

глянутий захід по модернізації конструкції також суттєво зменшуватиме теплонапруженість поршня.

Подальший напрям робіт пов'язаний з визначенням тривимірних граничних умов, проведенням аналізу напруженого стану гільз, що досліджуються, постановкою моторного експерименту.

#### **Список літератури:**

1. Лоцаков П.А. Результаты расчетно-экспериментальных исследований влияния оребрения охлаждаемой поверхности гильзы цилиндров на температурное состояние гильз и поршней дизелей ЯМЗ / П.А. Лоцаков // Двигателестроение. – 2000. - № 1. – С. 57-58. 2. Марченко А.П. Тепловое состояние деталей камеры сгорания дизеля при работе на не этиловом эфире рапсового масла / Марченко А.П., Минак А.Ф., Прохоренко А.А., Осетров А.А. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. - № 2. – С.85-87. 3. Чайнов Н.О. Обобщенная модель анализа теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндро-поршневой группы / Чайнов Н.О., Мягков Л.Л., Руссиновский С.Ю. // Авіаційно-космічна техніка і технологія – 2001. – Вип. 26. – С.4-9. 4. Тринев А.В. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения / Тринев А.В., Косулин А.Г., Коваленко В.Т. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. - № 1. – С.75-80. 5. Левтеров А.М. Исследования теплового и на-

пряженно-деформированного состояния деталей цилиндро-поршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях: дисс. ... кандидата техн. наук: 05.05.03 / Левтеров Антон Михайлович. – Х., 1991. – 213с. 6. Стефановский Б.С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей / Стефановский Б.С. – М.: Машиностроение, 1978. – 128с. 7. Пат. 2006033959 Япония, МКИ<sup>3</sup> С23 с 4/18. Способ обработки рабочих поверхностей цилиндров двигателя. Surface processing / Заявитель и патентообладатель Nissan Motor Co. Ltd.; заявл. 02.02.2007; опубл. 22.08.2007. 8. Левтеров А.М. Расчетный анализ стационарных термоупругих напряжений гильзы цилиндра быстроходного дизеля / Левтеров А.М., Авраменко А.Н. // Автомобильный транспорт. – 2008. – Вып. 23. – С.132-134. 9. Шпаковский В.В. Повышение ресурса цилиндро-поршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршней / Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Пылев В.А. // Локомотив информ. – 2007. – С.28-30. 10. Процессы в перспективных дизелях / [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во "Основа", 1992. – 352с. 11. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. - № 54. – С.9-22.

УДК 621.43

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

### **РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА ФОРСИРОВАННОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

#### **Введение**

Повышение требований к надежности современных транспортных двигателей связано с увеличением уровня их форсирования по среднему эффективному давлению  $P_e$ , что неизбежно приводит к росту тепловой и механической напряженности деталей камеры сгорания (КС).

Гильза цилиндра (ГЦ) двухтактного с прямой продувкой транспортного дизеля – одна из наиболее напряженных деталей. Она воспринимает давление газов в цилиндре, боковые силы, воздействие тепловой нагрузки и подвергается повышенному износу трением и кавитацией.

Исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей цилиндропоршневой группы, обусловленного воздействием тепловой и механической нагрузок, проводились многими отечественными и зарубежными авторами [1 - 4]. При этом расчетные исследования выполнялись в основном на

осесимметричных моделях, что было связано с проблемами создания трехмерных моделей и ограниченными возможностями вычислительной техники.

Использование трехмерных конечноэлементных моделей позволяет получить более корректные результаты расчета температурных полей, напряжений и деформаций, за счет существенно более точного описания геометрии детали, а также учета асимметрии нагружения.

Расчетные исследования НДС ГЦ транспортного дизеля 5 ДН 12/2×12 для уровня форсирования  $N_n = 39$  кВт/л,  $P_e = 0,83$  МПа при  $n = 2800$  мин<sup>-1</sup> были выполнены авторами [3] на осесимметричной модели, которая имела ограниченную точность в описании конструкции, позволяла учесть только осесимметричную тепловую нагрузку и давление рабочего тела.

В работе [5] приведены результаты расчетно-экспериментального определения деформации ГЦ

указанного двигателя от действия боковой силы поршней.

#### Цель работы и постановка задачи

Целью данной работы была расчетная оценка НДС ГЦ дизеля 5 ДН 12/2×12, указанного выше уровня форсирования, с учетом одновременного воздействия трех видов нагружения: теплового, сил давления газов и неравномерной в окружном направлении и вдоль оси цилиндра боковой силы от поршней.

При этом тепловая нагрузка в окружном направлении принята неизменной (данные, которыми располагали авторы), однако результаты расчета НДС ГЦ, полученные на трехмерной конечноэлементной модели, используемой в работе, претендуют на большую достоверность, чем результаты, полученные на осесимметричных моделях. Это объясняется существенно более точным моделированием конструкции ГЦ и механического нагружения.

Гильза изготовлена из стали 38ХМЮА, теплофизические и механические свойства которой приведены в [4]. Наружная поверхность ее имеет сложную конфигурацию для обеспечения надежного охлаждения.

Конечноэлементная модель ГЦ приведена на рис. 1, а для дискретизации используются конечные элементы в виде треугольных пирамид.

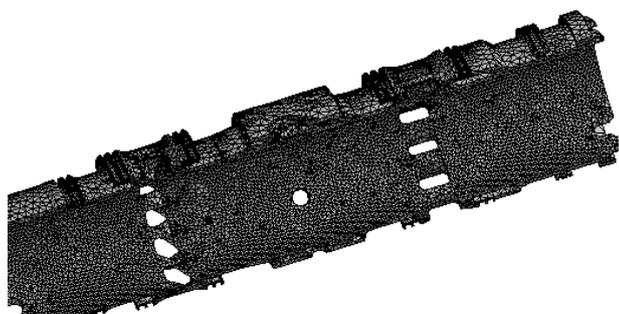


Рис. 1. Конечноэлементная модель ГЦ

Для моделирования теплообмена на зеркале цилиндра использованы граничные условия 3-го рода, схема задания которых по длине гильзы представлена на рис.2.

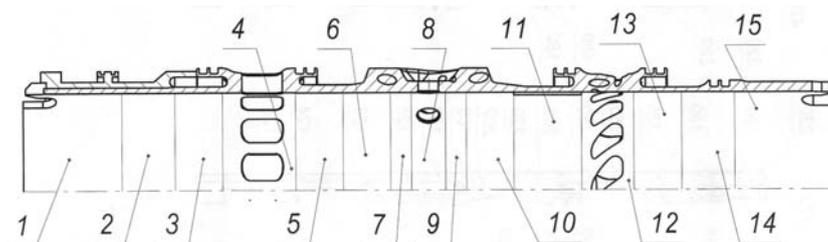


Рис. 2. Схема задания ГУ теплообмена

Значения коэффициентов теплоотдачи и температуры на соответствующих участках приведены в таблице. На наружной поверхности гильзы приняты ГУ теплообмена согласно рекомендациям (температура  $t = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , коэффициент теплоотдачи  $\alpha = 0,72\text{ Вт/см}^2\cdot\text{град}$  [4].

Схема задания ГУ теплообмена представлена на рис. 2, а значения ГУ – в таблице.

Граничные условия задачи механики задавались в виде давления рабочего тела на зеркало цилиндра, которое изменяется вдоль оси от максимального давления сгорания  $P_z = 12\text{ МПа}$  в плоскости форсуночного пояса до 1 МПа в плоскости выпускных и продувочных окон. Значение боковой силы от давления поршней задавалось для положения, соответствующего моменту перекладки продувочного и выпускного поршней.

Расчет теплового состояния ГЦ сводится к следующему. С использованием экспериментальных данных термометрирования [4] было идентифицировано температурное поле ГЦ для режима  $N_e = 515\text{ кВт}$ ,  $P_e = 0,83\text{ МПа}$  при  $n = 2800\text{ мин}^{-1}$  и для этого температурного поля определялись термонапряжения.

#### Анализ полученных результатов

На рис. 3. представлен только наиболее проблемный фрагмент ГЦ – выпускная сторона. Температурное поле ГЦ представлено на рис.3.а.

Максимальные температуры ГЦ отмечаются в области форсуночного пояса и достигают  $280\text{ }^{\circ}\text{C}$  (возле отверстия под форсунку).

В области каналов и полостей охлаждения температуры достигают в среднем  $150 - 130\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В области выпускных окон температуры не превышают  $220 - 230\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что обеспечивается интенсивной циркуляцией охлаждающей жидкости в каналах и полостях охлаждения (рис.3.а).

Таблица. Граничные условия теплообмена (режим с  $N_d = 39$  кВт/л,  $P_e = 0,83$  МПа при  $n = 2800$  мин<sup>-1</sup>)

Номер участка	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\alpha, \text{Вт/м}^2\text{град}$	120	140	150	400	200	250	1050	1000	1000	250	200	400	150	140	120
$t, ^\circ\text{C}$	180	220	300	500	500	500	970	1000	930	400	300	220	200	160	130

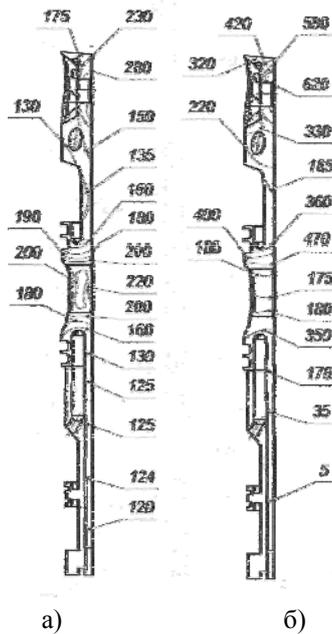


Рис. 3. Распределение полей температур,  $^\circ\text{C}$  – (а); и интенсивностей напряжений – (б), МПа

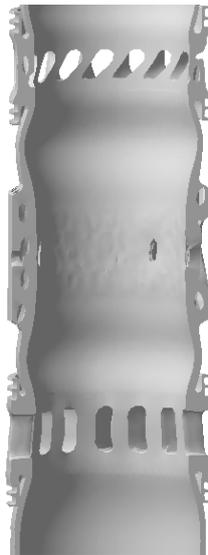


Рис. 4. Характер деформаций ГЦ

Со стороны торца ГЦ в области напрессованного бандажа температуры не превышают  $120^\circ\text{C}$ . По толщине ГЦ в области форсуночного пояса темпера-

туры изменяются от 280 до  $120^\circ\text{C}$ . Наличие такого существенно неравномерного температурного поля, а также сложная конфигурация ГЦ вызывают неравномерные ее деформации и, соответственно, приводят к изменению геометрии зеркала цилиндра и ухудшению условий работы деталей ЦПГ.

Напряженное состояние ГЦ оценивалось по величине интенсивностей напряжений.

Максимальные напряжения возникают в области отверстия под форсунку и достигают  $620$  МПа. В области каналов охлаждения интенсивность напряжений изменяется от  $330$  до  $220$  МПа.

В области выпускных окон интенсивность напряжений изменяется от  $470$  до  $350$  МПа (рис.3.б). Со стороны торца ГЦ в области напрессованного бандажа интенсивность напряжений не превышает  $5$  МПа.

Важно отметить, что из-за интенсивного теплоотвода в области форсуночного пояса возникают значительные градиенты напряжений. По радиальной толщине ГЦ в области форсуночного пояса интенсивность напряжений изменяется от  $620$  до  $220$  МПа (рис. 3.б). Наличие таких перепадов интенсивностей напряжений ухудшает условия работы ГЦ.

На рис. 4 представлены деформации ГЦ в меридиональном сечении плоскостью, проходящей через ось симметрии. Сложная конфигурация ГЦ, особенности схемы ее закрепления и нагружения, а также значительные температурные градиенты приводят к неравномерным деформациям ГЦ по ее длине и по радиусу.

Из рис. 4 видно, что неравномерная по длине достаточно тонкостенной гильзы интенсивность охлаждения, а также различная радиальная жесткость, обусловленная особенностями ее конструкции и монтажными условиями, является причиной волнообразной деформации зеркала цилиндра вдоль образующей.

Кроме того, имеет место несимметричная радиальная деформация (рис. 5). Из этого следует, что в

процессе работы двигателя имеет место вибрация поршневых колец, вызванная в том числе и деформацией цилиндра, и это может служить причиной снижения их уплотнительной функции, повышения расхода масла, снижения ресурса колец из-за усугубления циклической нагрузки и других отрицательных явлений.

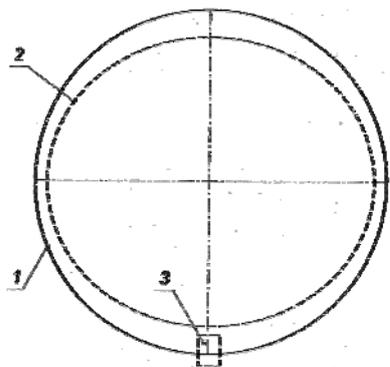


Рис. 5. Схема деформации зеркала цилиндра в области форсуночного пояса:

1 – исходный недеформированный контур зеркала цилиндра; 2 - деформированный контур зеркала цилиндра; 3 – установочный штифт

Максимальные расчетные деформации ГЦ имеют место в области выпускных окон и достигают 0,35 мм; в области продувочных окон деформации достигают 0,25 мм.

Схема нарушения геометрии цилиндра в плоскости, перпендикулярной его оси в области форсуночного пояса, представлена на рис. 5.

Из рисунка 5 следует, что вблизи форсуночного пояса цилиндр уменьшается в диаметре и приобретает форму овала. При этом меньшая ось овала совпадает с осью фиксирующего штифта, а уменьшение диаметра цилиндра вдоль этой оси составляет 0,284 мм.

Вдоль большей оси овала уменьшение диаметра цилиндра составляет 0,276 мм.

Таким образом, под воздействием тепловой и механической нагрузок изменяется геометрия гильзы цилиндра, что ухудшает условия работы сопряженных с ней деталей.

Полученные результаты расчета существенно отличаются от результатов, полученных на осесимметричной модели [4] при идентичных ГУ теплообмена. Учет одновременного воздействия механической нагрузки позволил получить еще более полную картину напряжений и деформаций.

#### Выводы

Расчетное определение НДС гильзы цилиндра транспортного дизеля 5 ДН 12/2×12 с помощью трехмерной конечноэлементной модели позволяет получить качественно новую информацию о характере ее деформаций под воздействием эксплуатационного термомеханического нагружения.

#### Список литературы:

1. Шеховцов А.Ф. Напряженно-деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров, В.К. Шиманский // Двигатели внутреннего сгорания. - 1989. - Вып. 49. - С. 20 – 26.
2. Чайнов Н.Д. Математическое моделирование согласованных температурных полей элементов цилиндропоршневой группы транспортных поршневых двигателей / Н.Д. Чайнов, Л.Л. Мяжков, С.Ю. Русиновский // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы 9 Междун. конф. – Владимир, 2003. - С. 203-206.
3. Albin Mierbach. Einfluss der Auslegung von Kolbenringen auf das Formfüllvermögen in thermisch und mechanisch hoch beanspruchten Motoren / Albin Mierbach; Richard Mittler // MTZ. – 2006. №1. P 18-23.
4. Гонтаровский П.П. Численное моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния гильзы цилиндра форсированного транспортного дизеля / П.П. Гонтаровский, А.М. Левтеров, Н.М. Гармаш, А.Ю. Фомин // Сб. научн. тр. ХГПУ - 1999. - Вып. 7. - С. 255 – 259.
5. Бородин Ю.С. Расчетно-экспериментальная оценка жесткости цилиндра с противоположно движущимися поршнями / Бородин Ю.С., Краюшкин И.А., Оноприенко П.Н., Пилипенко С.В., Литвинов О.В. // Сб. научн. тр. ХГПУ - 1999. - Вып. 7. - С. 250 – 254.