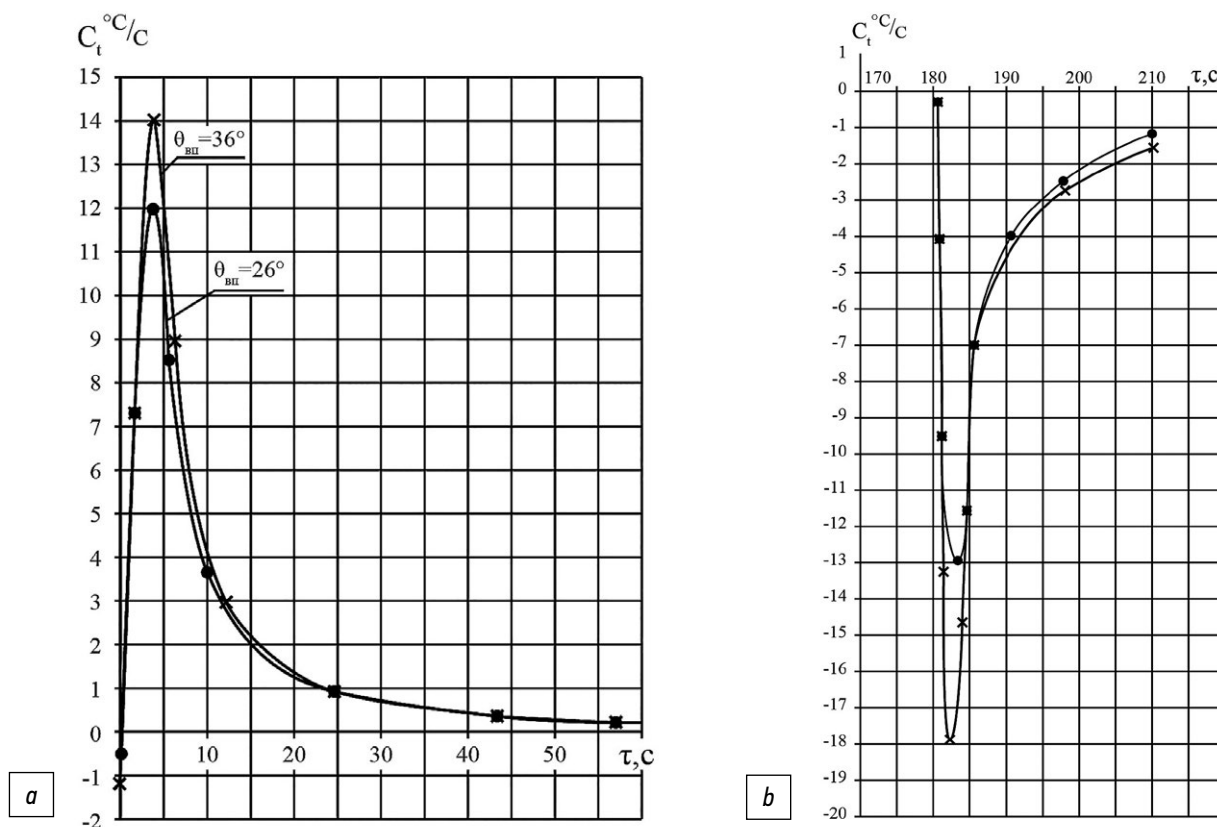


Рис. 6. Влияние угла опережения впрыскивания топлива на скорость изменения температуры в зоне кромки КС: а) при набросе нагрузки; б) при сбросе нагрузки.

Fig. 6. Influence of the fuel injection advance angle on the rate of temperature change in the zone of the combustion chamber edge: а) during loading; б) during unloading.

задачей настоящих исследований являлось выявление зависимостей изменения температуры в характерных точках поршней при работе дизелей на нестационарных (резко изменяющихся) режимах.

Определение максимальной амплитуды низкочастотных колебаний температуры в поршне первоначально осуществлялось по симметричному (рис. 3, а) циклу термонагружения. Результаты термометрирования поршня, приведенные на рис. 7, позволяют констатировать, что период стабилизации температурного состояния поршня дизеля Д-245 вследствие инерционности ТКР (при резком нагружении двигателя) возрос по сравнению с поршнем дизеля Д-240, на 20...30 с. Кроме того, форсирование дизеля посредством газотурбинного наддува привело к росту амплитуды низкочастотных колебаний температуры поршня Д-245. Так, если у поршня Д-240 она была равна 164 °С, то у поршня Д-245 достигла 188 °С, т. е. увеличилась на 15%.

Анализируя зависимости изменения температуры в характерных точках поршня (рис. 7, а и 7, б) и радиального перепада температур по днищу ($\Delta t_{\text{кп}}$) можно отметить, что темп их нарастания при набросе нагрузки был

выше, чем у поршня Д-240. Например, если к 20 с у поршня Д-245 в зоне кромки КС температура достигла 298 °С, а радиальный перепад по днищу $\Delta t_{\text{кп}} = 64$ °С, то у поршня Д-240 соответственно 283 °С и 56 °С.

При сбросе нагрузки, особенно в первые 2...5 с, темп снижения температур и их перепадов был ниже, чем у поршня (Д-240). Это объясняется тем, что цикловая подача топлива в цилиндры дизеля Д-245 превышала таковую у дизеля Д-240 на 18%.

Для разработки методики термоциклических испытаний, кроме максимальных значений температур в характерных точках головки поршня, важно знать величину радиального перепада по днищу, а также и амплитуду низкочастотных колебаний температур (t_a^k) в зоне кромки КС. В связи с этим были проведены испытания дизеля Д-245 по циклам, приведенным на рис. 3.

Результаты термометрирования поршней по предложенным параметрам цикла нагружения дизеля (рис. 8) отличаются от результатов, полученных при симметричном цикле. Так в полуцикле охлаждения (при сбросе нагрузки) на режиме $\tau_o = 22$ с температура на кромке КС достигла 242 °С. В то же время на режимах $\tau_o = 82$ с

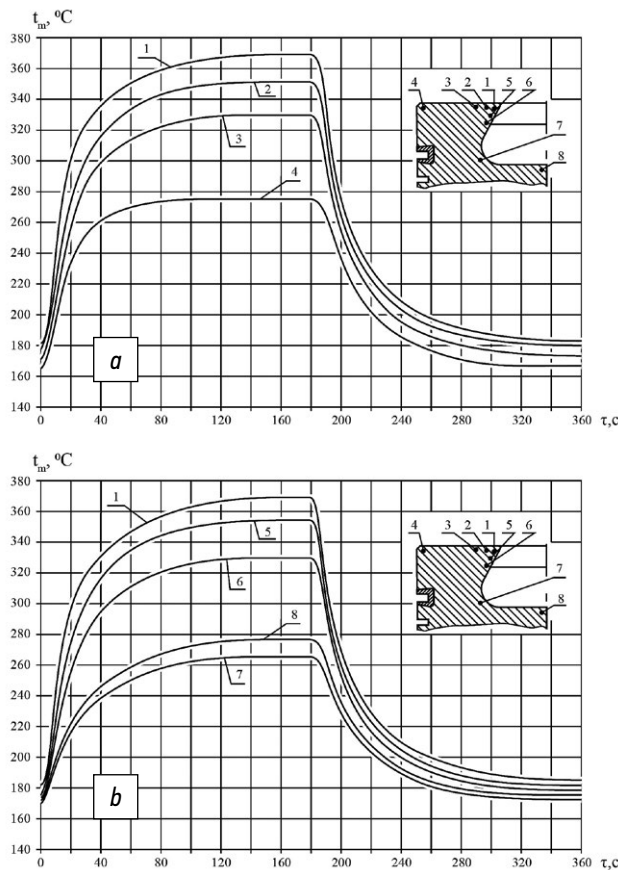


Рис. 7. Изменение температуры в характерных точках головки поршня при симметричном цикле термонагружения дизеля Д-245: а) термопары 1, 2, 3, 4; б) термопары 1, 5, 6, 7, 8.

Fig. 7. Temperature change at the characteristic points of the piston head during the symmetrical cycle of thermal loading of diesel engine D-245: а) thermocouples 1, 2, 3, 4; б) thermocouples 1, 5, 6, 7, 8.

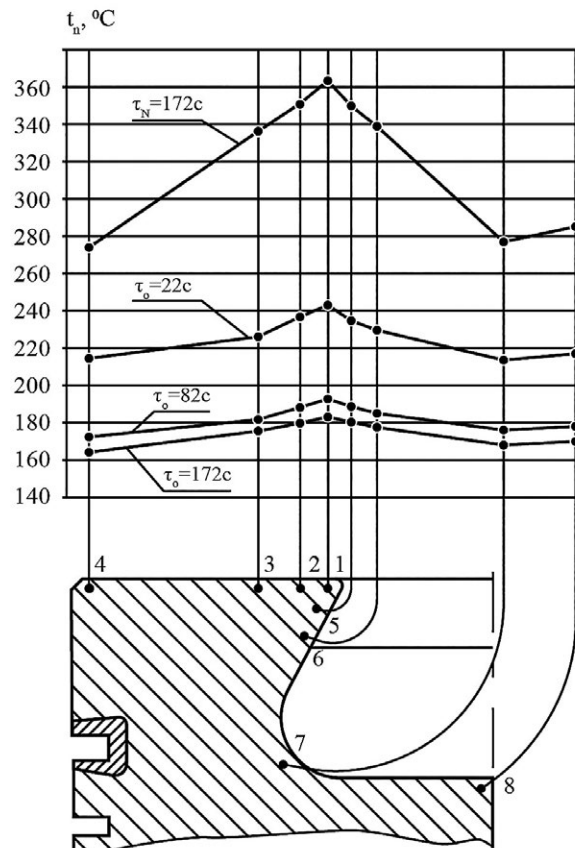


Рис. 8. Влияние режимов термоциклического нагружения дизеля Д-245 на амплитуду изменения температуры в характерных точках поршня.

Fig. 8. Influence of thermal cyclic loading modes of the D-245 diesel engine on the amplitude of temperature change at the characteristic points of the piston.

и $\tau_o = 172$ с составило соответственно 192 °С и 180 °С. Анализируя предложенные параметры нагружения поршней ($\tau_o = 22$ с, $\tau_o = 82$ с и $\tau_o = 172$ с), при сбросе нагрузки можно указать на удовлетворительную сопоставимость результатов исследований $\tau_o = 82$ с и $\tau_o = 172$ с, так как максимальное расхождение между ними не превышало 12 °С. Следует отметить, что с точки зрения сокращения продолжительности цикла термонагружения поршней при ускоренных моторных испытаниях не стоит стремиться к увеличению $\tau_o > 82$ с, т.к. к этому моменту времени t_a^k уже составляет 94% от своего максимального значения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований показывают, что температурное состояние головки поршней дизеля Д-245 имеет более высокий уровень теплонапряженности по сравнению с поршнем дизеля Д-240. Полученные сведения о температурном состоянии серийных поршней дизелей Д-240 и Д-245 могут в последующем оказаться полезными для получения сравнительной оценки с другими вариантами поршней (с КС типа ЦНИДИ), имеющих конструктивные или технологические особенности [2].

Разработанный цикл термонагружения, у которого общая продолжительность наброса нагрузки составляет 180 с, а сброса – 90 с, можно рекомендовать для проведения ускоренных моторных испытаний поршней на термоциклическую стойкость.

С целью ускорения термоциклических испытаний рекомендуется:

- увеличить угол опережения впрыскивания топлива с 26° п.к.в. до 36° п.к.в.;
- уменьшить радиус кромки КС поршней до 0,5 мм, а образующую наклона КС выполнить под углом 45°.

Результаты выполненных исследований на моторном стенде позволяют корректировать режимы цикла

термонагружения поршней на созданном [11] безмоторном тепловом стенде.

Результаты термометрирования могут быть полезны для уточнения граничных условий 1-го рода в зоне кромки КС при расчете поршней методом МКЭ.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

Наибольший вклад распределен следующим образом: *В.Н. Безженар* – поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; *Д.В. Апельинский* – редактирование текста рукописи; *В.П. Белов* – экспертная оценка, утверждение финальной версии.

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследований.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. All authors certify that they meet the *ICMJE* international criteria for authorship. *V.N. Bezhenar* – search for publications, writing the text of the manuscript; *D.V. Apelinskiy* – editing the text of the manuscript; *V.P. Belov* – expert opinion, approval of the final version.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. Authors state that this research was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белов В.П., Апельинский Д.В. Расчетно-экспериментальный метод оценки термоциклической стойкости поршней форсированного дизеля // Известия МГТУ МАМИ. 2020. № 1. С. 8–17.
2. Белов В.П. Расчетно-экспериментальная оценка термостойкости поршней форсированных автомобильных и тракторных двигателей: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1986. Режим доступа: <https://www.dissercat.com/content/issledovanie-i-prognozirovanie-dolgovechnosti-porshnei-dvigateli-vnutrennego-sgoraniya> Дата обращения: 20.06.2022.
3. Глинкин С.А. Исследование и прогнозирование долговечности поршней двигателей внутреннего сгорания: дис. ... канд. техн. наук. Владимир, 2010. Режим доступа: <https://www.dissercat.com/content/issledovanie-teplovei-napryazhennosti-klapanov-avtomobilnykh-benzinovykh-dvigateli-s-primen> Дата обращения: 20.06.2022.
4. Жегалин О.Н., Луначев П.Д. Вероятностная оценка режимов работы тракторного двигателя // Тракторы и сельхозмашины. 1985. № 9. С. 6–7.
5. Иванченко А.Б. Методика оценки термоусталостной прочности поршней форсированных дизелей: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1995.
6. Казанцев А.Г. Малоцикловая усталость при сложном термомеханическом нагружении. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001.
7. Крамарухин Ю.Е. Приборы для измерения температуры. Москва: Машиностроение, 1990.
8. Лазарев Е.А., Иващенко Н.А., Перлов М.Л. Особенности теплового и напряженно-деформированного состояния поршней тракторного дизеля // Двигателестроение. 1988. № 7. С. 3–5.

9. Лизунов А.А. Термостойкость поршней автомобильных и тракторных дизелей при нестационарных режимах работы. дис. ... канд. техн. наук. Москва 1988.
10. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня тракторного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. 1991. № 11. С.14–15.
11. Патент СССР на изобретение № 1012066/ 15.04.83, Бюл. № 14. Радзиван А. С., Белов В. Л., Репин В.В., и др. Стенд для ис-

следования теплонапряженного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания. Режим доступа: <https://patentdb.ru/patent/1196721> Дата обращения: 20.06.2022.

12. Belov V.P., Apelinskiy D.V. Computational and Experimental Method for Assessing the Thermal Strength of High-Loaded Diesel Engines // Journal of Physics: Conference Series. 2021. Vol. 2096, N 1. P. doi: 10.1088/1742-6596/2096/1/012204

REFERENCES

1. Belov VP, Apelinskiy DV. Calculation and experimental method for assessing the thermal cyclic resistance of forced diesel pistons. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2020;(1):8–17. (In Russ).
2. Belov VP. *Raschetno-eksperimental'naya otsenka termostoikosti porshnei forsirovannykh avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei*. [dissertation]. Moscow; 1986. Available from: <https://www.dissercat.com/content/issledovanie-i-prognozirovanie-dolgovechnosti-porshnei-dvigatelei-vnutrennego-sgoraniya> (In Russ).
3. Glinkin SA. *Issledovanie i prognozirovaniye dolgovechnosti porshnei dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. [dissertation]. Vladimir; 2010. Available from: <https://www.dissercat.com/content/issledovanie-teplovoy-napryazhennosti-klapanov-avtomobilnykh-benzinovyykh-dvigatelei-s-primen> (In Russ).
4. Zhegalin ON, Lunachev PD. Veroyatnostnaya otsenka rezhimov raboty traktornogo dvigatelya. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 1985;(9):6–7. (In Russ).
5. Ivanchenko AB. *Metodika otsenki termoustalostnoi prochnosti porshnei forsirovannykh dizelei*. [dissertation]. Moscow; 1995. (In Russ).
6. Kazantsev AG. *Malotsiklovaya ustalost' pri slozhnom termomekhanicheskom nagruzhenii*. Moscow: MGTU im. N.E. Bauman; 2001. (In Russ).

7. Kramarukhin YuE. *Pribory dlya izmereniya temperatury*. Moscow: Mashinostroenie; 1990. (In Russ).

8. Lazarev EA, Ivashchenko NA, Perlov ML. Osobennosti teplovogo i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya porshnei traktornogo dizeleya. *Dvigatelistroenie*. 1988;(7):3–5. (In Russ).

9. Lizunov AA. *Termostoikost' porshnei avtomobil'nykh i traktornykh dizelei pri nestatsionarnykh rezhimakh raboty*. [dissertation]. Moscow; 1988. (In Russ).

10. Chainov ND, Timokhin AV, Ivanchenko AB. Otsenka ustalostnoi dolgovechnosti porshnya traktornogo dizeleya pri tsiklicheskom nagruzhenii. *Dvigatelistroenie*. 1991;(11):14–15. (In Russ).

11. Patent SU № 1012066/ 15.04.83, Byul. № 14. Радзиван АС, Белов ВЛ, Репин ВВ, et al. *Stend dlya issledovaniya teplotnapryazhennogo sostoyaniya porshnya dvigatelya vnutrennego sgoraniya*. Available from: <https://patentdb.ru/patent/1196721> (In Russ).

12. Belov VP, Apelinskiy DV. Computational and Experimental Method for Assessing the Thermal Strength of High-Loaded Diesel Engines. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021;2096(1). doi: 10.1088/1742-6596/2096/1/012204

ОБ АВТОРАХ

***Беженарь Вадим Николаевич**,
заведующий лабораторией кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;
адрес: 107023, Москва, ул. Большая Семеновская, 38;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3747-2530>;
eLibrary SPIN: 1733-6826;
e-mail: amadei.96@mail.ru

Белов Вячеслав Петрович, к.т.н.;
профессор кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2031-669X>;
eLibrary SPIN: 9146-3300;
e-mail: belovmami@mail.ru

Апелинский Дмитрий Викторович, доцент, к.т.н.;
доцент кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2841-6895>;
eLibrary SPIN: 2311-0480;
e-mail: apelinskiy_mami@mail.ru

*Автор для переписки

AUTHORS' INFO

***Vadim N. Bezhenar**,
Head of the Laboratory of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;
address: 38 Bolshaya Semyonovskaya str.,
Moscow, 107023, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3747-2530>;
eLibrary SPIN: 1733-6826;
e-mail: amadei.96@mail.ru

Vyacheslav P. Belov, Cand. Sci. (Engin.);
Professor of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2031-669X>;
eLibrary SPIN: 9146-3300;
e-mail: belovmami@mail.ru

Dmitry V. Apelinskiy, Associate Professor, Cand. Sci. (Engin.);
Associate Professor of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2841-6895>;
eLibrary SPIN: 2311-0480;
e-mail: apelinskiy_mami@mail.ru

* Corresponding author