

УДК 621.43

**А. П. Строков**, д-р техн. наук  
**А. М. Левтеров**, канд. техн. наук  
**А. Н. Авраменко**, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, E-mail: dppp@ipmach.kharkov.ua)

## **РАЗРАБОТКА ТРЕХМЕРНОЙ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕРМОУПРУГИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ**

*Приведены результаты расчетного исследования нестационарных полей температур и напряжений поршня тракторного дизеля. Оценена эффективность использования выборок в кромке камеры сгорания (КС) как способа снижения напряжений поршня с КС типа ЦНИДИ. Показано, что за счет расположения выборок в кромке КС вдоль линии действия максимальных напряжений и симметрично относительно топливных факелов можно снизить напряжения кромки КС в 10 раз.*

*Наведено результати розрахункового дослідження нестационарних полів температур та напружень поршня тракторного дизеля. Оцінено ефективність використання виборок в кромці камери згоряння (КЗ) як способу зниження напружень поршня з КЗ типу ЦНІДІ. Показано, що за рахунок розташування виборок в кромці КЗ вздовж лінії дії максимальних напружень та симетрично відносно паливних факелів можна знизити напруження кромки КЗ в 10 разів.*

### **Введение**

Камера сгорания типа ЦНИДИ, размещенная в поршне, обеспечивает вихревое движение воздушного заряда, что позволяет отказаться от винтовых впускных каналов в головке цилиндров и тем самым существенно упростить её конструкцию и снизить стоимость.

Характерным недостатком конструкции поршня с КС типа ЦНИДИ является большая величина отношения площади тепловоспринимающей поверхности к объему кромки, что вызывает на эксплуатационных режимах работы дизеля значительные градиенты температур и напряжений и, как следствие, термоусталостные трещины кромки поршня. В результате снижается ресурс как самого поршня, так и двигателя в целом.

Одним из многих эффективных способов улучшения условий работы поршня форсированного быстроходного дизеля является струйное масляное охлаждение его доньшка, которое позволяет существенно влиять на величину температур и термоупругих напряжений, а также на структуру температурного поля и характер распределения напряжений поршня.

Как известно из теории упругости, для снижения термоупругих напряжений деталей из изотропных материалов, таких, как алюминиевый сплав АЛ25, можно эффективно использовать термокомпенсационные полости и выборки в теле детали, которые позволяют увеличить податливость проблемного участка при воздействии тепловой нагрузки и тем самым влиять на величину и характер распределения термоупругих напряжений.

### **Анализ публикаций**

Исследованию теплового и напряженно-деформированного состояния поршней быстроходных дизелей посвящено множество работ [1–7]. В данных работах исследования сводились только к анализу структуры и величины составляющих теплового и напряженно-деформированного состояний поршня без разработки конкретных конструктивных и технологических мер по улучшению условий его работы.

Впервые предложенная конструкция поршня с КС типа ЦНИДИ, имеющая выборки в кромке КС, была рассмотрена в работе [4]. На такую конструкцию поршня авторами получено авторское свидетельство [6].

Расчетное исследование влияния выборок в кромке КС на тепловое и напряженно-деформированное состояние поршня выполнено с использованием метода конечных элементов (МКЭ) в осесимметричной постановке, что наложило определенные ограничения на методику расчетного моделирования и соответственно сказалось на результатах исследования.

Использование современных программных комплексов, основанных на МКЭ, позволяет выполнять расчеты теплового и напряженно-деформированного состояния поршня в трехмерной постановке, что дает возможность более корректного задания граничных условий (ГУ) задач теплопроводности и механики, например, учета окружной неравномерности температурного поля и максимума особенностей сложной конфигурации поршня.

Проблема улучшения условий работы поршня, наиболее ответственной детали двигателя, является актуальной и требует дальнейших исследований, направленных на снижение градиентов температур и напряжений и увеличения ресурса как самого поршня, так и двигателя в целом.

### **Цель и задачи исследования**

Цель данной работы – разработка трехмерной конечноэлементной модели для определения нестационарных полей температур и термоупругих напряжений поршня тракторного дизеля.

В работе ставились такие задачи:

- разработать геометрические и конечноэлементные модели поршня с КС типа ЦНИДИ штатного и модернизированного (имеющего выборки в кромке) исполнения;
- с использованием экспериментальных данных термометрирования поршня рассчитать поля нестационарных температур и напряжений поршня штатного и модернизированного исполнения;
- провести сравнительный анализ расчетных полей нестационарных температур и термоупругих напряжений поршня, полученных при решении задач теплопроводности и термоупругости в трехмерной постановке с полученными ранее результатами при решении задачи в осесимметричной постановке;
- оценить эффективность влияния термокомпенсационных выборок в кромке КС на характер распределения и величину термоупругих напряжений поршня;
- разработать рекомендации по улучшению условий работы поршня быстроходного дизеля.

### **Основные этапы и результаты расчетного исследования**

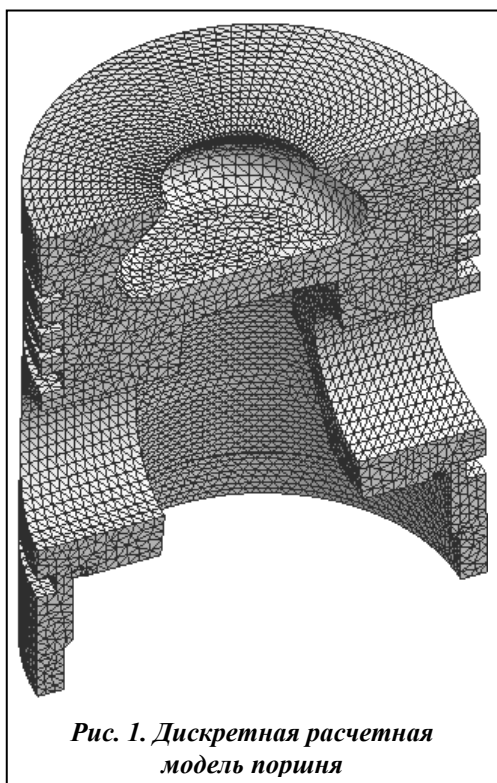
Объект исследования – поршень с КС типа ЦНИДИ быстроходного тракторного дизеля 4ЧН12/14 с литровой мощностью  $N_{\text{ел}} = 18,4$  кВт/л, подверженного воздействию нестационарных тепловых и механических нагрузок. Материал поршня – алюминиевый сплав АЛ25.

В проведенном расчетном исследовании рассматривается резкое изменение нагрузки с режима холостого хода до номинального, при работе дизеля по нагрузочной характеристике.

Для расчетного моделирования полей нестационарных термоупругих напряжений поршня использовался программный комплекс, основанный на МКЭ.

С учетом возможностей современной вычислительной техники для уменьшения размерности решаемой задачи в работе рассматривается половина поршня, при его сечении меридиональной плоскостью, проходящей через ось поршневого пальца.

Дискретная расчетная модель поршня штатного исполнения представлена на рис. 1. С учетом наличия значительных градиентов температур и напряжений в области кромки поршня для дискретизации расчетной модели поршня использовались конечные элементы (КЭ) в виде 5-узловых пирамид.



**Рис. 1. Дискретная расчетная модель поршня**

Конечноэлементная модель поршня, представленная на рис. 1, состоит из 93446 КЭ и 22689 узловых точек, в которых определяются нестационарные температуры и напряжения. Учитывая сложную конфигурацию поршня, сетка КЭ в области кромки имеет локальное сгущение, при этом максимальный размер КЭ на поверхности кромки не превышает 1мм.

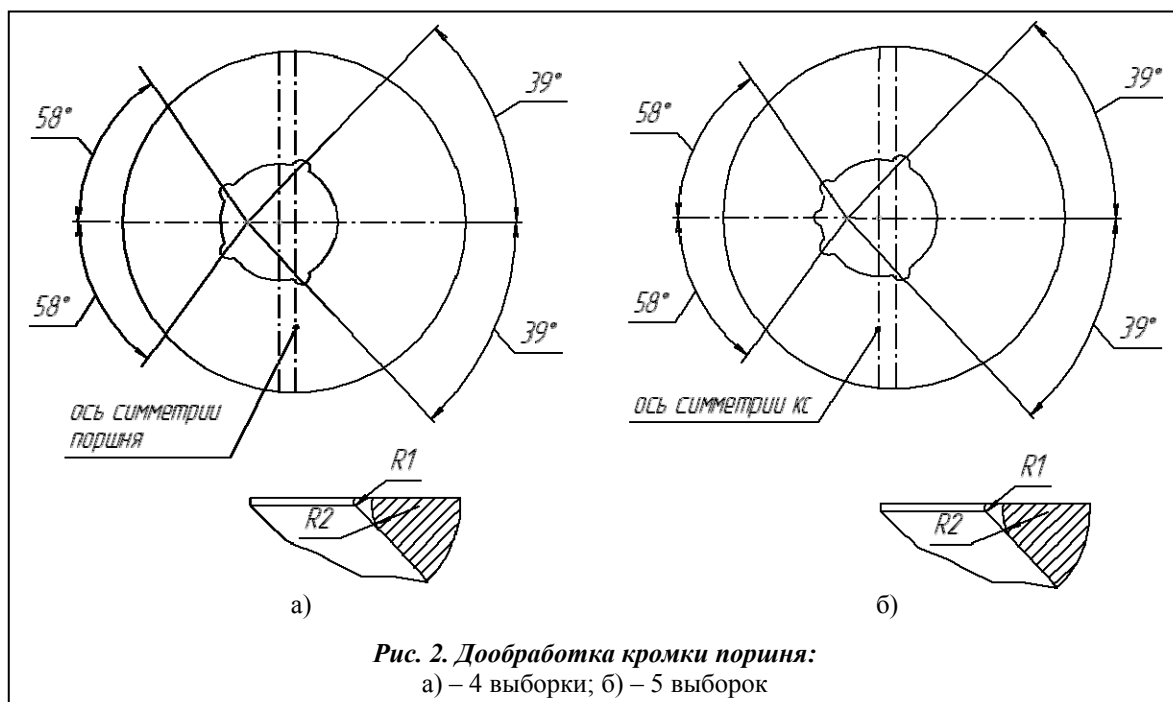
Выбор такого количества КЭ обусловлен возможностями вычислительной техники и временем решения задачи.

С учетом рекомендаций работы [4] модернизация конструкции поршня проводилась путем выполнения выборок в кромке поршня, симметрично расположенных относительно топливных факелов. Варианты дообработки кромки поршня с КС типа ЦНИДИ представлены на рис. 2 [4].

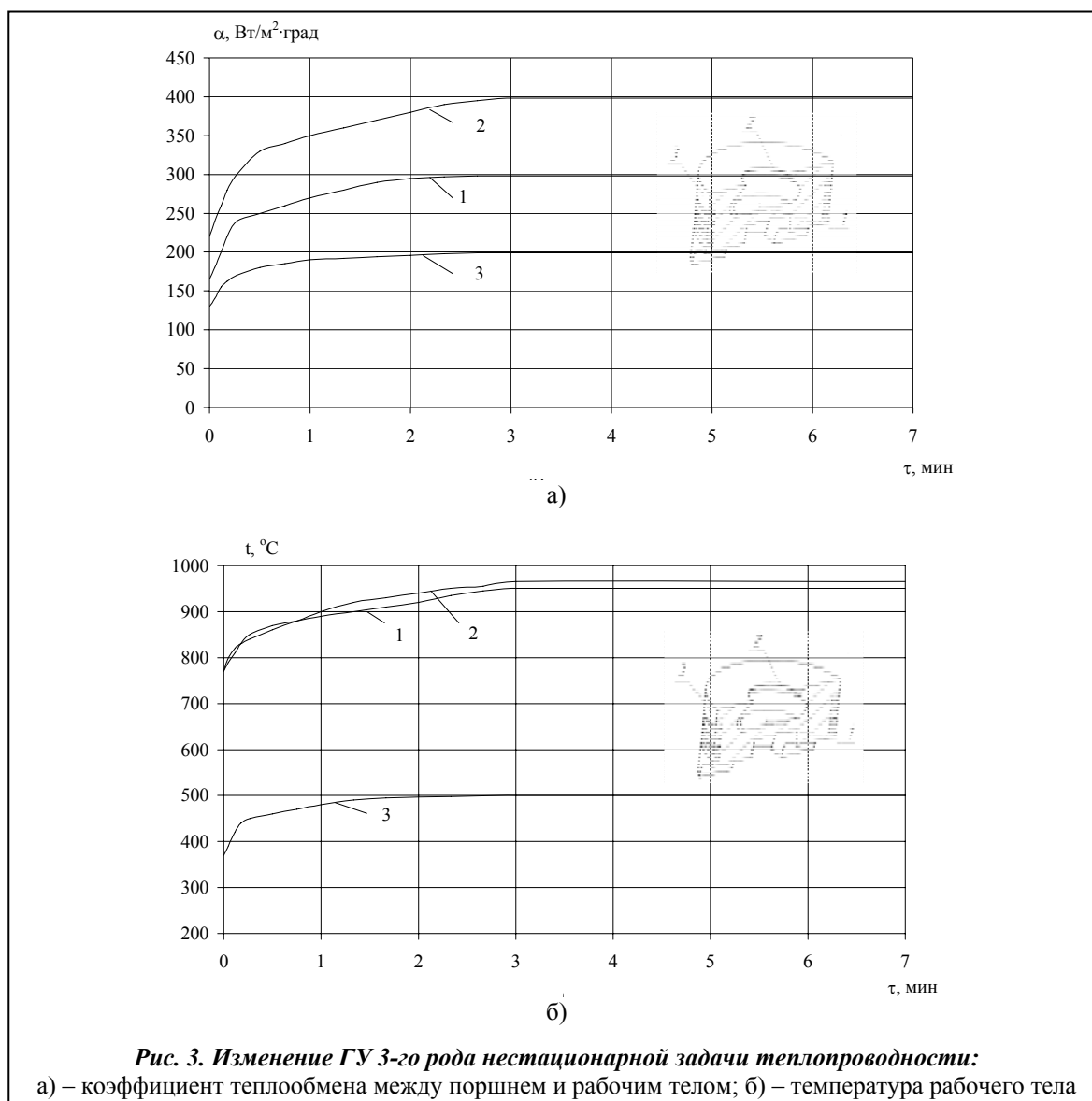
Для оценки влияния выборок в кромке поршня на основные показатели рабочего процесса проведен моторный эксперимент на стенде с одноцилиндровым отсеком дизеля ЧН12/14 [4]. Результаты моторных испытаний показывают, что модернизация конструкции поршня практически не оказывает влияния на основные показатели рабочего

процесса, а отклонения исследуемых параметров находятся в пределах погрешности измерений [4].

С учетом рекомендаций работы [4] разработаны схемы задания ГУ задач теплопроводности и механики и принят характер изменения ГУ. Представленный на рис. 3 закон изменения ГУ задачи теплопроводности характеризует процесс наброса нагрузки. Изменение коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  на характерных теплообменных участках поршня при набросе нагрузки представлено на рис. 3, а.



**Рис. 2. Дообработка кромки поршня:**  
а) – 4 выборки; б) – 5 выборок



**Рис. 3. Изменение ГУ 3-го рода нестационарной задачи теплопроводности:**  
 а) – коэффициент теплообмена между поршнем и рабочим телом; б) – температура рабочего тела

Значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  изменяются при набросе нагрузки от 130 до 400 Вт/м<sup>2</sup> град, при этом температура среды возрастает от 380 до 980 °С (рис. 3, б).

Схема закрепления поршня выбиралась на основании рекомендаций работ [1, 4], а ГУ задачи механики при набросе нагрузки представлены в виде давления на огневое днище поршня, равного максимальному давлению сгорания в цилиндре, которое изменялось в процессе нагружения.

Для корректного расчетного моделирования процесса нестационарного теплового и механического нагружения поршня тракторного дизеля, с учетом работы [4] продолжительность расчетного интервала была выбрана равной 420 с. В начальный момент времени температурное поле поршня задавалось таким же, как при работе дизеля на режиме холостого хода. Далее в течение 180 с моделировался процесс наброса нагрузки от режима холостого хода до номинального, с последующим моделированием работы дизеля на номинальном режиме в течение 240 с, необходимым для стабилизации температур и термоупругих напряжений (рис. 3).

Расчету процесса наброса нагрузки предшествовали расчеты стационарного теплонапряженного и деформированного состояний поршня, которые впоследствии использова-

лись для контроля температур, напряжений и деформаций поршня на характерных временных участках при решении нестационарной задачи.

Детально проанализировав структуру полей напряжений и деформаций поршня, при решении стационарной задачи термоупругости в трехмерной постановке авторы пришли к выводу о целесообразности выполнения дополнительной выборки в кромке КС поршня, расположенной вдоль линии действия максимальных напряжений (рис. 2, б).

Наличие дополнительной выборки в кромке КС поршня позволяет оказывать влияние на характер и величину термоупругих напряжений поршня, а полученные результаты представляют определенный научный интерес.

В дальнейшем в проведенном расчетном исследовании по анализу влияния процесса наброса нагрузки на изменение нестационарных температур и напряжений поршня рассматриваются три конструктивных варианта исполнения поршня: штатный, модернизированный с четырьмя выборками в кромке КС, ориентированными по осям топливных факелов (рис. 2, а), и модернизированный с дополнительной пятой выборкой, расположенной вдоль линии действия максимальных напряжений (рис. 2, б).

Изменение нестационарных температур конструктивных вариантов поршня представлено на рис. 4, а. Изменение температур в контрольных точках поршня штатного исполнения при набросе нагрузки – на рис. 4, а.

Расчетный анализ полей нестационарных температур конструктивных вариантов поршня свидетельствует о следующем. Нестационарные температуры в контрольных точках поршня изменяются согласно принятому характеру изменения ГУ задачи теплопроводности (рис. 3).

Температура в точке 1 на кромке КС изменяется от 210 до 290 °С. В области канавки под первое компрессионное кольцо (точка 2) температура возрастает от 180 до 230 °С. В точке 3 температура изменяется от 200 до 260 °С. Наиболее динамично увеличивается температура на кромке КС поршня (точки 1, 4 и 5).

Максимальная расчетная температура, зарегистрированная на кромке поршня (точка 4), изменяется от 230 до 320 °С при набросе нагрузки (рис. 4, а). В точке 5 температура возрастает от 224 до 305 °С. Окружная неравномерность нестационарного температурного поля при набросе нагрузки на кромке КС не превышает 25 °С (рис. 4, а).

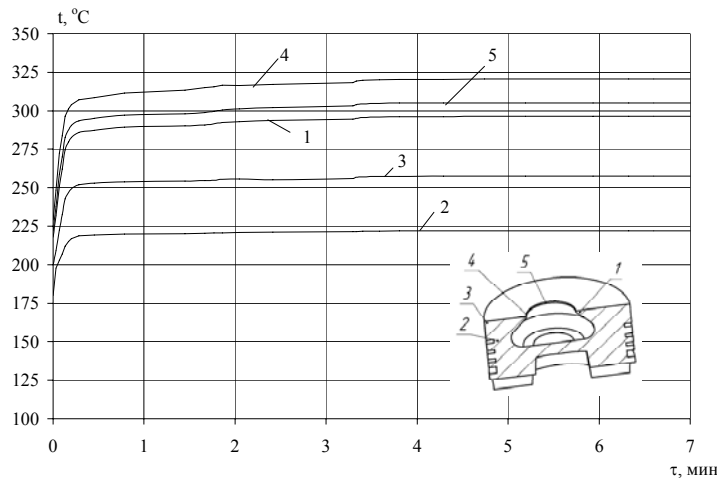
Расчетные значения нестационарных температур поршня модернизированного исполнения с четырьмя выборками на кромке КС, ориентированными по осям топливных факелов, представлены на рис. 4, б. Как видно из рисунка, дообработка кромки поршня практически не оказывает влияния на температуру поршня. Отклонения температуры в контрольных точках поршня не превышают 5 °С по сравнению с поршнем штатного исполнения. Характер изменения нестационарных температур в точках 1 – 5 также практически не изменился (рис. 4, б).

Изменение нестационарных температур поршня модернизированного исполнения с пятью выборками на кромке представлено на рис. 4, в. Дополнительная пятая выборка на кромке поршня также практически не влияет на характер изменения и величину нестационарных температур поршня в контрольных точках при набросе нагрузки (рис. 4, в).

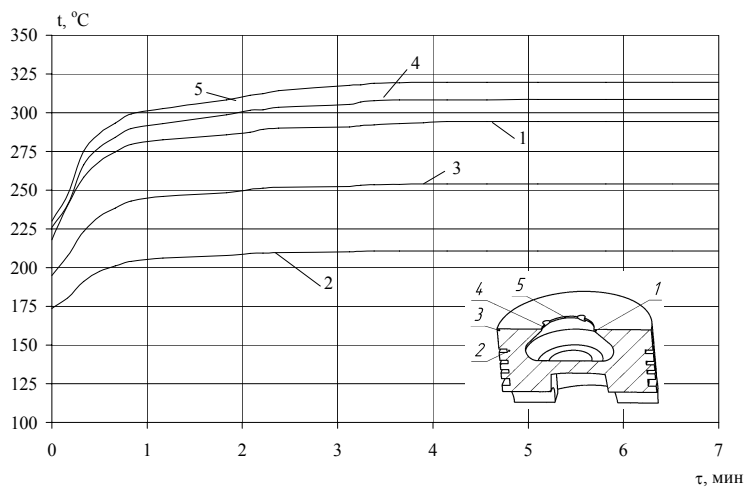
Изменение нестационарных температур конструктивных вариантов поршня представлено на рис. 5.

Анализ расчетных нестационарных термоупругих напряжений конструктивных вариантов поршня сводится к следующему.

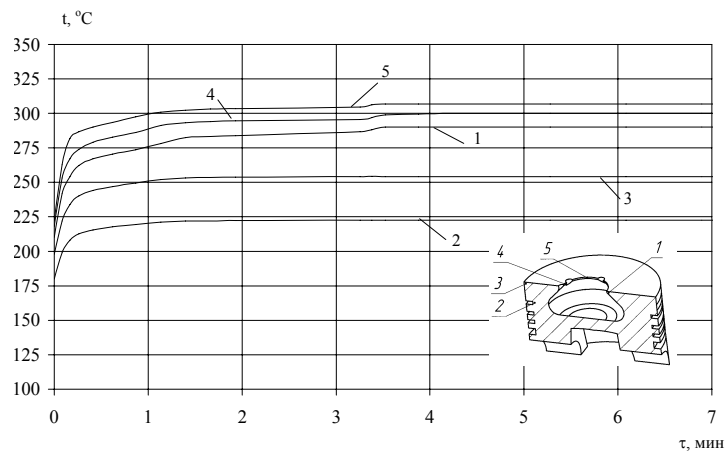
На кромке поршня штатного исполнения в точке 1 термоупругие напряжения изменяются от 2 до 32 МПа при набросе нагрузки (рис. 5, а). В области канавки под первое компрессионное кольцо (точка 2) – от 14 до 4 МПа. В точке 3 термоупругие напряжения возрастают с 5 до 22 МПа (рис. 5, а). Максимальные расчетные напряжения зарегистрированы в области кромки поршня (точка 4) и изменяются от 4 до 38 МПа (рис. 5, а).



а)

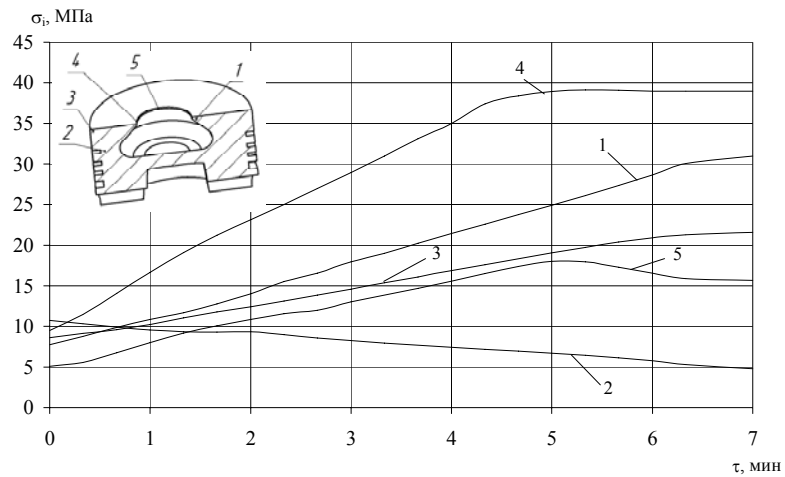


б)

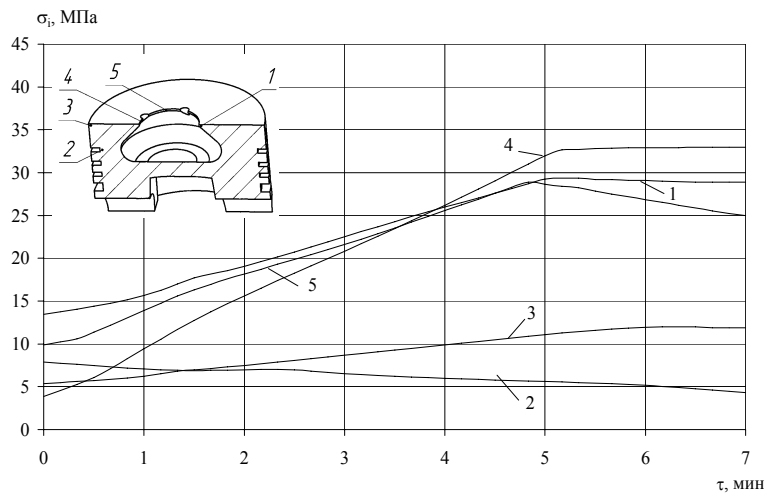


в)

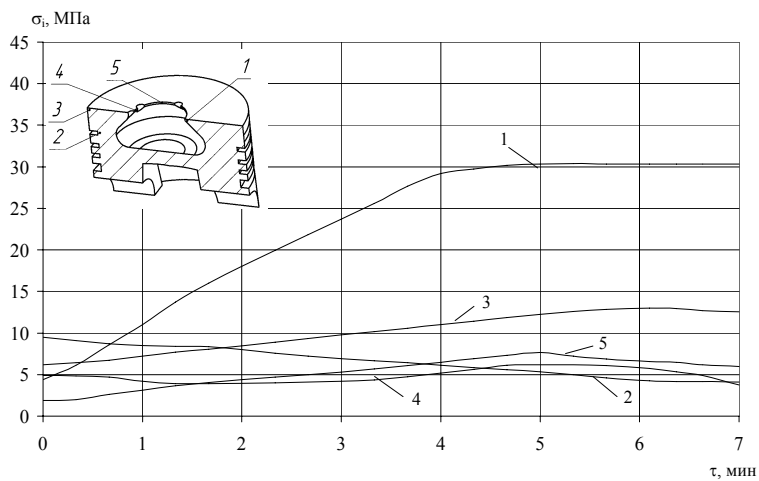
**Рис. 4. Изменение температуры в характерных точках поршня тракторного дизеля по нагрузочной характеристике  $0 \leq N_e \leq N_n$ ,  $n_n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ : а) – серийный поршень; б) – 4 выборки; в) – 5 выборки**



а)



б)



в)

**Рис.5. Изменение интенсивностей напряжений в характерных точках поршня тракторного дизеля по нагрузочной характеристике  $0 \leq N_e \leq N_n$ ,  $n_n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ :**  
 а) –серийный поршень; б) – 4 выборки; в) – 5 выборов

Рост напряжений в точке 4 характеризуется наибольшей динамикой при набросе нагрузки, что объясняется значительной вертикальной жесткостью поршня в меридиональной плоскости, проходящей через ось поршневого пальца (из-за наличия бобышек поршневого пальца), большим отношением площади тепловоспринимающей поверхности к объему кромки и значительным градиентом температур, обусловленным меньшим расстоянием между кромкой и канавками под поршневые кольца.

Термоупругие напряжения в точке 5 возрастают от 2 до 17 МПа (рис. 5, а). Окружная неравномерность термоупругих напряжений при набросе нагрузки по кромке поршня составляет порядка 10 – 15 МПа (рис. 5, а).

Изменение расчетных термоупругих напряжений при набросе нагрузки в контрольных точках поршня модернизированного исполнения с четырьмя выборками в кромке КС представлено на рис. 5, б. Из рисунка видно, что наличие четырех выборок в кромке КС поршня, ориентированных по осям топливных факелов, позволяет снизить термоупругие напряжения в среднем на 5–7 МПа (рис. 5, б), при этом напряжения в точках 2 (в области канавки под первое компрессионное кольцо) и 3 – на периферии головки поршня практически не изменились.

Важно отметить, что вблизи выборки в кромке КС термоупругие напряжения удалось снизить в среднем в 2–3 раза (на рисунке не показано), что объясняется увеличенной за счет выборок податливостью кромки при воздействии аperiodической тепловой нагрузки.

Изменение термоупругих напряжений при набросе нагрузки в контрольных точках поршня модернизированного исполнения с пятью выборками в кромке представлено на рис. 5, в. Из рисунка, в видно, что дополнительная пятая выборка в кромке КС, расположенная вдоль линии действия максимальных напряжений, позволила существенно снизить величину термоупругих напряжений.

В точке 1 расчетные термоупругие напряжения изменяются от 10 до 30,5 МПа в конце наброса нагрузки, что на 1,5 МПа меньше, чем у поршня штатного исполнения.

Выборки в кромке КС поршня также не оказывают существенного влияния на величину и характер изменения термоупругих напряжений при набросе нагрузки в точках 2 и 3. Важно отметить, что термоупругие напряжения в точке 4, расположенной на кромке КС между выборками, уменьшились с 38 до 3,8 МПа, т.е. в 10 раз по сравнению с поршнем штатного исполнения, а самое главное – в 16 раз уменьшилась амплитуда термоупругих напряжений при набросе нагрузки.

Выполненные в рамках данной работы расчетные исследования деформированного состояния конструктивных вариантов исполнения поршня свидетельствуют о следующем. Максимальные радиальные деформации головки поршня штатного исполнения имеют место в меридиональной плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца, и достигают 0,43 мм в конце процесса наброса нагрузки. В меридиональной плоскости, проходящей через ось поршневого пальца, радиальная деформация головки поршня достигает 0,37 мм.

Большие значения радиальных деформаций конструктивных вариантов поршня модернизированного исполнения объясняются увеличенной податливостью кромки КС при воздействии тепловой и механической нагрузок.

Как отмечалось ранее, решение задачи термоупругости поршня с КС типа ЦНИДИ в осесимметричной постановке имеет определенные недостатки. Так, например, в работе [7] рассматривается стационарная и нестационарная задачи термоупругости поршня с КС типа ЦНИДИ в осесимметричной постановке для меридионального сечения поршня в плоскости, проходящей через ось поршневого пальца. Значения температур в контрольных точках, представленных на рис. 4, для поршня штатного исполнения незначительно отличаются от полученных авторами [7] ранее при решении задачи стационарной теплопроводности в осесимметричной постановке.

При сравнении результатов расчета стационарного напряженно-деформированного состояния поршня с КС типа ЦНИДИ в осесимметричной [7] и трехмерной постановках имеются отличия. Учет конструктивных особенностей поршня (смещение КС в поршне от-



носителю оси симметрии) и распределение тепловых и механических нагрузок по поверхности поршня сказываются на расчетных результатах. В работе [7] отмечается, что максимальные радиальные деформации головки поршня с КС типа ЦНИДИ получены в меридиональной плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца, и достигают 0,37 мм, тогда как решение задачи в трехмерной постановке показывает, что максимальные радиальные деформации головки поршня достигают 0,43 мм, что на 0,06 мм больше, чем максимальные значения деформаций головки поршня, полученные в работе [7].

При сравнении результатов решения нестационарной задачи термоупругости в трехмерной и осесимметричной постановках также выявляется ряд отличий. При набросе нагрузки существенные забросы и просадки термоупругих напряжений на кромке КС типа ЦНИДИ отсутствуют (рис. 5, а), а стабилизация термоупругих напряжений поршня происходит с запаздыванием по отношению к стабилизации нестационарных температур поршня.

Также принятое ранее допущение [4, 7] о том, что стабилизация нестационарных термоупругих напряжений поршня происходит синхронно со стабилизацией нестационарных температур, не подтверждается. Сделанное допущение является неточным, так как процесс деформирования поршня является более инерционным, чем установление температурного поля, соответствующее новому режиму нагрузки, и требует расчетно-экспериментального уточнения.

### Выводы

В результате проведенной работы можно отметить следующее:

- выборки в кромке КС незначительно влияют на уровень температур кромки и поршня в целом;
- наличие пятой выборки, расположенной вдоль линии действия максимальных напряжений, позволило снизить термоупругие напряжения кромки КС поршня с 38 до 3,8 МПа, т. е. в 10 раз;
- как показал проведенный расчетный анализ, у поршня модернизированного исполнения, имеющего пять выборок в кромке КС, при набросе нагрузки от режима  $N_e = 0$  до  $N_e = N_{\text{ном}}$  амплитуда термоупругих напряжений снизилась почти в 16 раз, что позволяет существенно улучшить условия работы такого поршня и повысить моторесурс двигателя в целом.

### Литература

1. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
2. Шеховцов А. Ф. Напряженно-деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках / А. Ф. Шеховцов, П. П. Гонтаровский, Ф. И. Абрамчук, А. М. Левтеров, В. К. Шиманский // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – Вып. 49. – С. 20–26.
3. Шеховцов А. Ф. Влияние конфигурации камер сгорания на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей / А. Ф. Шеховцов, П. П. Гонтаровский, Ф. И. Абрамчук, А. М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1987. – Вып. 45. – С. 49–55.
4. Левтеров А. М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках: Дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1991. – 213 с.
5. Шульженко Н. Г. Развитие расчетных моделей для исследования теплового и напряженного состояния составных поршней ДВС / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Н. Г. Гармаш, Т. В. Протасова // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2004. – № 2. – С. 95–99.
6. А. с. 1523701 СССР, МКИ<sup>3</sup> F 02 F 3/14. Поршень из алюминиевого сплава для двигателя внутреннего сгорания / А. Ф. Шеховцов, Ф. И. Абрамчук, А. М. Левтеров // Открытия. Изобретения. 1989. – № 43. – С. 154.
7. Процессы в перспективных дизелях / Под ред. А. Ф. Шеховцова. – Харьков: Основа, 1992. – 352 с.

Поступила в редакцию  
10.06.09