

УДК 621.436:621.4.001.57

Критерии разрушения теплонапряженных деталей поршневых двигателей и обзор методик оценки долговечности поршней**Failure criteria of heat-stressed parts of piston engines and the review of methods for assessment of pistons durability****А. Н. ГОЦ, д-р техн. наук
С. А. ГЛИНКИН, канд. техн. наук****Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича
и Николая Григорьевича Столетовых,
Владимир, Россия, hotz@mail.ru****A. N. GOTS, DSc in Engineering
S. A. GLINKIN, PhD in Engineering****Aleksandr and Nikolay Stoletov
Vladimir State University,
Vladimir, Russia,
hotz@mail.ru**

При проектировании, расчете и доводке двигателя до заданных показателей необходим более полный и точный учет всех величин, определяющих его ресурс. На неустановившихся режимах тракторных дизелей напряженность поршня меняется во времени, что приводит к появлению трещин на кромке его камеры сгорания. В первую очередь это относится к камерам сгорания полукрытого типа. Появление трещины и ее рост до критической длины часто приводят к разрушению кромки камеры сгорания. В связи с этим выбор критериев разрушения поршней в эксплуатации — актуальная задача. Оценку долговечности следует проводить по критериям термической усталостной прочности, которые можно разделить на три группы: деформационные, деформационно-кинетические и энергетические. Деформационные критерии получили наибольшее распространение. С учетом активного нагружения в условиях одноосного растяжения определяется накопление повреждений, связанных с пластической деформацией материала, или критерий максимальной деформации. Наряду с экспериментальными методиками, требующими затрат времени и денежных средств, широкое применение нашли методики оценки долговечности, базирующиеся на численных расчетах, например на методе конечных элементов. Усталостные свойства материала в области малого числа циклов определяются уравнениями Коффина-Мэнсона в форме, введенной Дж. Морроу, для амплитуд упругой и пластической деформаций в зависимости от числа циклов до разрушения. Анализ работ различных авторов показал, что процесс роста трещины не рассматривается в полном объеме. Отсутствие расчетного подхода к определению остаточного ресурса требует совершенствования методики расчета, которая должна учитывать перепад температур на поверхности поршня, давление газов, геометрические размеры поршня, влияющие на концентрацию напряжений.

Ключевые слова: термическая прочность; повреждения; долговечность; критерии прочности; деформации; малоцикловая усталость.

During designing, calculation and further development of an engine it is necessary to take into account all the values that define its lifetime. In variable modes of tractor diesel engine, the stress level of piston changes over time, which leads to the appearance of cracks on the edge of combustion chamber. It especially applies to the semi-open combustion chambers. The appearance and growth of crack to a critical length often leads to failure of the combustion chamber edge. In this regard, the selection of failure criteria of pistons in operation is an urgent task. The durability assessment should be made on the criteria of the thermal fatigue strength that could be divided into three groups: the deformation criteria, the deformation and kinetic criteria, the energy criteria. Deformation criteria is the most widely used. Taking into account the active loading in conditions of uniaxial tension, the damage accumulation related to the material plastic deformation, or the peak deformation criterion is determined. Along with experimental methods consuming time and money, the other reliability assessment methods based on the numerical calculations, such as finite element method become common use. The fatigue material properties when loading a small number of cycles are determined by the Coffin-Manson equations in the form introduced by J. Morrow for the amplitudes of elastic and plastic deformations, depending on the number of cycles to failure. The analysis of the works of various authors shows that the crack growth process is not fully considered. The lack of theoretical approach to determining the remaining lifetime demands the improvement of calculation method which should take into account the temperature difference on the surface of piston, gas pressure and piston geometric dimensions affecting the stress concentration.

Keywords: thermal strength; damages; durability; strength criteria; deformations; low-cycle fatigue.

Введение

Теплонапряженные детали поршневых двигателей имеют сложную геометрическую форму, а их отдельные элементы находятся в тепловом, силовом и кинематическом взаимодействии. При проектировании, расчете и доводке двигателя до заданных показателей необходим более полный и точный учет всех величин, определяющих его ресурс.

На неустановившихся режимах тракторных дизелей напряженность поршня меняется во времени, что приводит к появлению трещин на кромке его камеры сгорания (КС). В первую очередь это относится к КС полукрытого типа. Появление трещины и ее рост до критической длины часто приводят к разрушению кромки КС. В связи с этим выбор критериев разрушения поршней в эксплуатации — актуальная задача.

Цель исследования

В работе проведены обзор и оценка предлагаемых критериев термоусталостной прочности с целью их использования при подготовке методики прогнозирования долговечности поршня тракторного дизеля при наличии трещины.

Материалы и методы

Возникновение трещин на кромке КС поршней ассоциируется с термической усталостью, поэтому оценку долговечности следует проводить по критериям термоусталостной прочности [1–5]. Эти критерии можно разделить на три группы: деформационные, деформационно-кинетические и энергетические [6]. При оценке долговечности поршней широкое распространение получили деформационные критерии.

Для вязкого разрушения, соответствующего условиям нагружения поршней, можно использовать критерий максимальной деформации. С учетом активного нагружения в условиях одноосного растяжения и накопления повреждений, связанных с пластической деформацией материала, критерий максимальной деформации запишем как [3, 4]:

$$\Pi_1 = \int_0^{\varepsilon_u^{(p)}} \frac{d\varepsilon^{(p)}}{\varepsilon^{(p)}(T)} \leq 1,$$

где $d\varepsilon^{(p)}/\varepsilon^{(p)}(T)$ — приращение степени повреждений; $\varepsilon_u^{(p)}$ — пластическая деформация.

В условиях сложного напряженного состояния $\varepsilon^{(p)}$ следует заменить на интенсивность пластической деформации $\varepsilon_u^{(p)}$.

Критерий малоциклового усталости (число циклов до разрушения $N_p > 10^4$) ввиду трудности измерения приращения пластического гистерезиса базируется на сравнении амплитуды изменения рабочего напряжения σ (при симметричном цикле изменения напряжения) с предельной амплитудой (пределом выносливости σ_{-1}) для данного материала и заданного числа циклов (рис. 1) [7, 8].

Анализ результатов экспериментальных и теоретических исследований малоциклового усталости для разных материалов при различных температурах и значениях ширины петли пластического гистерезиса $\Delta\varepsilon^{(p)}$ показал, что критерий разрушения для малоциклового усталости при сложном напряженном состоянии имеет вид [9]:

$$\Pi_2 = \int_0^{\varepsilon_u^{(p)}} \frac{d(\varepsilon_u^{(p)})^2}{\ln^2(1 - \psi(T))} \leq 1,$$

где $\psi(T)$ — коэффициент пропорциональности между компонентами девиаторов деформаций и напряжений.

При использовании гипотезы линейного суммирования повреждений критерий максимальной деформации Π_1 и критерий разрушения для малоциклового усталости Π_2 суммируются. Критерии прочности представим в виде [9]:

$$\Pi_1 + \Pi_2 \leq 1.$$

Такая запись критерия термоусталостной прочности учитывает накопление повреждений в материале в неизотермических условиях как вследствие монотонного

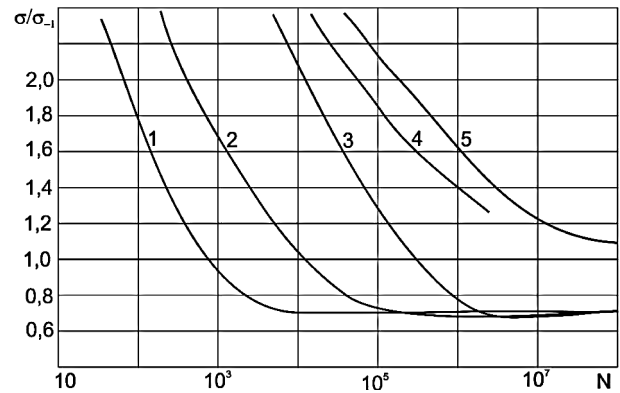


Рис. 1. Зависимость σ/σ_{-1} от числа циклов N для алюминиевого образца и этапы развития усталостного разрушения:

1 — появление первых следов пластической деформации; 2 — появление первых микротрещин, обнаруживаемых с помощью электронного микроскопа; 3 — начало объединения микротрещин в трещины, видимые под оптическим микроскопом; 4 — появление первой визуально наблюдаемой трещины; 5 — разрушение

изменения интенсивности деформации от цикла к циклу, так и в результате циклического пластического деформирования, причем циклы могут отличаться друг от друга.

Если приращение степени повреждения Π_3 при переменных в течение времени t_k тепловых и механических воздействиях за период времени dt представить в виде $d\Pi_3 = dt/dt^*(\sigma(t), T(t))$, где $dt^*(\sigma(t), T(t))$ — время до разрушения образца при постоянных значениях σ и T , совпадающих с текущими значениями $\sigma(t)$ и $T(t)$, то в качестве критерия длительной прочности при переменных в течение времени t_k тепловых и механических воздействиях можно принять [9]:

$$\Pi_3 = \int_0^{t_k} \frac{dt}{t^*(\sigma_u(t), T(t))} \leq 1,$$

где $\sigma_u(t)$ — интенсивность напряжений; t^* — время до разрушения.

Таким образом, при условиях нагружения поршня с учетом всех этих факторов в качестве критерия прочности можно использовать условие:

$$\Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 \leq 1.$$

Эта формулировка позволяет учесть влияние сложной программы изменения тепловых и механических воздействий на конструкционный материал. Кроме того, по данным источника [10], необходимо оговаривать максимальный и минимальный уровни теплосмен.

Оценка теплонапряженности и циклической прочности поршней проводится с помощью расчетных методик. Результаты, получаемые в ходе такой оценки, должны коррелироваться с натурными испытаниями. Экспериментальные результаты становятся своеобразной базой данных, на основе которой выполняется корректировка методик расчета.

Натурные испытания могут включать как моторные, так и безмоторные ускоренные испытания поршней на термомеханическую прочность [11]. В ходе проведения эксперимента определяются температуры в характерных

точках, тепловые потоки на поверхностях и деформации в исследуемых сечениях поршня. Моторные испытания проводятся непосредственно на работающем двигателе, безмоторные — на специальных тепловых стендах, воспроизводящих условия нагружения поршней в работающем двигателе.

Наряду с экспериментальными методиками, требующими затрат времени и денежных средств, широкое применение нашли методики оценки долговечности, базирующиеся на численных расчетах, например на методе конечных элементов [1—3, 9, 11—13].

Применение численных методов при расчете поршней описано во многих работах [1—5]. Отметим, что точность расчетов по методу конечных элементов напрямую зависит от корректности граничных условий. Использование методики без экспериментальной проверки может привести к существенным погрешностям.

Результаты и их обсуждение

В основе существующих методик лежит анализ теплового напряженно-деформированного состояния (ТНДС) поршня. Это позволяет проводить прочностную оценку поршней тракторных дизелей. Такая оценка может быть проведена по пределу прочности, пределу длительной прочности, пределу усталости (при оценке прочности детали от воздействия сил давления газов), пределу текучести.

При сложном ТНДС аналогично определяются коэффициенты запаса по выносливости и текучести для нормальных и касательных напряжений, а также общий запас прочности.

Коэффициенты запаса по различным прочностным характеристикам не несут информации о долговечности поршня. При современном прочностном анализе поршня или любой другой детали КС необходима оценка долговечности, т.е. расчет количества циклов или времени до наступления предельного состояния при работе двигателя в заданном режиме или наборе режимов, а также оценка остаточного ресурса.

Для учета времени развития трещины в работах [5—6] значение числа циклов до разрушения N_p корректируется поправочным коэффициентом. Такой коэффициент, по сути, должен учитывать снижение характеристик материала от влияния высокочастотной составляющей напряжений, давления газов p_z и колебания температур. При этом предлагаемый поправочный коэффициент определен для деталей, изготовленных из одного материала, и имеет некоторый разброс значений [12], что сужает область действия данного подхода.

Одним из методов оценки усталостной долговечности служит метод Нейбера. Принцип Нейбера записывается в виде [5]:

$$\sigma \varepsilon = \alpha^2 \sigma_n \varepsilon_n,$$

где σ , ε — действительные напряжения и деформации; σ_n , ε_n — номинальные напряжения и деформации; α — теоретический коэффициент концентрации напряжений в упругой области.

Если рассматриваемый цикл имеет асимметрию, то эквивалентная амплитуда цикла должна корректироваться коэффициентом a влияния асимметрии цикла [13]:

$$\sigma_{a \Gamma_{\text{эkv}}} = \sigma_{a \Gamma} a;$$

$$a = \sqrt{\sigma_{\text{в пр}} / \sigma_{a \text{ пр}}},$$

где $\sigma_{\text{в пр}}$, $\sigma_{a \text{ пр}}$ — приспособленные верхнее напряжение и амплитуда цикла, представляющие собой действительные верхнее напряжение и амплитуду цикла, которые устанавливаются в данном месте элемента вследствие повторяющейся циклической деформации.

Для теплового напряженного состояния обобщенный принцип Нейбера имеет вид [13]:

$$\sigma_{\Gamma} / E = \varepsilon^{1-m} \varepsilon_y^m, \quad (1)$$

где σ_{Γ} — напряжения, рассчитанные по закону Гука (в упругой постановке задачи); E — модуль упругости материала; ε , ε_y — суммарная и упругая амплитуды упругопластической деформации в зоне концентрации; m — показатель, зависящий от условий нагружения (принимает значения от 0 до 1, в частности для напряжений деформационного происхождения, в т.ч. температурных, $m \leq 0,1$).

Усталостные свойства материала в области малого числа циклов определяются уравнениями Коффина—Мэнсона для амплитуд упругой и пластической деформаций в зависимости от числа циклов до разрушения [7, 13].

Эти зависимости представлены в форме, которую ввел Дж. Морроу:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_y &= \left(\frac{\sigma_f}{E} \right) (2N_p)^b; \\ \varepsilon_{\text{пл}} &= \varepsilon_f (2N_p)^c, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $\sigma_f = 1,75 \sigma_{\text{дл}}(T)$; $\varepsilon_f = 0,5 (\ln(1/(1 - \psi(T))))^{-c}$.

В этих зависимостях (σ_f/E) , ε_f — коэффициенты циклической прочности и пластичности в уравнениях Морроу; b , c — показатели циклической прочности и пластичности в уравнениях Морроу; $\varepsilon_{\text{пл}}$ — амплитуда пластической деформации в зоне концентрации; N_p — разрушающее число циклов; ψ — относительное сужение при разрыве; $\sigma_{\text{дл}}(T)$ — предел длительной прочности для эффективной температуры цикла.

Исключив параметр $2N_p$ из системы уравнений (2) и сложив полученный результат с упругой составляющей, выведем формулу для амплитуды суммарной деформации:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_y + \varepsilon_{\text{пл}} = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon_f \left(\varepsilon_y / \left(\frac{\sigma_f}{E} \right) \right)^{c/b}. \quad (3)$$

Приведенные зависимости справедливы для области малоциклового усталости, а также для области многоциклового усталости благодаря вводу в уравнение величины неразрушающей пластической деформации [13]:

$$\varepsilon_{\text{пл}} - \varepsilon_{\text{плн}} = \varepsilon_f (2N_p)^c, \quad (4)$$

где $\varepsilon_{\text{плн}}$ — амплитуда неповреждающей пластической деформации.

Неповреждающая пластическая деформация реализуется движением дислокаций. После снятия нагрузки происходит восстановление структуры материала. Величина амплитуды обратимой пластической деформации для ряда сталей и поршневых сплавов составляет $(3...4) \cdot 10^{-5}$. Ввод амплитуды неповреждающей пластической деформации в уравнения Морроу позволяет распространить их применение и на область многоцикло-вой усталости.

Выразив амплитуду пластической деформации из уравнения (4) и подставив полученную зависимость в систему уравнений (2), уравнение (1) преобразуем к виду:

$$\varepsilon_y = \left(\frac{\sigma_f}{E}\right) \left(2N_p)^c + \frac{\varepsilon_{\text{плн}}}{\varepsilon_f}\right)^{b/c}. \quad (5)$$

После подстановки полученной зависимости (5) в уравнение (1) с учетом соотношений (2)—(4) получим основное и универсальное уравнение для расчета долговечности при мало- и многоцикло-вой усталости:

$$\sigma_{a\Gamma} = \left[\sigma_f \left(2N_p)^c + \frac{\varepsilon_{\text{плн}}}{\varepsilon_f}\right)^{b/c}\right]^m \times \left[\sigma_f \left(2N_p)^c + \frac{\varepsilon_{\text{плн}}}{\varepsilon_f}\right)^{b/c} + E[\varepsilon_f(2N_p)^c + \varepsilon_{\text{плн}}]\right]^{1-m}, \quad (6)$$

где $\sigma_{a\Gamma}$ — амплитуда напряжений, рассчитанная по закону Гука.

Решение уравнения (6) позволяет количественно оценить число циклов N_p до появления усталостной трещины. Отметим, что конечный результат во многом определяется правильностью выбора коэффициентов b , c , m .

Коэффициенты b и c — тангенсы углов наклона прямых (рис. 2), описывающих в логарифмических координатах зависимость соответственно амплитуд упругой и пластической деформаций от разрушающего числа циклов N_p .

Показатель степени m определяется по результатам расчета упругопластического нагружения поршня на первом полцикле нагружения, т.е. при первом возрастании. Определив суммарную и пластическую деформации, можно определить показатель степени m :

$$m = \frac{\ln \varepsilon_{\Gamma} - \ln \varepsilon}{\ln \varepsilon_y - \ln \varepsilon}.$$

Анализируя работу [14], отметим, что расчет ТНДС связан с квазистатическими предположениями и осесимметричной постановкой задачи. Эти предположения не позволяют оценить реальное распределение напряжений в поршне, а результаты расчета долговечности можно назвать только приближенными. Кроме того, использование конечного элемента с линейной аппроксимацией температуры при решении задачи о тепловом состоянии поршня не обеспечивает необходимой точности решения.

В работе [2] при моделировании ТНДС поршня граничные условия недостаточно точно отражают реальные условия его работы. Закрепление в осевом направлении должно быть по поверхности контакта поршневого пальца и бобышки, чего нет в этой работе. В исследованиях [2], как и в работе [14], используется квазистати-

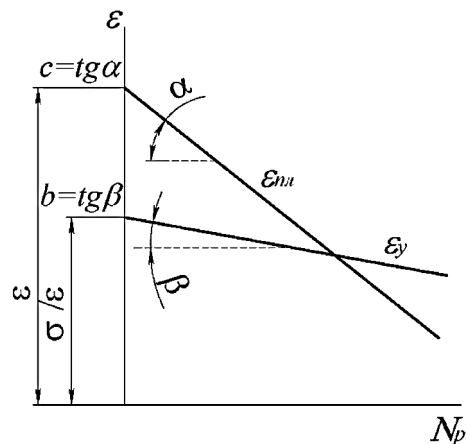


Рис. 2. Схематическое изображение кривых усталости в логарифмических координатах

ческое упругопластическое нагружение поршня, однако здесь более подробно рассмотрены проблемы, связанные с некорректностью граничных условий закрепления модели, и обусловленная этим фактором ошибка сведена к минимуму. Недостатки методики, предложенной в этой работе, связаны с анализом ТНДС, который проводился в трехмерной постановке только на участке максимальной температуры. Оценка долговечности должна учитывать не только максимальную температуру в кромке КС, но и максимальные напряжения. Отсутствие в методике высокочастотных колебаний температуры и температурной зависимости некоторых физико-механических свойств материала вносит дополнительные погрешности в результаты.

В работе [15] долговечность определяется из выражения, которое устанавливает связь между количеством циклов нагружения и скоростью распространения трещины. Это выражение справедливо только для поршней с КС типа ЦНИДИ и имеет вид:

$$\frac{dL_{\text{тр}}}{dN} = 5(N'_p)^{-0,2}, \quad (7)$$

где $dL_{\text{тр}}/dN$ — скорость распространения трещины, 10^3 мм/цикл; N'_p — число циклов до образования трещины длиной 0,5 мм.

Недостаток зависимости (7) заключается в узкой направленности. Так, не решен вопрос о влиянии нагрузки и геометрических параметров поршня на долговечность. Полученная зависимость основана только на экспериментальных данных, характерных для поршней с одинаковой геометрией КС.

Выводы

Анализ результатов, полученных в работах разных авторов [14—16], показывает, что процесс роста трещины после ее появления не рассматривается в полном объеме. В связи с отсутствием расчетного подхода к определению остаточного ресурса требуется совершенствование методики расчета, которая должна учитывать перепад температур на поверхности поршня, давление газов, геометрические размеры поршня, влияющие на концентрацию напряжений.

Литература и источники

1. Лазарев Е. А., Иващенко Н. А., Перлов М. Л. и др. Напряженно-деформированное и тепловое состояние охлаждаемого поршня тракторного дизеля при различном расположении поперечного сечения полости охлаждения // Двигателестроение. 1989, № 2. С. 7—10.
2. Папонов С. В. Расчетно-экспериментальная оценка и прогнозирование долговечности поршней дизелей: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1990. 194 с.
3. Чайнов Н. Д., Тимохин А. В., Иванченко А. Б. Оценка усталостной долговечности поршня тракторного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. 1990, № 11. С. 14—15.
4. Чайнов Н. Д. Модель расчета температурного поля осесимметричных деталей цилиндропоршневой группы дизелей // Известия вузов. Машиностроение. 1986, № 9. С. 77—91.
5. Чайнов Н. Д., Батанова О. А., Чернева Г. Е. Особенности расчета напряжений и деформаций в поршнях ДВС, выполненных из полухрупких материалов // Известия вузов. Машиностроение. 1989, № 6. С. 61—65.
6. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
7. Казанцев А. Г. Малоцикловая усталость при сложном термомеханическом нагружении. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 248 с.
8. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Демьянушко И. В. и др. Термопрочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 445 с.
9. Зарубин В. С., Станкевич И. В. Расчет теплонапряженных конструкций. М.: Машиностроение, 2005. 352 с.
10. Овсянников М. К., Давыдов Г. А. Тепловая напряженность судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1975. 237 с.
11. Гоц А. Н., Фомин В. К., Папонов С. В. и др. Повышение надежности поршня дизеля с воздушным охлаждением // Двигателестроение. 1988, № 10. С. 40—43.
12. Либовиц Г. Расчет конструкций на хрупкую прочность. Т. 5. М.: Машиностроение, 1977. 452 с.
13. Поспишил Б., Квитка А. Л., Третьяченко Г. Н. и др. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования. Киев: Наукова думка, 1987. 216 с.
14. Белов В. П. Расчетно-экспериментальная оценка термостойкости поршней формованных автомобильных и тракторных двигателей: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1986. 230 с.
15. Иванченко А. Б. Методика оценки термоусталостной прочности поршней форсированных дизелей: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1995. 174 с.
16. Сальников М. А. Оценка долговечности крышек цилиндров тепловозных дизелей в зависимости от уровня теплонапряженности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1984. 16 с.

References

1. Lazarev E. A., Ivashchenko N. A., Perlov M. L., Bondarev A. A. Stress-strain and thermal state of cooled piston of tractor diesel engine at different positions of cross section of a cooling chamber. *Dvigatelistroenie*, 1989, no. 2, pp. 7—10 (in Russ.).

2. Paponov S. V. *Raschetno-eksperimental'naya otsenka i prognozirovanie dolgovechnosti porshney dizeley* [Calculation and experimental evaluation and forecasting of durability of diesel pistons]. PhD in Engineering thesis. Moscow, 1990, 194 p.

3. Chaynov N. D., Timokhin A. V., Ivanchenko A. B. Evaluation of the fatigue life of piston of tractor diesel engine under cyclic loading. *Dvigatelistroenie*, 1990, no. 11, pp. 14—15 (in Russ.).

4. Chaynov N. D. Model for calculating the temperature field of axially symmetric parts of the cylinder-piston group of diesel engines. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 1986, no. 9, pp. 77—91 (in Russ.).

5. Chaynov N. D., Batanova O. A., Cherneva G. E. Features of calculation of stress and strain in pistons of internal combustion engines made of semi-fragile materials. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 1989, no. 6, pp. 61—65 (in Russ.).

6. Birger I. A., Shorr B. F., Iocilevich G. B. *Raschet na prochnost' detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1993, 640 p.

7. Kazantsev A. G. *Malotsiklovaya ustalost' pri slozhnom termomekhanicheskom nagruzhenii* [Low-cycle fatigue under complex thermomechanical loading]. Moscow, N. E. Bauman Moscow State Technical University Publ., 2001, 248 p.

8. Birger I. A., Shorr B. F., Dem'yanushko I. V., Dul'nev R. A., Sizova R. I. *Termoprochnost' detaley mashin* [Thermal strength of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975, 445 p.

9. Zarubin V. S., Stankevich I. V. *Raschet teplotnapryazhennykh konstruksiy* [Calculation of heat-stressed constructions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2005, 352 p.

10. Ovsyannikov M. K., Davydov G. A. *Teplovaya napryazhennost' sudovykh dizeley* [Thermal factor of marine diesel engines]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1975, 237 p.

11. Gots A. N., Fomin V. K., Paponov S. V., Balyuk B. K. Improving the reliability of piston of air-cooled diesel engine. *Dvigatelistroenie*, 1988, no. 10, pp. 40—43 (in Russ.).

12. Libovits G. *Raschet konstruksiy na khрупkuyu prochnost'* [Calculation of constructions on brittle strength]. Vol. 5. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 452 p.

13. Pospishil B., Kvitka A. L., Tret'yachenko G. N., Kravchuk L. V., Kuriat R. I., Semenov G. R., Voroshko P. P. *Prochnost' i dolgovechnost' elementov energeticheskogo oborudovaniya* [Strength and durability of elements of power equipment]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1987, 216 p.

14. Belov V. P. *Raschetno-eksperimental'naya otsenka termostoykosti porshney formirovannykh avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Calculation and experimental evaluation of the heat resistance of pistons of formed automobile and tractor engines]. PhD in Engineering thesis. Moscow, 1986, 230 p.

15. Ivanchenko A. B. *Metodika otsenki termoustalostnoy prochnosti porshney forsirovannykh dizeley* [Methods of assessment of thermal fatigue strength of pistons of forced diesel engines]. PhD in Engineering thesis. Moscow, 1995, 174 p.

16. Sal'nikov M. A. *Otsenka dolgovechnosti kryshek tsilindrov teplovoznykh dizeley v zavisimosti ot urovnya teplotnapryazhennosti* [Service life evaluation of cylinder heads of locomotive diesel engines depending on thermal stress level]. PhD in Engineering thesis abstract. Moscow, 1984, 16 p.