

**В.В. Матвеевко, асп., В.А. Пылев, д-р техн. наук, А.Н. Клименко, асп.,
А.А. Котуха, студ.**

ОЦЕНКА РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ В САПР С УЧЕТОМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Исходными данными для оценки ресурсной прочности поршня являются его температурное состояние и выбранная модель эксплуатации. Информация о температурном состоянии поршня может быть получена путем натурного эксперимента или с помощью численного моделирования. Первый способ не всегда применим ввиду его сложности и дороговизны, поэтому на практике используют численное моделирование, в частности, с помощью метода конечных элементов. Задача решается, как правило, в трехмерной постановке с использованием соответствующих граничных условий (ГУ) теплообмена. Последние для выбранной конструкции двигателя и поршня могут быть приняты по данным литературных источников [1-4] либо идентифицированы по результатам экспериментального исследования [5-7]. На практике идентификация ГУ может выполняться с учетом нагрузки на двигатель без учета частоты вращения коленчатого вала. Решение задачи в такой постановке является достаточным для оценки температурного состояния поршня [4, 7].

В работе [8] нами была выполнена оценка ресурсной прочности поршня тракторного дизеля с учетом его работы при частотах вращения коленчатого вала $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ и $n=1900 \text{ мин}^{-1}$. На этой основе было показано существенное влияние частоты вращения на результаты прогнозирования ресурсной прочности.

Прогнозирование ресурсной прочности поршня выполняется на ранних стадиях процесса его проектирования. Экономичность используемой методики оценки ресурсной прочности имеет большое значение, поскольку является одним из резервов снижения стоимости проекта и затрат времени на его выполнение.

Целью данной работы является обоснование выбора методики оценки ресурсной прочности поршня в диапазоне эксплуатационных режимов работы двигателя.

Для достижения поставленной цели необходимо учитывать температурное состояние поршня во всем диапазоне эксплуатационных режимов работы двигателя с последующим прогнозированием ре-

сурсной прочности кромки камеры сгорания поршня.

Поставленная задача решалась применительно к поршню с открытой камерой сгорания дизеля 4ЧН12/14. Материал поршня – алюминиевый сплав АК12М2МгН (АЛ25). По результатам проведенного экспериментального исследования был получен массив данных о его температурном состоянии. Значения температур кромки камеры сгорания поршня $t_{кс}$ и периферии его огневого днища $t_{п}$ при различных значениях частоты вращения коленчатого вала n и эффективной мощности дизеля Ne приведено в табл. 1.

Таблица 1. Температурное состояние кромки камеры сгорания поршня и периферии его огневого днища

$n, \text{ мин}^{-1}$	$Ne, \text{ кВт}$	$t_{кс}, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{п}, \text{ }^\circ\text{C}$
1000	3,7	117,5	112,9
	11,8	137,3	131,9
	19,9	150,0	144,9
	27,2	170,6	161,3
	33,2	181,0	174,3
1450	5,3	129,7	124,1
	20,2	158,9	151,2
	35,2	177,2	168,5
	50,0	200,2	186,0
	63,9	224,2	201,2
1750	6,4	143,5	137,6
	20,6	162,9	156,5
	35,2	181,1	170,6
	50,2	200,3	187,7
	65,6	217,6	199,1
1900	7,0	152,8	144,7
	19,5	167,1	157,9
	34,8	187,1	174,7
	50,2	201,8	185,9
	65,7	220,2	198,9
	79,5	237,1	208,1

Анализ данных табл. 1 свидетельствует, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала температура кромки камеры сгорания увеличивается. Также увеличивается и теплоперепад между кромкой камеры сгорания поршня и периферией его огневого днища. Это означает, что при исполь-

зовании методики оценки ресурсной прочности, которая не учитывает частоту вращения коленчатого вала, расчетные значения накопленных повреждений при малых частотах вращения будут завышенными вследствие завышенного расчетного уровня действующих температур и температурных напряжений.

В связи с этим нами рассмотрены четыре варианта учета температурного состояния поршня, проиллюстрированные на рис. 1-4. Для обработки массива экспериментальных данных с целью получения линейных зависимостей температуры кромки камеры сгорания от мощности дизеля использован метод наименьших квадратов.

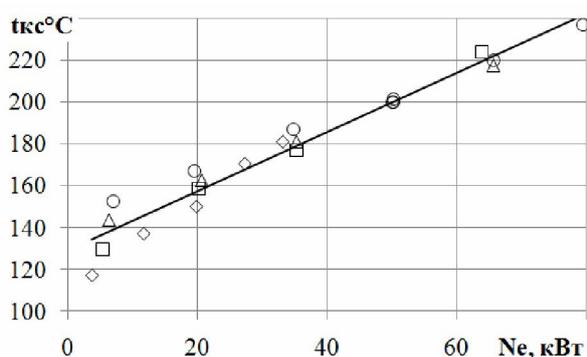


Рис. 1. Аппроксимация температурного состояния кромки камеры сгорания поршня (вариант 1):
 $\diamond - n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\square - n = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
 $\Delta - n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; $\circ - n = 1900 \text{ мин}^{-1}$

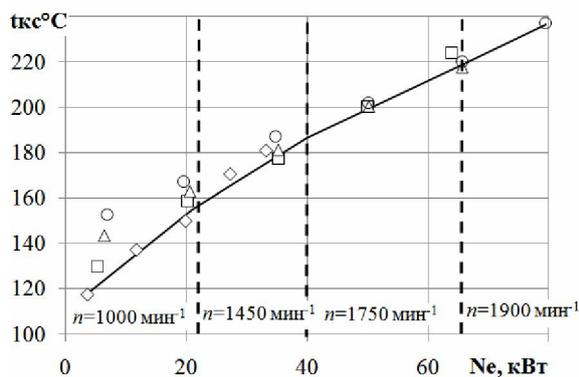


Рис. 2. Аппроксимация температурного состояния кромки камеры сгорания поршня (вариант 2):
 $\diamond - n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\square - n = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
 $\Delta - n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; $\circ - n = 1900 \text{ мин}^{-1}$

Вариант 1 предполагает получение единой аппроксимирующей зависимости температуры кромки камеры сгорания от мощности дизеля для всех частот вращения коленчатого вала (см. рис. 1).

Такой подход достаточно экономичен, однако в области малых нагрузок имеет место увеличение разброса расчетных значений температур относительно экспериментальных.

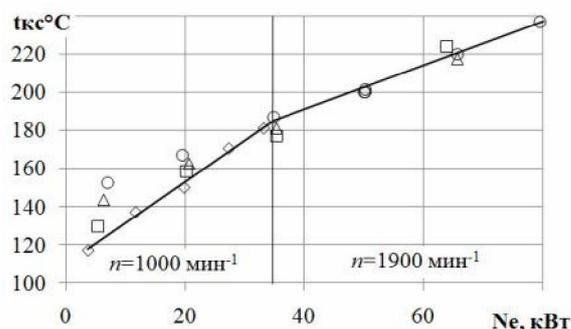


Рис. 3. Аппроксимация температурного состояния кромки камеры сгорания поршня (вариант 3):
 $\diamond - n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\square - n = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
 $\Delta - n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; $\circ - n = 1900 \text{ мин}^{-1}$

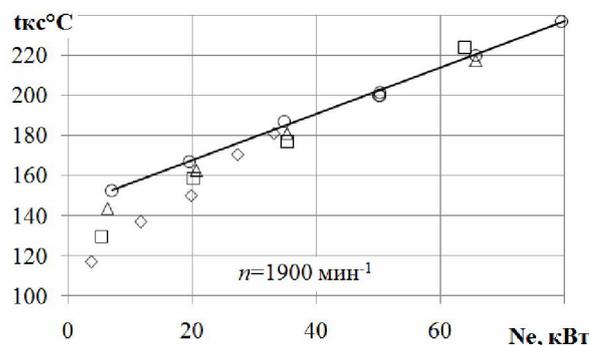


Рис. 4. Аппроксимация температурного состояния кромки камеры сгорания поршня (вариант 4):
 $\diamond - n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\square - n = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
 $\Delta - n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; $\circ - n = 1900 \text{ мин}^{-1}$

Вариант 2 – последовательный переход по частотам вращения в зависимости от мощности двигателя (см. рис. 2). Тут вертикальными линиями обозначены моменты перехода по частотам вращения при учете температурного состояния кромки камеры сгорания. Данный вариант является наименее экономичным из рассмотренных.

Вариант 3 – предполагает учет температуры для двух крайних значений частот вращения коленчатого вала – 1000 мин^{-1} и 1900 мин^{-1} (см. рис. 3).

Видно, что для вариантов 2 и 3 в расчетной модели не учитывается эксплуатация двигателя на режимах частичных нагрузок при повышенных частотах вращения коленчатого вала.

Вариант 4 – учет температуры для частоты вращения коленчатого вала $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ (см. рис. 4). При этом экономичность такого подхода соответствует первому варианту. Следует отметить, что эксплуатация двигателя на режимах частичных нагрузок при пониженных частотах коленчатого вала, согласно данному варианту, не учитывается.

Для предложенных вариантов учета температурного состояния поршня выполнено прогнозирование ресурсной прочности его кромки камеры сгорания по методике, учитывающей накопленные повреждения усталости и ползучести d_{fs} [4]. Принята модель эксплуатации тракторного дизеля 4-й категории [9]. Принятый уровень форсирования двигателя составил $N_{дл}=21,3 \text{ кВт/л}$. Расчет выполнен на временной базе – 10000 ч. Продолжительность циклического нагружения двигателя принята 6 мин (3 мин прогрев поршня после наброса нагрузки и 3 мин его охлаждение после сброса нагрузки). Расчетные переходные процессы формируются на основе концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности деталей камеры сгорания на стадии проектирования поршня по методике, приведенной в [4].

В качестве примера в табл. 2 представлены результаты прогнозирования ресурсной прочности поршня для первого варианта учета его температурного состояния.

Таблица 2. Результаты прогнозирования ресурсной прочности поршня для варианта 1 учета его температурного состояния в САПР

Переходной процесс j	N_i , кВт/л	N_{i+1} , кВт/л	$t_{кци}$, °C	$t_{кци(i+1)}$, °C	P_j , ч	d_{fsj}
1	1,76	22,26	145,3	329,0	340	0,60
2	2,08	22,26	148,1	329,0	700	1,14
3	2,08	20,21	148,1	310,6	220	0,05
4	2,29	20,21	150,0	310,6	140	0,04
5	2,29	19,33	150,0	302,8	140	0,01
6	2,29	19,17	150,0	301,3	1460	0,13
7	5,27	19,17	176,8	301,3	440	0,04
8	6,23	19,17	185,3	301,3	560	0,06
9	6,23	18,21	185,3	292,7	280	0,01
10	6,71	18,21	189,6	292,7	160	0,01
11	6,71	15,82	189,6	271,3	360	0
12	6,71	15,28	189,6	266,5	620	0
13	8,79	15,28	208,3	266,5	560	0
14	10,12	15,28	220,2	266,5	660	0
15	10,92	15,28	227,3	266,5	260	0
16	10,92	14,16	227,3	256,5	720	0
17	10,92	12,30	227,3	239,8	460	0
$d_{fs} = 2,09$						

Тут введены следующие обозначения: N_i , N_{i+1} , $t_{кци}$, $t_{кци(i+1)}$ – соответственно, литровая мощность двигателя и температура кромки камеры сгорания поршня на установившихся режимах i и $i+1$ переходного процесса j нагружения двигателя; P_j , d_{fsj} – соответственно, наработка двигателя и величина накопленных повреждений в переходном процессе j .

Расчетные величины накопленных повреждений d_{fs} для остальных рассмотренных вариантов учета температурного состояния поршня составили: 0,454 – для второго варианта, 0,453 – для третьего варианта, 0,419 – для четвертого варианта.

Полученные результаты объясняются следующим образом. Известно, что ресурсная прочность поршня в первую очередь определяется уровнем температур на эксплуатационных режимах работы двигателя и перепадами температур между этими режимами. Причем, с ростом теплонапряженности конструкции на частичных режимах, имеет место увеличение действующих температур и снижение размахов температур между частичными режимами и тяжелыми. Таким образом, будет наблюдаться противоречивое влияние факторов, определяющих уровень накопленных повреждений в материале. Максимальное значение величины накопленных повреждений соответствует первому варианту учета температурного состояния поршня вследствие сложного сочетания указанных факторов. Второй вариант обеспечивает снижение абсолютных значений температур в зоне малых нагрузок, что является превалирующим фактором по сравнению с увеличением их размаха в переходном процессе. Третий вариант отличается от второго упрощенным описанием расчетных температур в области средних нагрузок. При этом из табл. 2 видно, что в этой области (переходные процессы 9-17) накопленные повреждения практически отсутствуют. Это приводит к расчетному результату, совпадающему с результатом варианта 2. Четвертый вариант обеспечивает снижение размахов температур, что является превалирующим фактором по сравнению с увеличением значений температур на режимах частичных нагрузок.

Анализ предложенных вариантов учета температурного состояния поршня показывает, что расчетные величины накопленных повреждений лежат в широких пределах от 0,419 до 2,09. В тоже время, при учете всех частот вращения для модели

эксплуатации тракторного дизеля 4-й категории [9] расчетная величина накопленных повреждений составляет 0,899. Таким образом, на начальных стадиях проектирования поршня в САПР целесообразным является применение модели варианта 1, которая отвечает концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности. В тоже время такая модель является наиболее экономичной по сравнению с моделью, учитывающей множество эксплуатационных частот вращения коленчатого вала двигателя. Для прогнозирования ресурсной прочности поршня на заключительных стадиях процесса его проектирования следует выполнять учет температурного состояния кромки камеры сгорания для всех возможных частот вращения коленчатого вала согласно модели эксплуатации двигателя выбранного назначения. Необходимо также подчеркнуть, что указанные результаты установлены для поршня конкретной конструкции и выполненного из конкретного материала. Это означает, что использование иной камеры сгорания или (и) другого материала требует проверки применимости представленных моделей.

Также следует отметить, что расчетное снижение уровня накопленных повреждений при использовании варианта 4 предопределяет применение регулируемого масляного охлаждения поршня как способа повышения его ресурсной прочности.

Выводы. В статье рассмотрены четыре варианта учета температурного состояния конструкции поршня на ранних стадиях его проектирования в САПР. Установлено, что обоснованный выбор экономичного варианта позволяет реализовать концепцию гарантированного обеспечения ресурсной прочности поршня на начальных стадиях проектирования конструкции.

Дальнейшее направление работ связано с разработкой и применением моделей эксплуатации двигателей различного технологического назначения, обеспечивающих реализацию новой концепции работы деталей камеры сгорания на пределе их ресурсной прочности.

Список литературы:

1. Костин А.К. *Определение теплонпряженности двигателей внутреннего сгорания* / А.К. Костин, К.Б. Еремекбаев // *Изв. вузов. Машиностроение*. – 1968. – №9. – С. 95-99. 2. Розенблит Г.Б. *Теплопередача в дизелях*. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 3. Кавтарадзе Р.З. *Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учеб-*

ное пособие для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2001. – 592 с. 4. Пильов В.О. *Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: [монографія]* / В.О. Пильов / – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332 с. 5. Кавтарадзе Р.З. *Расчетно-экспериментальное исследование локального теплообмена на огневом днище поршня дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель* / Р.З. Кавтарадзе, А.И. Гайворонский, А.А. Зеленцов // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение"*. – 2009. – №2. – С.45-57. 6. Белогуб А.В. *Исследование температурного поля поршня* / А.В. Белогуб, А.А. Зотов, А.Г. Щербина, Ю.А. Гусев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2002. – вип. 31. – С. 120-123. 7. Чернышев Г.Д. *Рабочий процесс и теплонпряженность автомобильных дизелей* / Г.Д. Чернышев, А.С. Хачиян, В.И. Пикус; под ред. Г.Д. Чернышева. – М.: Машиностроение, 1986. – 216 с. 8. Матвеев В.В. *Оценка ресурсной прочности поршня на различных скоростных режимах работы двигателя* / В.В. Матвеев // *Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Транспортне машинобудування». – Харків: НТУ «ХПИ». – 2012. №19. – С. 118-120. 9. Ажиппо Н.А. *Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования* / Н.А. Ажиппо, Б.К. Балюк // *Двигателестроение*. – 1985. – №8. – С.17-20.

Bibliography (transliterated):

1. Kostin A.K. *Opređenje teponaprjazhenosti dvigatelej vnutrennego sgoranja* / A.K. Kostin, K.B. Ermekbaev // *Izv. vuzov. Mashinostroenie*. – 1968. – №9. – S. 95-99. 2. Rozenblit G.B. *Teploperedacha v dizeljah*. – M.: Mashinostroenie, 1977. – 216 s. 3. Kavtaradze R.Z. *Lokal'nyj teploobmen v porshnevnyh dvigateljah: Uchebnoe posobie dlja vuzov*. – M.: Izd-vo MG TU im. N. Je. Baumana, 2001. – 592 s. 4. Pil'ov V.O. *Avtomatizovane projektuvanja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: [monografija]* / V.O. Pil'ov / – Harkiv: Vidavnichij centr NTU «HPI», 2001. – 332 s. 5. Kavtaradze R.Z. *Raschetno-eksperimental'noe issledovanie lokal'nogo teploobmena na ognemom dniwe porshnja dizelja, konvertirovannogo v gazozhidkostnyj dvigatel* / R.Z. Kavtaradze, A.I. Gajvoronskij, A.A. Zelencov // *Vestnik MTTU im. N. Je. Baumana. Ser. "Mashinostroenie"*. – 2009. – №2. – S.45-57. 6. Belogub A.V. *Issledovanie temperaturnogo polja porshnja* / A.V. Belogub, A.A. Zotov, A.G. Werbina, Ju.A. Gusev // *Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologija*. – 2002. – vip. 31. – S. 120-123. 7. Chernyshev G.D. *Rabochij process i teponaprjazhenosti avtomobil'nyh dizelej* / G.D. Chernyshev, A.S. Hachijan, V.I. Pikus; pod red. G.D. Chernysheva. – M.: Mashinostroenie, 1986. – 216 s. 8. Matveenko V.V. *Ocenka resursnoj prochnosti porshnja na razlichnyh skorostnyh rezhimah raboty dvigatelja* / V.V. Matveenko // *Visnik nacional'nogo tehničnogo universitetu «Harkivs'kij politehničnij instiut»*. Zbirnik naukovih prac'. Tematichnij vipusk «Transportne mashinobuduvannja». – Harkiv: NTU «HPI». – 2012. №19. – S. 118-120. 9. Turchin V.T. *Pidviwennja ekonomičnosti metodu prognozuvannja resursnoi micnosti porshniv dviguniv energetičnih ustanovok riznogo tehničnogo priznachennja* / V.T. Turchin, V.O. Pil'ov, V.V. Matveenko, I.G. Omel'chenko // *Dviguni vnutrišn'ogo zgorjannja*. – 2009. – №2. – S. 46-50. 10. Azhippo N.A. *Prognozirovanie dolgovechnosti podshipnikov skol'zhenija traktornyh dvigatelej na stadii ih proektirovanija* / N.A. Azhippo, B.K. Baljuk // *Dvigatelsestroenie*. – 1985. – №8. – S.17-20. 11. *Traktory. Proektirovanie, konstruirovanie i raschet* / Pod obw. red. I.P. Ksenevicha. M.: Mashinostroenie, 1991. – 544 s.