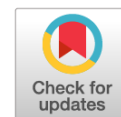


DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-109951>

Оригинальное исследование



# Методика расчета долговечности поршней дизелей

А.Н. Гоц<sup>1</sup>, А.Ю. Абаляев<sup>1</sup>, В.М. Фомин<sup>2</sup><sup>1</sup> Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н. Г. Столетовых, Владимир, Россия<sup>2</sup> Московский политехнический университет, Москва, Россия

## АННОТАЦИЯ

**Обоснование.** При периодических длительных испытаниях тракторных дизелей Д-240 с камерой сгорания ЦНИДИ через 4000 м-час наблюдалось ухудшение показателей рабочего процесса. После разборки дизелей оказалось, что причиной этого является развитие трещин на кромке камеры сгорания (КС), причем ухудшение показателей выявляется, когда трещина достигнет определенной длины.

**Цель работы** – поиск методики прогнозирования долговечности поршня тракторного дизеля при наличии трещины на кромке КС и разработка метода расчета развития трещины до перехода в предельное состояние.

**Материалы и методы.** В процессе исследования использовались как экспериментальные, так и расчетные методы. Были изготовлены опытные поршни с некоторыми конструктивными изменениями, в частности, менялся радиус закругления кромки, что изменяло толщину боковой стенки КС.

**Результаты.** Моторные исследования дизелей показали, что при определенной конструкции поршня трещина или вообще не появляется, или появляется после большого числа циклов. Проведенные расчетные исследования показали, что развитие трещины зависит от коэффициента интенсивности напряжений в вершине трещины. Используя данные экспериментальных исследований разработан метод оценки критической длины трещины в кромке КС, при которой интенсивность напряжений в окрестности ее вершины превышает предельные, принимаемые для данного материала, из которого изготовлен поршень.

**Заключение.** Предложена методика расчета долговечности поршня при развитии трещины на кромке камеры сгорания. Проверка расчетных данных, полученных при численной реализации методики оценки долговечности поршней на примере поршня серийного дизеля Д-240Т, показала, что предельная длина трещин в кромках КС достигается при наработке 7000 испытательных циклов. При этом погрешность вычислений по сравнению с данными эксплуатационных испытаний не превышает 11%.

**Ключевые слова:** дизель; переходные процессы; поршень; камера сгорания; температурные градиенты; тепловая напряженность; напряжения, трещина.

## Для цитирования:

Гоц А.Н., Абаляев А.Ю., Фомин В.М. Методика расчета долговечности поршней дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 4. С. 299–306. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-109951>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-109951>

Original Study Article

# Modeling the durability of diesel pistons with a crack on the edge of the combustion chamber

Alexander N. Gots<sup>1</sup>, Andrey Yu. Abalyaev<sup>1</sup>, Valery M. Fomin<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Vladimir State University named after Alexander and Nikolai Stoletov, Vladimir, Russia

<sup>2</sup> Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

## ABSTRACT

**BACKGROUND:** During periodic long-term tests of tractor diesel engines D-240T with a combustion chamber of the CNIDI after 4000 m-hour, a deterioration in the indicators of the working process was observed. After disassembling the diesels, it turned out that the reason for this is the development of cracks on the edge of the combustion chamber (CC), and the deterioration of indicators is detected when the crack has reached a critical length.

**AIMS:** The aim of study is concerned investigation of a methodology for predicting of a tractor diesel piston durability with the crack on the CC edge and development of a method for calculating the crack evolution to before the transition to the improper state.

**METHODS:** Both experimental and computational methods were used in the research. Experimental pistons was manufactured with some design changes: the radius of the edge rounding changed, which changed the thickness of the side wall of the CC.

**RESULTS:** Motor studies of diesel engines have shown that with a certain piston design, a crack either does not appear at all, or appears after a large number of cycles. Additional computational studies have shown that the crack development depends on the stress intensity coefficient at the crack tip. Using the data of experimental studies, a method has been developed for estimating the critical crack length in the edge of the CC, at which the intensity of stresses in the vicinity of its vertex exceeds the limits accepted for this material from which the piston is made.

**CONCLUSIONS:** A method for calculating the durability of the piston during the development of a crack on the edge of the combustion chamber is proposed. Verification of the calculated data obtained during the numerical implementation of the piston evaluation method using the example of the diesel piston D-240 showed that for a range of crack lengths up to 1 mm and operating time over 7000 m-hour, the calculation error compared to the operational test data does not exceed 11%.

**Keywords:** diesel; transients; piston; combustion chamber; temperature gradients; thermal stress; stresses; crack.

## Cite as:

Gots AN, Abalyaev AYU, Fomin VM. Modeling the durability of diesel pistons with a crack on the edge of the combustion chamber. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(4):299–306. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-109951>

Received: 22.08.2022

Accepted: 04.09.2022

Published online: 15.09.2022

## ВВЕДЕНИЕ

При периодических длительных, а также ускоренных испытаниях тракторных дизелей с поршнями, имеющими полуразделенную камеру сгорания (КС) типа ЦНИДИ, через некоторое время наблюдалось ухудшение показателей рабочего процесса дизеля [1]. КС этого типа имеет горловину меньшего диаметра, чем размер КС в нижней части у днища поршня. Такая форма КС создает интенсивный тороидальный вихрь в ее полости, обеспечивающий необходимое качество организации процессов смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси [2].

Однако, указанная форма камеры сгорания имеет острые кромки. Это приводит к перегреву кромок горловины, приводящему к появлению на них трещин при работе дизеля на форсированных режимах, в частности, при использовании наддува [1, 3]. При максимальном давлении сгорания в цилиндре  $p_z=13,5$  МПа трещины при ускоренных испытаниях дизеля появлялись после примерно 70% ресурса. При длине трещины 10...11 мм ухудшается смесеобразование в камере сгорания дизеля и, следовательно, падают его топливо-экономические показатели. Уменьшить перегрев кромок камеры сгорания можно за счет уменьшения жесткости процесса сгорания. Максимальное значение скорости нарастания давления в начале первой фазы сгорания обычно составляет 0,8...1,0 МПа/град ПКВ [4, 5]. По всей видимости, подбором оптимальных характеристик впрыска, направлением топливных струй и очертанием внутренней поверхности КС в поршне можно снизить жесткость сгорания и соответственно уменьшить появление трещин на кромке камеры сгорания или их разрастание [5]. Вместе с тем, вызывает интерес определение действительной долговечности поршня, при условии появления трещины на кромке КС для некоторого значения наработки.

Иногда при расчете поршня предлагается ввести некоторый коэффициент, который, по сути, должен учитывать снижение характеристик материала от влияния высокочастотной составляющей напряжений от воздействия давления газов и колебания температур. При этом, предлагаемый поправочный коэффициент определен для деталей, изготовленных из одного материала, и имеет существенный разброс значений [6–10], что сужает область применения данного подхода. Сказанное выше обуславливает целесообразность проведения исследований по поиску уточненного метода прогнозирования долговечности поршня.

## ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью настоящего исследования является поиск альтернативной методики прогнозирования долговечности поршня тракторного дизеля при наличии трещины на кромке КС и разработка метода расчета развития трещины до перехода в предельное состояние.

## МЕТОДЫ

При проведении исследований предварительно был использован экспериментальный метод много-цикловых (ускоренных) стендовых испытаний на безотказность двигателей по ГОСТ 18509-80. На основе результатов стендовых испытаний был разработан метод расчета остаточного ресурса поршней при наличии трещины на кромке КС с использованием программы конечно-элементного анализа.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ АНАЛИЗ

Исследование включало в себя предварительное проведение моторного эксперимента на дизеле с различными вариантами опытных поршней. В ходе этого эксперимента исследовалось влияние геометрических параметров КС на долговечность поршня. Было проведено испытание двух двигателей с комплектами поршней с КС, имеющих различные конструктивные конфигурации. Конструктивное исполнение форм камер сгорания испытываемых поршней приведены на рис 1.

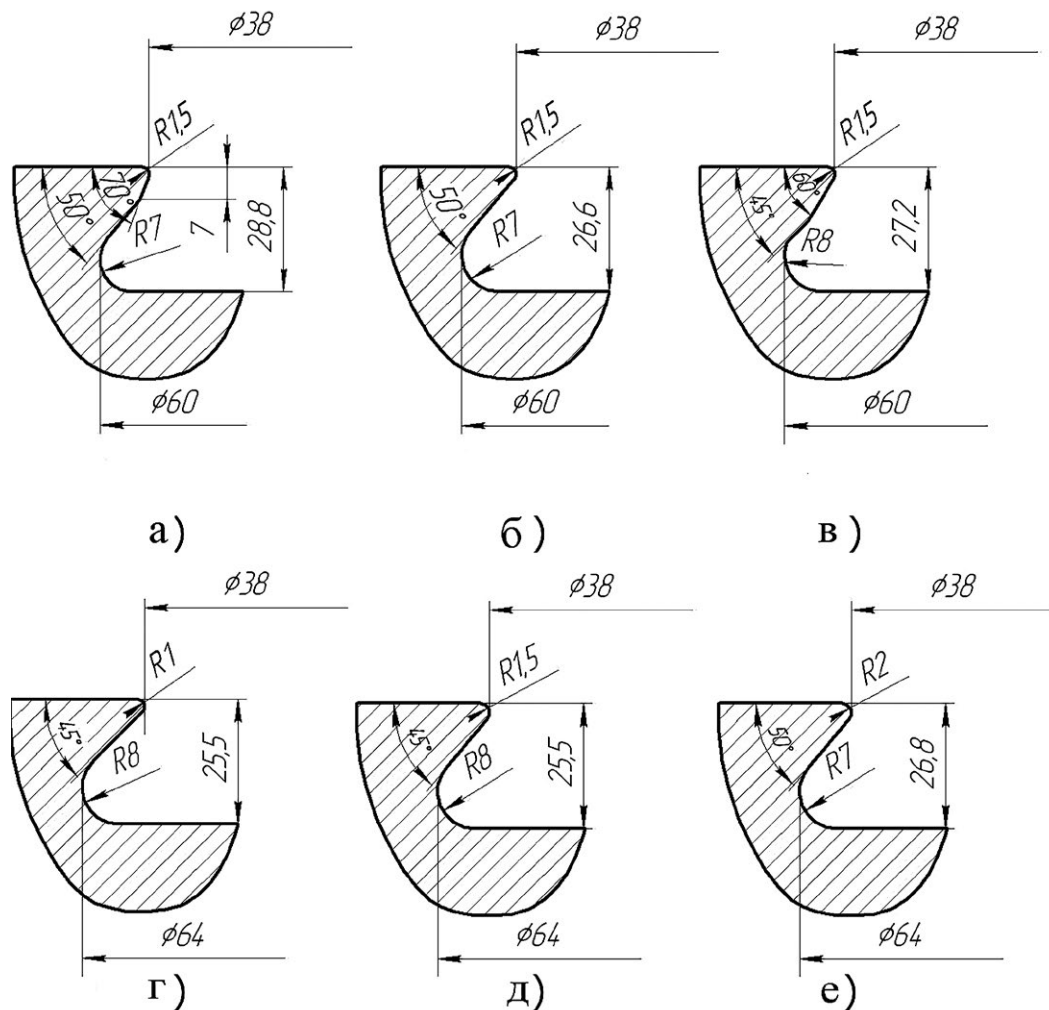
Цилиндры первого двигателя были укомплектованы поршнями со следующими вариантами конструктивного выполнения КС (рис. 1.): 1-й цилиндр – вариант д); 2-й цилиндр – вариант б); 3-й цилиндр – вариант в); 4-й цилиндр – вариант г).

Цилиндры второго двигателя оснащались поршнями со следующими вариантами форм КС: 1-й цилиндр – вариант а); 2-й цилиндр – вариант е); 3-й цилиндр – вариант в); 4-й цилиндр – вариант б).

В ходе опытного исследования для комплекта поршней, установленных на первый двигатель, было выявлено:

- в поршне 1-го цилиндра в течение 5200 циклов образовалось 12 трещин на кромке КС с диаметром нижнего пояса 60 мм; первые три трещины появились после 1500 циклов, а максимальную длину и скорость имели трещины, направленные по оси поршневого пальца и перпендикулярно оси поршня;
- для 2-го цилиндра после 5200 циклов появилась 1 трещина длиной 1,8 мм в направлении оси поршневого пальца;
- для 3-го цилиндра в течение 5200 циклов появились 3 трещины на кромке КС; первая трещина появилась после 1500 циклов; скорость распространения трещины составляла 0,0045 мм/цикл;
- в 4-м цилиндре поршень после работы в течение 5200 циклов имел 4 трещины: первая трещина возникла после 1200 циклов и направление развития трещины было перпендикулярно оси поршневого пальца.

Для комплекта поршней, установленных на второй двигатель, отметим:



**Рис. 1.** Варианты конструктивного исполнения формы КС опытных поршней.  
**Fig. 1.** Variants of a shape design of the CS experimental pistons.

- поршень 1-го цилиндра отработал 8800 циклов; выявлены 2 трещины в направлении перпендикулярном оси поршневого пальца; длина трещин составила 11,7 и 9,2 мм; первая трещина появилась после 3500 циклов;
- поршень второго цилиндра отработал 10100 циклов; после 7000 циклов получена одна трещина в направлении перпендикулярном оси поршневого пальца; длина трещины составила 4,5 мм;
- поршень третьего цилиндра отработал 800 циклов; трещин обнаружено не было;
- поршень 4-го цилиндра отработал 10100 циклов; после 4800 циклов обнаружена трещина длиной 12,5 мм в направлении перпендикулярном оси поршневого пальца.

В ходе эксперимента было установлено, что в КС поршня могут одновременно существовать, а также развиваться несколько трещин по мере увеличения числа циклов. Рост трещин на некотором этапе приводит к новообразованиям. Причиной возникновения новых трещин в этом случае, может быть контакт берегов трещин.

Очевидно, что при воздействии переменных нагрузок трещина в поршне периодически раскрывается и закрывается, что в пределе обуславливает эффект усталостного разрушения конструкции в целом. Установлено, что одним из наиболее важных факторов, способствующих появлению трещин и их развитию, является радиус закругления кромки КС, геометрически обуславливающий толщину её боковой стенки.

Анализ полученных опытных данных позволяет осуществить последовательность расчета поршней с полуоткрытой КС по оценке остаточного ресурса. Для расчета остаточного ресурса поршней при наличии трещины на кромке КС использованы программы конечно-элементного анализа.

В начале расчетного исследования по чертежам строится 3D-модель поршня, на основе которой разрабатывается конечно-элементная модель (КЭМ). При построении КЭМ использовалась густая расчетная сетка в сечениях перехода, например, в кромке КС, где появляются трещины. Для качественного описания температурного поля размер конечных элементов (КЭ)

на кромке КС уменьшается. Оценка размера стороны КЭ должна проводиться из условия обеспечения требуемой точности вычисления и затрат времени. При определении теплового состояния поршня может использоваться как 4-х узловой, так и 10-узловой изопараметрический КЭ в виде тетраэдра [3, 5]. Второй вариант позволяет наиболее точно описать распределение температуры и перемещений в узловых точках КЭМ поршня.

Теплофизические свойства материала поршня и их зависимость от температуры определяем по справочным данным [10].

В реальных условиях работы поршень испытывает переменные температурные нагрузки, поэтому моделировалось циклическое изменение граничных условий (ГУ) на его поверхности в виде цикла нагружения, который эквивалентен условиям его работы при эксплуатации двигателя на режимах номинальной мощности (с максимальной температурой) и на минимальной частоты вращения холостого хода (с минимальной температурой). Цикл состоит из полуцикла «нагрев» при набросе нагрузки и полуцикла «охлаждение» при сбросе нагрузки, а также включает участки выдержки на максимальной и минимальной температурах [8].

В качестве основных граничных условий (ГУ), описывающих тепловое взаимодействие поверхностей поршня и окружающей среды, используются: условие I рода – распределение температуры по поверхности; II рода – плотность теплового потока через поверхность или часть ее; III рода – температура окружающей среды и закон теплообмена  $\alpha$  между средой и поверхностью поршня.

Для определения численного значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  на поверхности КС поршня в качестве исходного уравнения используется критериальное уравнение Г. Вошни (G. Woschni)  $\alpha_W$  и Г. Хохенберга (G. Hohenberg)  $\alpha_H$  [10]. Поскольку формула Вошни и Хохенберга не позволяет получить удовлетворительные результаты, то хорошее совпадение значений  $\alpha$  с экспериментальными данными достигается при использовании их среднеарифметического значения [11]:

$$\alpha = \frac{\alpha_W + \alpha_H}{2}. \quad (1)$$

При работе на неустановившихся режимах, характерных для эксплуатации большинства современных двигателей, тепловое состояние поршня изменяется во времени, поэтому задача определения поля температур в отдельных точках в текущие моменты времени связана с решением уравнения теплопроводности, которое при постоянных теплофизических характеристиках материала имеет вид:

$$\nabla^2 T + \frac{Q}{\lambda} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (2)$$

где  $a$  – температуропроводность материала;  $T$  – температура детали в точке;  $\lambda$  – теплопроводность материала;

$t$  – время;  $Q$  – количество теплоты, выделяющейся в единице объема в единицу времени, внутренними источниками теплоты (при их наличии).

При решении задачи в перемещениях вектор перемещений точек в пределах элемента выражается через компоненты перемещений. Компоненты перемещений узлов являются неизвестными параметрами. Их определяют минимизацией функционала, представляющего собой потенциальную энергию системы [8].

Оценка усталостной долговечности проводится с использованием принципа Нейбера и уравнения Кофина–Мэнсона [11]. Использование принципа Нейбера позволяет сократить машинное время при многовариантных расчетах.

Искомое число циклов нагружения до появления усталостной трещины определяется путем решения известного уравнения [11], которое является универсальным для расчета долговечности  $N_p$  при мало- и многоциклового усталости.

Методика прогнозирования остаточного ресурса поршня с трещиной в кромке КС основывается на решении задачи механики разрушения, которая ставит своей целью определение коэффициента  $K_I$ , который характеризует интенсивность напряжения (КИН) в вершине трещины.

Численное значение КИН может быть получено с использованием МКЭ.

Для определения зависимостей КИН для поршня с трещиной используется КЭМ поршня с трещиной различной длины. Модель содержит порядка 140000...150000 элементов, со сгущением расчетной сетки в области трещины.

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНОГО АНАЛИЗА И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Расчет НДС модели поршня от действия давления газов в цилиндре двигателя был произведен для различных длин трещин.

Вычислив зависимости КИН при действии механических сил, определены зависимости КИН от действия перепада температур.

Серия расчетов НДС поршня с трещиной в кромке КС при действии температурного перепада позволила установить величины значений напряжения и перемещения в области вершины трещины.

Полученные расчетом данные позволили установить, что:

- КИН изменяется вдоль фронта трещины. Это обуславливается тем, что у центра фронта трещины условия напряженности близки к плоской деформации, тогда как на поверхности головки поршня наблюдается условие плоско напряженного состояния;

- с повышением температуры материал расширяется, тогда, как давление газов препятствуют этому; поэтому суммарный КИН представляет разницу между температурным и механическим КИН.

Численная оценка долговечности поршня при наличии трещины в кромке КС может быть проведена, если заранее известна критическая длина трещины. Под понятием «критическая длина трещины» следует понимать её длину, при которой достигается максимально предельный уровень напряжений в кромке.

На основе анализа поля упругопластических деформаций в поршне, полученного в ходе расчета, было отмечено, что на поверхности кромка КС имеет неравномерное распределение деформаций и перемещений по ее периметру.

С целью определения зависимости величины интенсивности напряжений от длины трещины была проведена серия расчетов с трещинами различной длины. Было доказано, что при длине трещины 3,5...5 мм напряжение в кромке КС достигает максимального значения.

Для оценки долговечности поршня при наличии трещины на кромке КС необходимо получить информацию о длине трещины как функцию числа циклов нагружения, т.е. получить зависимость вида:

$$\frac{dL_{cr}}{dN} = f(\Delta\sigma, a, C), \quad (3)$$

где  $\Delta\sigma$  – размах расчетных переменных напряжений, равный удвоенной амплитуде;  $a$  – температуропроводность материала;  $N$  – число циклов нагружения;  $L_{cr}$  – длина существующей трещины;  $C$  – функция, зависящая от вида цикла нагружения.

В окончательном виде долговечность поршня при наличии трещины на кромке КС может быть рассчитана по формуле:

$$N_i = \frac{1}{C_i} \int_{L_{cr0}}^{L_{crC}} \frac{dL_{cr}}{K_i^{N_i}}. \quad (4)$$

Здесь  $L_{cr0}$ ,  $L_{crC}$  – пределы роста длины трещины от исходного состояния до критического;  $i$  – число, характеризующее режимы нагружения детали.

С учетом режимов нагружения до появления трещины суммарная долговечность поршня определяется суммой:

$$N = N_0 + \sum_{i=1}^k N_i, \quad (5)$$

где  $N_0$  – число циклов нагружения до появления трещины.

На заключительном этапе исследования осуществлена опытная апробация предложенного метода

оценки долговечности поршня при наличии трещины на кромке КС. Исследование проводилось согласно требованиям существующего государственного стандарта по проведению многоцикловых (ускоренных) стендовых испытаний на безотказность автотракторных дизелей по ГОСТ 18509-80. Объектом опытного исследования являлся серийный тракторный дизель типа Д-240Т. Установлено, что для исследованного дизеля появившиеся трещины на кромках КС поршней не превосходят критическую длину по уровню достижения в них максимальных напряжений при наработке 7000 испытательных циклов. При этом погрешность расчетных данных, полученных при численной реализации метода, по сравнению с данными эксперимента не превышает 11%.

## ВЫВОДЫ

Для предварительного изучения влияния геометрических параметров КС на эксплуатационную долговечность поршней было проведено испытание на моторном стенде специально подготовленной опытной партии поршней с различными конструктивными изменениями конфигурации КС. Используя данные экспериментальных исследований, предложен метод построения математической модели для оценки коэффициента интенсивности напряжений, который характеризует концентрацию напряжений у вершины трещины, зависящую от длины ее, перепада температур на поверхности поршня и давления газов. Поскольку усталостное разрушение вызывается полем напряжений у вершины трещины, то коэффициент интенсивности напряжений является основным параметром, который может быть использован при анализе развития трещины и оценке долговечности поршней. Проведена аналитическая оценка критической длины трещины в кромке КС, при которой интенсивность напряжений в окрестности ее вершины превышает предельные условия.

Проведена экспериментальная проверка расчетных данных, полученных при численной реализации метода, для поршней серийного дизеля типа Д-240Т. Экспериментально установлено, что долговечность всех поршней (до перехода в предельное состояние по уровню максимальных напряжений в кромках КС) составляет 7000 испытательных циклов. При этом погрешность вычислений по сравнению с данными опытных испытаний не превышает 11%.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

**Вклад авторов.** А.Н. Гоц — разработка методологии, проведение исследования, написание текста

рукописи; В.М. Фомин — редактирование текста рукописи, экспертная оценка, утверждение финальной версии; А.Ю. Абаляев — обработка результатов исследований, редактирование текста рукописи, создание изображений. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

**Источник финансирования.** Авторы декларируют отсутствие внешнего финансирования при проведении исследования.

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

## ЛИТЕРАТУРА

1. Рожанский В.А., Кухаренок Г.М. Влияние параметров камеры сгорания на показатели рабочего процесса дизеля Д-240 // Тракторы и сельхозмашины. 1974. № 9. С. 11–12.
2. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1977.
3. Иванченко А.Б. Методика оценки термоусталостной прочности поршней форсированных дизелей: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1995.
4. Румб В.К., Медведев В.В. Прогнозирование долговечности деталей судовых дизелей // Двигателестроение. 2006. № 4. С. 29–34.
5. Донченко А.С., Морганюк В.С., Аверченков Е.А., и др. Расчет напряженно-деформированного состояния поршня тракторного дизеля при циклическом нагружении // Проблемы прочности. 1983. № 3. С. 39–44.
6. Гоц А.Н., Глинкин С.А. Условия нагружения поршней двигателей внутреннего сгорания и причины образования трещин

## REFERENCES

1. Rozhansky VA, Kukharenek GM. Influence of combustion chamber parameters on the performance of the D-240 diesel engine // *Traktory i selkhoz mashiny*. 1974;9:11–12. (in Russ).
2. Voinov AN. *Combustion in high-speed piston engines*. Izd. 2-e, pererab. dop. Moscow: Mashinostroenie; 1977. (in Russ).
3. Ivanchenko AB. *Metodika otsenki termoustalostnoy prochnosti porshney forsirovannykh dizeley* [dissertation]. Moscow; 1995. (in Russ).
4. Rumb VK, Medvedev VV. Forecasting the durability of marine diesel parts. *Dvigatellestroenie*. 2006;4:29–34. (in Russ).
5. Donchenko AS, Morganyuk VS, Averchenkov EA, et al. Calculation of the stress-strain state of a tractor diesel piston under cyclic loading. *Problemy prochnosti*. 1983;3:39–44. (in Russ).
6. Gots AN, Glinkin SA. Loading conditions for pistons of internal combustion engines and the causes of cracking on the edge of the combustion chamber. *Tractors and agricultural machinery*. 2016;10:25–29. (in Russ).

## ADDITIONAL INFORMATION

**Authors contribution.** A.N. Gots — development of methodology, conducting research, writing the text of the manuscript; V.M. Fomin — editing the text of the manuscript, expert opinion, approval of the final version; A.Yu. Abalyaev — processing of research results, editing of the text of the manuscript, creation of images. All authors made a substantial contribution to the present study, analysis and interpretation of obtained results, drafting and refining the paper.

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

**Funding source.** The present study was not supported by any external sources of funding.

на кромке камеры сгорания // Тракторы и сельхозмашины, 2016. № 10. С. 25–29.

7. Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Пылев В.А. Ползучесть и релаксация при растяжении алюминиевого сплава АЛ25 // Двигателестроение. 1986. № 11. С. 45–47.

8. Гоц А.Н., Глинкин С.А. Прогнозирование долговечности поршней двигателей внутреннего сгорания. Balti: Lambert Academic Publishing, 2017.

9. Морозов Е.М., Никишков Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения. М.: Наука, 1980.

10. Поспишил Б., Квитка А.Л., Третьяченко Г.Н. и др. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования. Киев: Наукова думка, 1987.

11. Биргер И.А. Детерминированные и статистические модели долговечности // Проблемы надежности летательных аппаратов. Под ред. И.Ф. Образцова, А.С. Вольмира. М.: Машиностроение, 1980.

7. Shekhovtsov AF, Abramchuk FI, Pylev VA. Creep and tensile relaxation of aluminum alloy AL25. *Dvigatellestroenie*. 1986;11: 45–47. (in Russ).

8. Gots AN, Glinkin SA. *Forecasting the durability of pistons of internal combustion engines*. Balti: Lambert Academic Publishing; 2017. (in Russ).

9. Morozov EM, Nikishkov GP. *Finite element method in fracture mechanics*. Moscow: Nauka; 1980. (in Russ).

10. Pospisil B, Kvitka AL, Tretyachenko GN, et al. *Strength and durability of elements of power equipment*. Kiev: Naukova Dumka; 1987. (in Russ).

11. Birger IA. Deterministic and statistical models of durability. In: *Problems of aircraft reliability*. Obraztsova IF, Volmira AS. (eds). Moscow: Mashinostroenie; 1980. (in Russ).

## ОБ АВТОРАХ

**\*Абляев Андрей Юрьевич,**

к.т.н., заведующий кафедрой;  
адрес: Россия, 600000, Владимир, ул. Горького, д. 87  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0590-321X>;  
eLibrary SPIN: 2180-2769;  
e-mail: ice\_aya@bk.ru

**Гоц Александр Николаевич,**

профессор, д.т.н.,  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5236-8304>;  
eLibrary SPIN: 9324-7215;  
e-mail: hotz@mail.ru

**Фомин Валерий Михайлович,**

профессор, д.т.н.;  
eLibrary SPIN: 7556-3336;  
e-mail: mixalichDM@mail.ru

**\*Автор, ответственный за переписку**

## AUTHOR'S INFO

**\*Andrey Yu. Abalyaev,**

Cand. Sci. (Tech.), Head of the Department;  
address: address: 87 Gorky street, Vladimir 600000, Russia;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0590-321X>;  
eLibrary SPIN: 2180-2769;  
e-mail: ice\_aya@bk.ru

**Alexander N. Gots,**

Professor, Dr. Sci. (Tech.);  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5236-8304>;  
eLibrary SPIN: 9324-7215;  
e-mail: hotz@mail.ru

**Valery M. Fomin,**

Professor, Dr. Sci. (Tech.);  
eLibrary SPIN: 7556-3336;  
e-mail: mixalichDM@mail.ru

**\*Corresponding author**