

ОСОБЕННОСТИ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ И УЧЕТА РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ТОНКОСТЕННОГО ПОРШНЯ БЕНЗИНОВОГО ДВС

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими заданиями. Современные тенденции в двигателестроении, наряду с комплексным улучшением эколого-экономических показателей всех типов ДВС, характеризуются неуклонным увеличением их удельной мощности, надежности, ресурса. При этом увеличиваются силовые и тепловые нагрузки на детали цилиндропоршневой группы, на двигатель в целом. С учетом объективных тенденций сокращения сроков проектирования и доводки двигателей, снижения затрат на все этапы жизненного цикла ДВС, предшествующих эксплуатации, значительной конкуренции производителей, существенно обостряется внимание к используемым методам математического моделирования и анализа исследуемых процессов.

Поршень ДВС, являясь сложным многофункциональным элементом, во многом определяет совокупность критериев качества двигателя, выступает одной из основных ресурсопределяющих его деталей. При этом значительное внимание исследователей уделяется разработке концепции проектирования и обеспечения ресурсной прочности массивных поршней дизельных ДВС [1-4].

Однако в Украине и странах СНГ доля производимых бензиновых двигателей примерно в четыре раза превышает, и в ближайшей перспективе еще будет превышать, долю дизельных. Поэтому отечественный производитель поршней, ОАО "АВТРАМАТ", ориентируется на постоянное внедрение в производство кроме дизельных, и новых конструкций тонкостенных поршней бензиновых ДВС. Такие поршни поставляются на первичный и вторичный рынки Украины и других стран.

Тонкостенный поршень бензинового ДВС, в силу предъявляемых к нему требований, имеет специфические конструктивные особенности. В связи с этим актуальность работы состоит в развитии методов проектирования тонкостенного поршня, что позволяет решить сложную научно-техническую проблему обеспечения надежности, ресурса, повышения технического уровня ДВС в

целом.

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы. Методы оценки ресурсной прочности поршней ДВС базируются на результатах расчета температурного и напряженно-деформированного состояния конструкций с учетом матрицы представительных переходных процессов, характерных для двигателя машины известного технологического назначения [1,5,6]. При этом ресурсная прочность устанавливается для зоны кромки камеры сгорания (КС), как наиболее термонапряженного элемента массивного поршня.

Анализ конструкций поршней бензиновых ДВС показывает, что вследствие существенно иных условий их функционирования, разнообразия форм КС, тонкостенности, а в целом – неопределенности местоположения наиболее теплонапряженной зоны, известный подход не может быть непосредственно перенесен на эти конструкции. В то же время, исследования низко- и высокочастотного термонапряженного состояния тонкостенных поршней, аналогичные [1-6], практически не имели места. Последнее обстоятельство может потребовать уточнения разработанных методик оценки ресурсной прочности поршней.

Нерешенные ранее части общей проблемы, которым посвящается данная статья. Оценка ресурсной прочности поршней в зонах локальных экстремумов напряженности выполняют на основе учета совместного накопления повреждений материала, вызванных усталостью и ползучестью:

$$d_{fs} = \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_k U_k = 1, \quad (1)$$

где k – совокупность всех циклов низкочастотного нагружения детали до наступления предельного состояния материала; N_{fk} – количество циклов до разрушения, вызванных усталостью в условиях единичного k -го цикла нагружения; U_k – энергия рассеивания при ползучести, вызванная единичным k -ым циклом нагружения; U^* – критическая величина энергии рассеивания при ползучести.

Здесь величины N_{fk} , U_k устанавливают, соответственно, используя уравнение Поспишила и теорию упрочнения при ползучести [3,6]. При этом каждый цикл термонагружения поршня в переходном процессе работы двигателя разбивается на расчетные подинтервалы, для которых устанавливают величины суммарных эквивалентных температур и напряжений:

$$t_i^k = \bar{t}_i^k + 0,7\Delta\tilde{t}_i^k, \quad (2)$$

$$\sigma_i^k = \bar{\sigma}_i^k + 0,7\Delta\tilde{\sigma}_i^k. \quad (3)$$

Величины \bar{t}_i^k и $\bar{\sigma}_i^k$ отвечают решению задачи низкочастотного нагружения детали, а размахи $\Delta\tilde{t}_i^k$, $\Delta\tilde{\sigma}_i^k$ – высокочастотного.

Рассмотрим важные особенности применения методики (1, 3) для оценки ресурсной прочности поршней дизелей.

1. Придерживаясь концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности конструкции на стадии ее проектирования, определяющим эту прочность переходным процессом для поршня дизеля является цикл холостой ход – режим максимальной мощности – холостой ход в принятой модели эксплуатации [1,3,5,6]. Для тонкостенного поршня бензинового ДВС определяющий переходный процесс до настоящего времени не нашел своего обоснования.

2. Поверхность КС поршня ДВС одновременно воспринимает высокочастотное изменение напряжений, возникновение которых определяется разной физической природой. Это механические напряжения $\tilde{\sigma}_{Mi}^k$, вызываемые силами давления газа, и термические $\tilde{\sigma}_{Ti}^k$, обусловленные мгновенным локальным теплообменом газа со стенкой. При одновременном их воздействии на основании исследований [7] размах эквивалентного их значения определяется как условная сумма размахов:

$$\Delta\tilde{\sigma}_i^k = \Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k + \psi_i\Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k, \quad (4)$$

где ψ_i – коэффициент выносливости.

В соответствии с данными [7] для поршневого сплава АЛ25 в зависимости от действующей среднецикловой температуры принимают: $\psi_i = 0,5$ при $230^\circ\text{C} < \bar{t}_i^k < 290^\circ\text{C}$ и $\psi_i = 0,4$ вне указанного интервала. Однако в работах [1,5] и др. показано, что

для поршней дизелей соотношение между величинами размахов высокочастотных механических и термических напряжений таково, что выполняется условие

$$\Delta\tilde{\sigma}_i^k = \Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k + \psi_i\Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k \approx \Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k. \quad (5)$$

На практике учет особенности (5) позволяет отказаться от анализа высокочастотных механических напряжений, что существенно ускоряет процедуру оценки ресурсной прочности поршней без потери точности результата.

Применительно для тонкостенных поршней бензиновых ДВС учет эквивалентных размахов (4) не осуществлялся, а условие (5) не проверялось.

3. Согласно рассматриваемой методике оценки ресурсной прочности, определение и суммирование напряжений (4) и далее (3) выполняется в линейной постановке. При этом связь между результатами линейного расчета σ_i^k и действительным состоянием материала σ_{io}^k в зоне рассматриваемого локального экстремума устанавливают на основе обобщенного принципа Нейбера с учетом равенства Морроу,

$$\sigma_i^k = \sigma_{io}^k \left[\sigma_{io}^k + E\varepsilon'_f \left(\sigma_{io}^k / \sigma'_f \right)^{c/b} \right]^{1-m}, \quad (6)$$

а связь между амплитудой линейных напряжений симметричного эквивалентного цикла $\sigma_{aекв}^k$ и количеством циклов до разрушения N_{fk} , вызванных усталостью в условиях единичного k -го цикла нагружения – на основе уравнения Поспишила:

$$\sigma_{aекв}^k = \left\{ \sigma'_f \left[\left(2N_{fk} \right)^c + \frac{\varepsilon_{плн}}{\varepsilon'_f} \right]^{b/c} \right\}^m \times \left\{ \sigma'_f \left[\left(2N_{fk} \right)^c + \frac{\varepsilon_{плн}}{\varepsilon'_f} \right]^{b/c} + E \left[\varepsilon'_f \left(2N_{fk} \right)^c + \varepsilon_{плн} \right] \right\}^{1-m}, \quad (7)$$

Здесь E – модуль упругости, для сплава АЛ25

$$E = (71,8 + 7,7 \cdot 10^{-2} t_i - 5,7 \cdot 10^{-4} t_i^2 + 4,6 \cdot 10^{-7} t_i^3) \cdot 10^3, \text{ МПа}$$

[6]; ε'_f – коэффициент усталостной вязкости, для

сплава АЛ25

$$\varepsilon'_f = -2,94 \cdot 10^{-2} + 2,01 \cdot 10^{-4} t_i + 3,0 \cdot 10^{-8} t_i^2 \quad [6];$$

σ'_f – коэффициент усталостной прочности, для

$$\text{сплава АЛ25 } \sigma'_f = 16,98 + 1,53 t_i - 3,62 \cdot 10^{-3} t_i^2, \text{ МПа}$$

[6]; c – показатель циклической пластичности, $c = -$

0,6 [3,7]; b – показатель циклической прочности, $b = -0,12$ [3,7]; $\varepsilon_{пл.н}$ – обратимая (неразрушающая) пластическая деформация, $\varepsilon_{пл.н} = 3 \cdot 10^{-5} \dots 4 \cdot 10^{-5}$ [8].

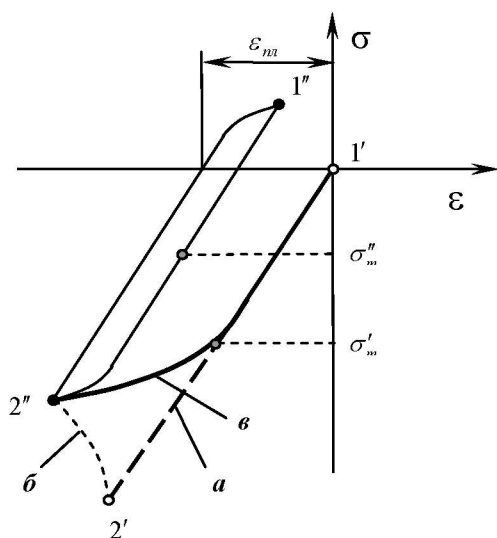


Рис. 1. Упруго-пластическое деформирование материала в особо нагруженной зоне КС
 а – деформирование по закону Гука; б – обобщенное соотношение Нейбера; в – действительная диаграмма деформирования

Значения показателя степени m , изменяющегося в пределах 0..1, определяют методом математического моделирования нагружения детали в упруго-пластической постановке с последующим сравнением результатов с данными линейной модели. Для зоны кромки КС поршней быстроходных дизелей 4ЧН12/14 и 4ЧН11/12,5 эти данные получены в [9,10]. Установлено, что для открытых камер показатель m равен 0,13, для полукрытых – 0,12. С практической точки зрения получен идентичный результат, который свидетельствует, что упруго-пластическое деформирование зоны кромки КС поршня быстроходного дизеля после стабилизации петли гистерезиса отвечает циклу $1'' - 2'' - 1''$, представленному на рис. 1.

Применительно к тонкостенным поршням бензиновых ДВС определение показателя степени m для использования в выражениях (6,7) не осуществлялось.

Формулировка целей статьи (постановка задания). Целью исследований является установление особенностей термонапряженного состояния тонкостенного поршня ДВС и на этой основе совершенствования методики и выполнение оценки

их ресурсной прочности относительно конструкций поршней дизелей.

На основе представленного анализа достижение цели выполнялось путем разрешения рассмотренных выше трех вопросов. В условиях неполной информации о действительном термомеханическом нагружении тонкостенного поршня в эксплуатации, аналогично методике оценки ресурсной прочности кромки КС поршня дизеля, все необходимые допущения принимались в соответствии с концепцией гарантированного обеспечения ресурса.

Изложение основного материала исследований. Расчетное исследование выполнено для конструктивного варианта поршня, результаты анализа которого могут быть обобщены. Рассмотрен поршень двигателя МеМЗ-2457, имеющий концентратор в КС. Это позволяет установить завышенный уровень теплонапряженности конструкции относительно совокупности аналогов.

Результаты расчетов сравнивались с данными о теплонапряженности поршней дизелей 4ЧН12/14 с открытой КС и КС типа ЦНИДИ при эффективной мощности 117 кВт и частоте вращения коленчатого вала (КВ) 2000 мин^{-1} [11]. При этом литровая мощность принятого для сравнения дизеля в два раза ниже, чем у двигателя МеМЗ-2457, а ресурсная прочность указанных поршней двигателя 4ЧН12/14 отличается более чем в 40 раз [6].

Расчетное исследование включало анализ низкочастотного изменения температур и термоупругих напряжений в теле поршня в характерном переходном процессе наброса нагрузки; высокочастотного изменения температур и термоупругих напряжений в поверхностном слое КС в течение характерного цикла работы двигателя; высокочастотного изменения напряжений, вызванных силами давления газа в цилиндре в течение характерного цикла работы двигателя.

Анализ термомеханических нагружений выполнен в трехмерной постановке. На рис.2а представлено расположение зон локальных экстремумов напряженности (точек), предложенных для анализа: т.1 – периферийная зона КС; т.2 и т.3 – кромки КС; т.4 – выступающий концентратор в КС; т. 5 – концентратор в углублении КС; т.6 – зона первого поршневого кольца (ПК); т.7 – наиболее нагруженная зона днища поршня со стороны мас-

ляного охлаждения. Конечноэлементная модель поршня представлена на рис.2б.

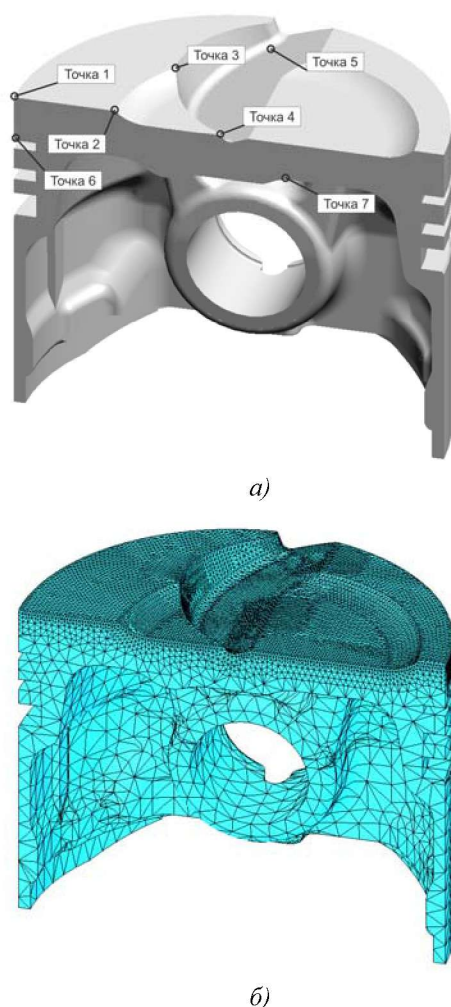


Рис. 2. 3D-модель тонкостенного поршня МеМЗ-2457 с характерными зонами локальной напряженности (а) и соответствующая конечно-элементная модель (б)

Расчет рабочего процесса двигателя осуществлялся по методике и программе кафедры ДВС НТУ «ХПИ». По полученным параметрам цикла с использованием формулы Эйхельберга определялись средние по поверхности КС мгновенные значения коэффициента теплоотдачи. Моделирование стационарного температурного состояния конструкции выполнялось с учетом данных о локальных по поверхностям граничных условий (ГУ) 3-го рода. Использованы экспериментальные данные и результаты идентификации ГУ по двенадцати характерным зонам поверхности поршня [12].

В силу специфических особенностей эксплуатации двигателей с рассматриваемым поршнем в

качестве модельного переходного процесса принят процесс мгновенного наброса нагрузки от состояния холостого хода непрогретого ДВС до режима номинальной мощности. В соответствии с информацией о стационарных режимах, между которыми осуществляется переходный процесс, принят одноступенчатый закон изменения ГУ между ними. Расчет единичного цикла низкочастотного теплонапряженного состояния тонкостенного поршня выполнен на временной базе 120 с.

Для определения высокочастотных составляющих температур и термоупругих напряжений рассчитывался единичный цикл, соответствующий стационарному режиму работы двигателя. В качестве начального условия принято стационарное температурное поле соответствующего режима.

Расчет механического нагружения поршня выполнялся для двух положений поршня – в верхней мертвой точке в период перекрытия клапанов (0 град. п.к.в.) и в точке достижения максимального давления цикла P_z (370 град. п.к.в.).

При рассмотрении термомеханического высокочастотного воздействия на поршень моделировались два режима нагружения, соответствующие максимальной мощности двигателя и максимальному крутящему моменту. При этом для определения размаха эквивалентных термомеханических напряжений (4) за определяющий модельный цикл работы принято стационарное температурное состояние поршня на режиме максимальной мощности с высокочастотным нагружением режима максимального крутящего момента.

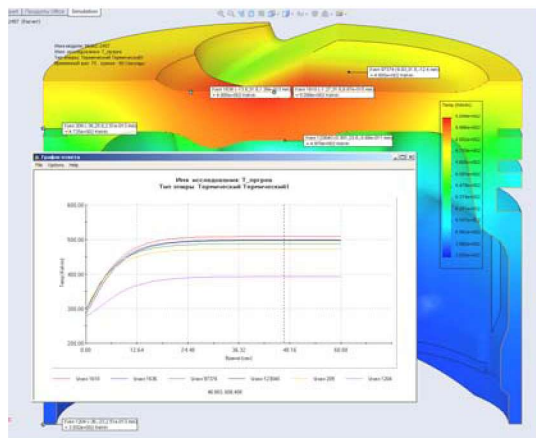
Важно, что рассмотрение такого комплексного нагружения, является близким к предельно возможному состоянию конструкции и отвечает концепции гарантированного обеспечения ресурса на стадии проектирования поршня. Основные параметры расчетных режимов рассматриваемого двигателя представлены в табл. 1, а ряд результатов расчетов – на рис. 3.

Анализ представленных результатов показал следующее.

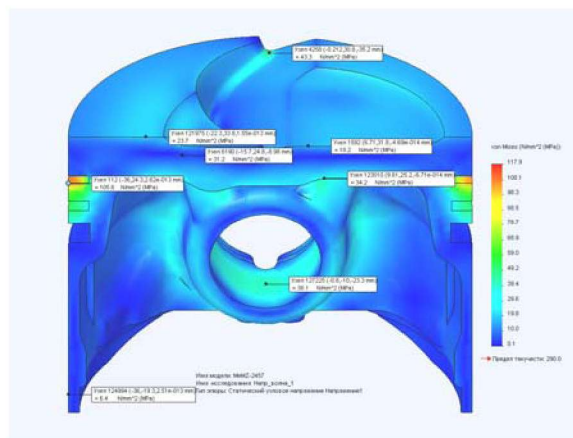
Температура поверхности КС тонкостенного поршня в зоне выступающего концентратора (т. 4) достигает уровня 240 °С, в зоне кромок КС (т.2 и т.3) – 215 °С, в зоне верхнего ПК (т.6) – 195 °С. Для работоспособного поршня дизеля с открытой КС

эти величины соответственно равны 265 °С, 300 °С, 245 °С [11]. Таким образом, в характерных точках поршней уровень температур тонкостенного, не-

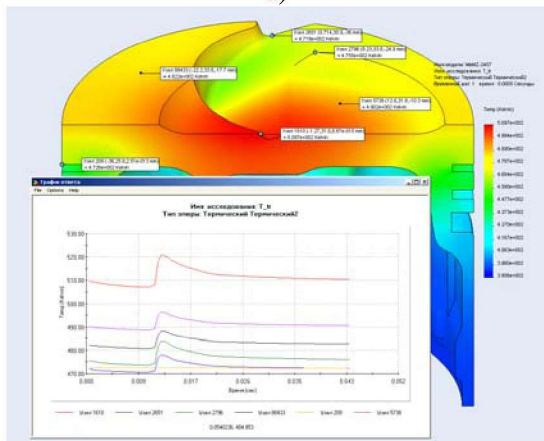
смотря на вдвое увеличенный уровень форсирования по сравнению с дизельным, является меньшим.



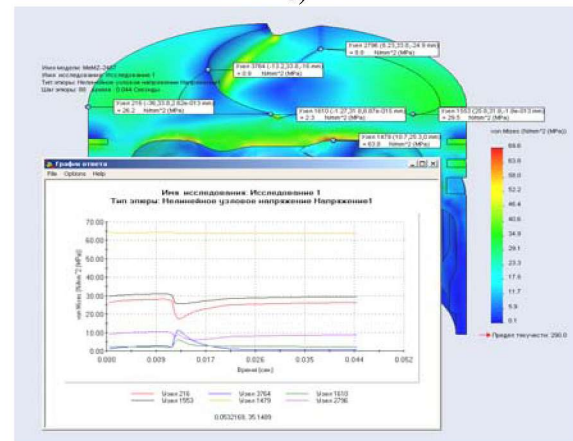
а)



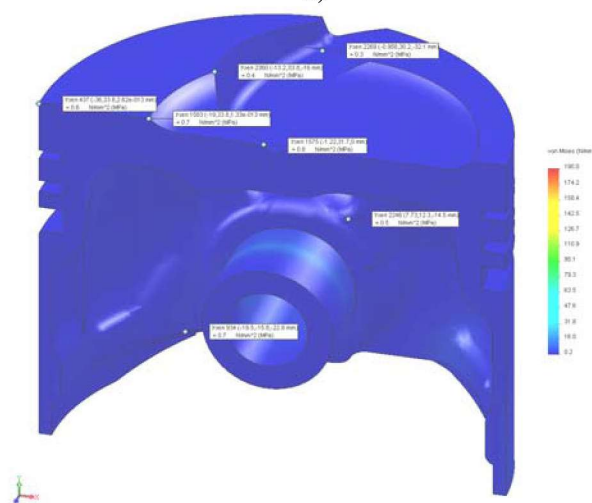
б)



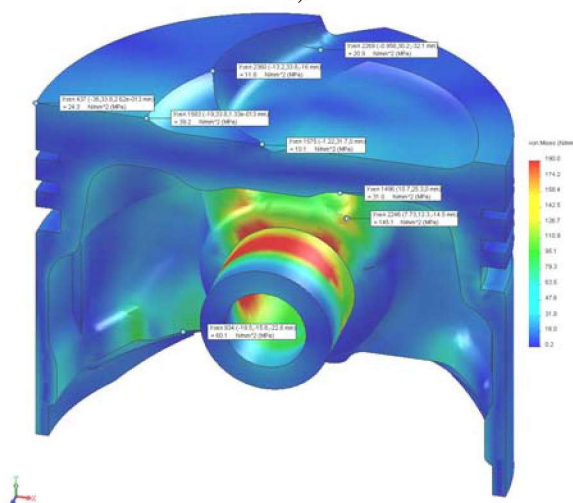
в)



г)



д)



е)

Рис. 3. Результаты моделирования термомеханического нагружения поршня двигателя MeM3-2457 а – участок прогрева при набросе нагрузки, протяженностью 60 с; б – термонапряженное состояние номинального стационарного режима; в – высокочастотные поверхностные температурные волны; г – высокочастотные волны термических напряжений; д – напряженное состояние в положении поршня 0 град. п.к.в.; е – напряженное состояние в положении поршня 370 град. п.к.в

Таблица 1. Основные параметры расчетных режимов, определяющих модель цикла работы двигателя MeM3-2457

Параметры расчета термонапряженного состояния стационарного режима	
Эффективная мощность, кВт	44
Частота вращения КВ, мин-1	5000
Среднее эффективное давление, МПа	0,845
Эффективный кпд	0,31
Удельный эффективный расход топлива, кг/кВт·ч	0,268
Параметры расчета термомеханического высокочастотного нагружения	
Частота вращения КВ, мин-1	3500
Максимальное давление цикла, P_z , МПа	6,52

Прогрев тонкостенного поршня в единичном цикле его низкочастотного нагружения практически завершается за 25 с, т.е. до 12 раз быстрее, чем массивного дизельного. В различных характерных точках прогрев тонкостенного поршня осуществляется практически синхронно. Это свидетельствует об отсутствии возможных забросов термических напряжений в процессе такого прогрева. Выполненные расчеты процесса установления термических напряжений подтвердили сказанное. В тоже время известно, что забросы перепадов температур по КС дизелей достигают 20 К и более [5], а напряжений в зоне кромок КС – 90% [11].

Температурный перепад по толщине днища поршня для рассмотренных конструкций одинаков. Он лежит в пределах 15-20 К. На днище поршня в т.7 уровень термических напряжений достигает 65 МПа и соответствует уровню дизелей.

В целом полученные результаты свидетельствуют о меньшей теплонапряженности поршня тонкостенной конструкции и, следовательно, меньшем ее влиянии на ресурсную прочность.

Результаты расчета размахов эквивалентных напряжений высокочастотного термомеханического нагружения тонкостенного поршня ДВС представлены в табл. 2. Видно, что для всех рассмотренных зон КС тонкостенного поршня условие (5) не выполняется. При этом искомая величина $\Delta\tilde{\sigma}_i^k$ превышает размах термических напряжений $\Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k$ от 1,5 до 4 и более раз. Тем самым установлено, что в оценках ресурсной прочности тонкостенных поршней бензиновых ДВС пренебрегать составляющей нагружений от сил давления газов $\Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k$

недопустимо. С другой стороны, на начальных стадиях проектирования поршня вместо выражения (4) может быть принято условие

$$\Delta\tilde{\sigma}_i^k = \Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k + \psi_i \Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k \approx \Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k. \quad (8)$$

Таблица 2. Параметры составляющих и размах эквивалентных высокочастотных нагружений поршня двигателя MeM3-2457

Номер расчетной точки	1	2	3	4	5
Размах механических напряжений $\Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k$, МПа	23,7	38,5	11,2	9,3	20,6
Размах термических напряжений $\Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k$, МПа	9	9	10	4	9
Температура \bar{t}_i^k , °С	203	214	214	237	177
Коэффициент выносливости ψ_i	0,4	0,4	0,4	0,5	0,4
Размах эквивалентных напряжений $\Delta\tilde{\sigma}_i^k$	27,3	42,1	15,2	11,3	25,1

В целях практического использования выражений (6)-(7) для определения величины N_{fk} , связанной с единичным циклом нагружения тонкостенного поршня, в работе устанавливалось значение показателя обобщенного соотношения Нейбера m .

На рис.4 представлены полученные нами зависимости действительных напряжений σ_{io}^k от упругих σ_i^k и действующих температур t_i^k при значениях показателя m , равного 0,13 (штриховые линии) и 0 (сплошные линии). Здесь же приведены максимальные значения упругих напряжений σ_i^k для рассмотренных зон поверхности КС исследуемого поршня (т.1-5), а также зоны кромки открытой КС (т.К1-1, т.К1-2) и КС типа ЦНИДИ (т.К2-1, т.К2-2) дизеля, взятые из [11].

Видно, что для всех рассмотренных зон КС тонкостенного поршня уровни действующих напряжений лежат ниже предела текучести поршневого сплава при соответствующих температурах. Это означает, что показатель степени в формуле Нейбера для таких поршней следует принимать $m = 1$. Соответственно, выражения (6), (7) упрощаются до вида:

$$\sigma_i^k = \sigma_{io}^k, \quad (9)$$

$$\sigma_{\text{экв}}^k = \sigma_f' \left[(2N_{fk})^c + \frac{\varepsilon_{\text{пл.н}}}{\varepsilon_f'} \right]^{\frac{b}{c}} \quad (10)$$

При этом циклическое деформирование термомеханически нагруженной зоны КС поршня отвечает линии 1'–2'–1', представленной на рис.1.

На рис. 4 точками К1-1 и К2-1 обозначены величины напряжений в момент их заброса в переходном процессе, соответственно, для открытой камеры и КС типа ЦНИДИ, точками К1-2 и К2-2 – напряжения тяжелого установившегося режима. При этом если в условиях многопрофильной экс-

плуатации трактора поршень с открытой КС гарантированно вырабатывает ресурс 10 тыс. часов, то с КС типа ЦНИДИ оказывается неработоспособным [6]. Видно, что все точки исследуемого тонкостенного поршня лежат в одной области с точками поршня дизеля с открытой КС. При этом для обоих поршней напряжения находятся на пороге либо выше порога ползучести сплава АЛ25 [13]. Полученные сведения требуют выполнения анализа учета процесса ползучести в (1) для тонкостенного поршня.

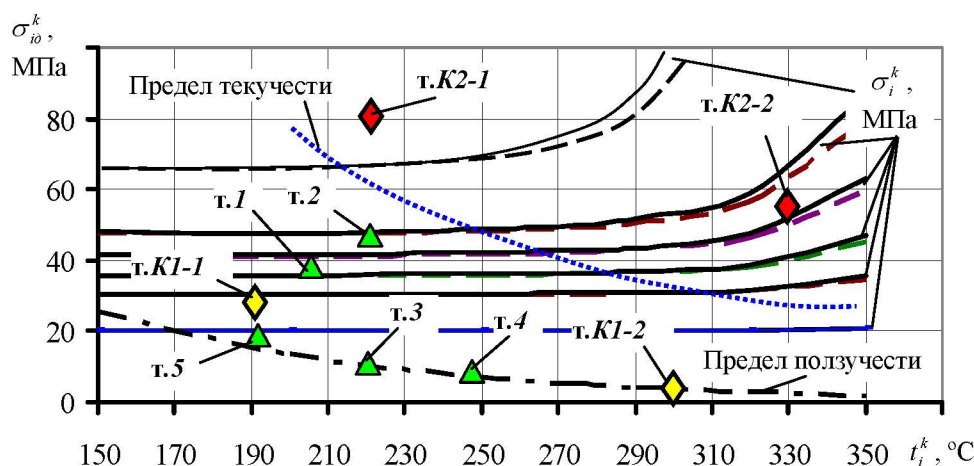


Рис. 4. Максимальные значения упругих напряжений σ_i^k для рассмотренных зон КС тонкостенного поршня бензинового ДВС (т.1-5) и зоны кромки открытой КС (т.К1-1, т.К1-2) и КС типа ЦНИДИ (т.К2-1, т.К2-2) дизеля

Еще раз следует отметить, что общим для поршней дизелей является наличие забросов термических напряжений (т. К1-1, т.К2-1) в переходном процессе их нагружения. Это означает, что в соответствии с рис. 5а [6] в процессе такого заброса на участке кривой деформирования I-II имеет место релаксация напряжений, вызванная процессом ползучести. Далее, при работе двигателя на тяжелом стационарном режиме возникает "обратная" релаксация III-IV, обеспечивающая накопление повреждений, вызванных ползучестью материала, в каждом цикле нагружения 1''–2''–1''.

В отличие от сказанного, установлено, что для тонкостенного поршня релаксация напряжений I-II, имеющая место на тяжелом стационарном режиме, приводит к значениям напряжений, лежащих ниже порога ползучести на всех других режимах. При этом цикл деформирования поршня после релаксации напряжений приобретает в соответствии с рис. 5б вид 1'–2'–1'. Последнее означает, что в

оценках ресурсной прочности тонкостенных поршней бензиновых ДВС выражение (1) может быть упрощено до вида

$$d_{fs} = \sum_k \frac{1}{N_{fk}} = 1. \quad (11)$$

Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития направления.

В работе предложен модельный цикл термомеханического нагружения тонкостенного поршня бензинового ДВС, разработанный в соответствии с концепцией гарантированного обеспечения ресурсной прочности конструкции на начальных стадиях выполнения проектных работ.

Установлено, что в оценках ресурсной прочности тонкостенных поршней бензиновых ДВС пренебрегать составляющей нагружений от сил давления газов $\Delta \tilde{\sigma}_{Mi}^k$ недопустимо. При этом на начальных стадиях проектирования такого поршня можно не учитывать составляющую термических

высокочастотных нагружений $\Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k$.

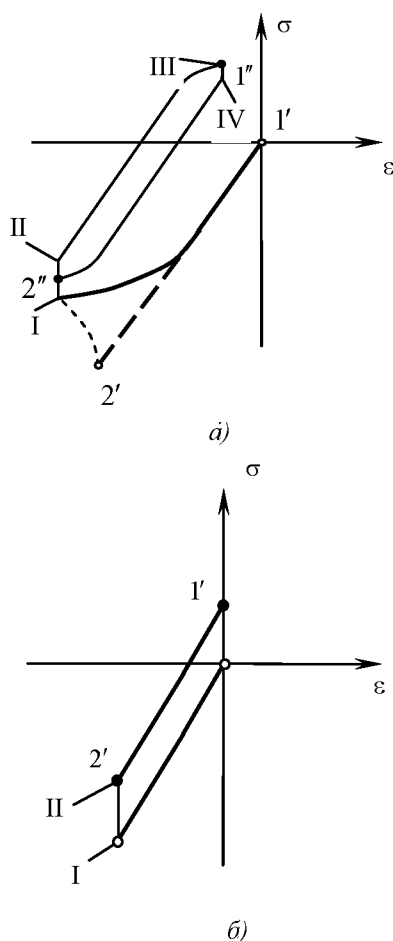


Рис. 5. Кривые деформирования поршня из алюминиевого сплава в определяющем ресурсную прочность цикле нагружения

а – массивный поршень дизеля;
б – тонкостенный поршень бензинового ДВС

Установлено, что для тонкостенных поршней показатель степени m обобщенного уравнения Нейбера может быть принят равным 1. Это существенно упрощает процедуру определения доли накопленных повреждений в зоне локального экстремума, связанных с усталостью материала.

Установлено, что в оценках ресурсной прочности тонкостенных поршней процедура определения доли накопленных повреждений, связанных с ползучестью материала, может быть исключена.

Предложенная уточненная методика оценки ресурсной прочности тонкостенных поршней бензиновых ДВС может быть использована после ус-

тановления уровней действующих напряжений в конструкции относительно порогов ползучести и усталости используемого материала.

Дальнейшее направление работ связано разработкой методики синтеза конструкций тонкостенных поршней с учетом их ресурсной прочности.

Список литературы:

1. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термоусталостной прочности поршней ДВС ДВС / Шеховцов А.Ф. // Двигателестроение. – 1979. – №11. – С. 15-19.
2. Анализ критериев разрушения материалов и их применение для расчета долговечности деталей камеры сгорания ДВС / Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Бачевский А.М. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХПИ. – 1986. – Вып. 44. – С. 55-65.
3. Чайнов Н.Д. Оценка долговечности поршней с учетом ползучести и усталости / Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Суццинин А.А. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1993. – №2. – С. 95-104.
4. Турчин В.Т. Сукупність моделей оцінки ресурсної міцності поршнів форсованих дизелів в САПР / Турчин В.Т., Зотов О.О., Пильов В.О., Шевченко Л.П. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 44-49.
5. Шеховцов А.Ф. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф. и др. Под ред. Шеховцова А.Ф. – К.: Техника, 1992. – 272 с.
6. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності / Пильов В.О. – Харків: Видавничий центр НТУ "ХПИ", 2001. – 332 с.
7. Троценко В.Т. Исследование прочности материалов поршней ДВС в условиях циклического и термоциклического нагружений / Троценко В.Т., Снявский Д.П., Городецкий С.С. и др. // Проблемы прочности. – 1976. – №7. – С. 3-9.
8. Постишил Б. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования / Постишил Б., Квитка А.Л., Третьяченко Г.Н. – К.: Наукова думка. – 1987. – 216 с.
9. Чайнов Н.Д. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении / Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. // Двигателестроение. – 1991. – №11. – С. 14-15.
10. Шеховцов А.Ф. Оценка накопленных повреждений поршнях быстроходных форсированных дизелей / Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.А. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХГПУ. – 1997. Вып. 56-57. – С. 44-50.
11. Шеховцов А.Ф. Процессы в перспективных дизелях / Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Крутов В.И. и др. Под ред. Шеховцова А.Ф. – Харьков: Изд-во "Основа", 1992. – 352 с.
12. Белозуб А.В. Исследование температурного поля поршня / Белозуб А.В., Зотов А.А. и др. // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Харків: ХАІ, 2002. – Вып. 31. – С. 100-104.
13. Пылев В.А. Развитие представлений о механизме разрушения деталей КС двигателей в условиях воздействия повторных низкочастотных нагружений / Пылев В.А. // Труды Второго конгресса двигателестроителей Украины. – Киев-Харьков-Рыбачье: Гос. аэрокосм. ун-т "ХАИ". – 1997. – С.227-229.