

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Шубин И.П., Жаров А.В. (Ярославский государственный технический университет);

Уровень температурного состояния деталей, ограничивающих камеру сгорания, во многом определяет надежность и долговечность дизеля. При проектировании форсированных дизелей, при их модернизации, после ремонта, в период эксплуатации появляется необходимость в оценке работоспособности и в определении ресурса теплонапряженных деталей.

Наиболее теплонапряженной деталью форсированного дизеля является головка цилиндров (ГЦ). Составить представление о напряженно-деформированном состоянии ГЦ возможно лишь при известных температурных полях.

Процессы теплообмена, определяющие тепловое нагружение ГЦ, имеют различную природу: вынужденная и свободная конвекция, лучистый теплообмен, контактный теплообмен, теплообмен при фазовых переходах. Температуры сред, нагревающих и охлаждающих ГЦ двигателя, зависят от протекания рабочего процесса, способа организации процессов газообмена, конструктивной схемы систем впуска-выпуска и т.д.

Модель ГЦ создается в программных продуктах, реализующих построение на основе 3D – моделирования. Инструментом конструктора может быть, например, одна из таких программ, как SolidWorks, Pro/Engineer, Catia.

В данной работе исследуется дизель экологического класса Euro 3 P4CH 10,5/12,8 с блочной 4-х цилиндровой ГЦ. Модель этой ГЦ построена в среде Pro/Engineer Wildfire 4.0, которая затем импортируется в SolidWorks Simulation (COSMOSWorks) в формате igs.

При построении расчетной модели ГЦ рассмотрена ее нижняя часть высотой $h = 60$ мм от огневой поверхности. Величина h учитывает зону упругого влияния присоединенных к огневой плите элементов (стенок газовых каналов, периферийного контура, форсуночного стакана) и по экспериментальным данным для головок цилиндров составляет $(0,7-0,8) d_k$, где d_k – средний диаметр наибольшего газового канала [1].

Элементы ГЦ, более удаленные от огневого днища, слабо влияют на его тепловое состояние. Оптимизация модели позволяет использовать расчетную систему с меньшими требованиями и сократить время последующих расчётов при определении ресурса ГЦ.

Тепловое состояние ГЦ при работе дизеля на установившемся режиме рассматривается как квазистационарное [2], которое может быть описано уравнением стационарной теплопроводности. От корректного задания граничных условий по теплообмену во многом зависит адекватность получаемых результатов.

В качестве ГУ со стороны газа обычно используют стационарные ГУ III рода – осредненный за цикл коэффициент теплоотдачи α_{cp} и среднюю результирующую температуру газа T_w , которые определяются по формуле Вошни [3].

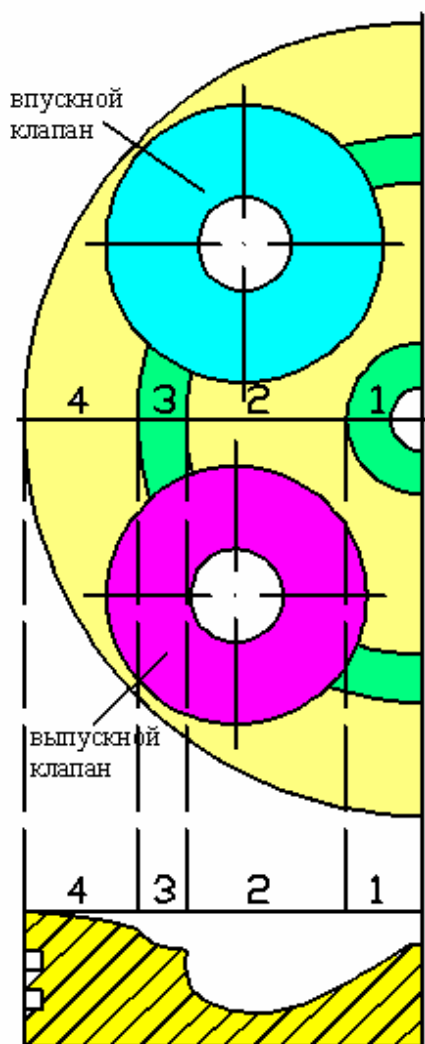
Для определения средней температуры стенки огневого днища ГЦ T_w необходимо задать средний коэффициент теплопроводности материала ГЦ λ и толщину огневого днища Δ . В результате задача сводится к определению теплопроводности многослойной стенки.

Коэффициент теплоотдачи со стороны системы охлаждения определяется по формуле Зоннекена.

Коэффициент теплоотдачи газа α_w и коэффициент теплоотдачи со стороны системы охлаждения $\alpha_{w \text{ охл}}$ приняты постоянными для рассматриваемых поверхностей на расчетном интервале времени. Так как температуры различных поверхностей рабочего объема могут значительно отличаться друг от друга, то теплообмен на них моделируется дифференцировано.

Для определения граничных условий (ГУ) коэффициента теплоотдачи и средней результирующей температуры среды для различных поверхностей ГЦ (табл.1) производится расчет рабочего процесса в Diesel-RK. Для этого задаются характерные параметры дизеля, которые определяются в процессе проектирования.

Днище ГЦ представляет собой сложную поверхность с точки зрения задания локальных граничных условий. Распределение тепловой нагрузки на днище ГЦ зависит от организации рабочего процесса и протекания процесса сгорания в цилиндре [4]. Исследуемый транспортный дизель имеет современные показатели: литровая мощность 34,28 кВт/л, эффективное давление при максимальном крутящем моменте 2,36 МПа. Дизель с 4-х клапанной ГЦ и симметричным расположением форсунки. В Diesel-RK не представляется возможным определение локальных значений температуры газа и коэффициента теплоотдачи на днище ГЦ, поэтому ввиду



конструкции ГЦ и в зависимости от конфигурации камеры сгорания в поршне предложено использовать 4 зоны на днище ГЦ (рис.1). В пределах каждой зоны условия локального теплообмена приняты неизменными. Увеличение количества зон на днище ГЦ существенно не влияет на результат, поэтому был найден необходимый оптимум. Используя экспериментальные значения плотности теплового потока, полученные с аналогичных транспортных дизелей [5], были подобраны коэффициенты теплоотдачи в пределах каждой зоны на днище ГЦ. Остальные ГУ условия определены расчетом в Diesel-RK.

Рис.1. Зоны на днище головки цилиндров

Решение задачи в трехмерной постановке позволяет определить распределение температурных полей по всей модели.

Результаты расчета температур днища ГЦ были сопоставлены с термометрией исследуемого дизеля Euro 3 P4CH 10,5/12,8. Расхождение расчетных значений с экспериментальными данными не превышают 5%.

Максимальная температура стенки зафиксирована на днище ГЦ в районе межклапанной перемычки около выпускных клапанов и составляет 365°C (рис.2). По данным, полученным в Diesel-RK,

был определен тепловой баланс исследуемого дизеля. Количество теплоты, приходящее на ГЦ соответствует экспериментальному значению, представленному в работе [6].

Табл.1. Граничные условия в головке цилиндров

Поверхность	Коэффициент теплоотдачи, α , Вт/м ² К	Температура среды, К
Огневое днище: 1 зона	1600	1100
2 зона	1800	1100
3 зона	1600	1100
4 зона	800	1000
выпускные каналы	838	814
впускные каналы	182	341
каналы охлаждения	11500	388
масляная полость	280	398
внешняя поверхность	10	348

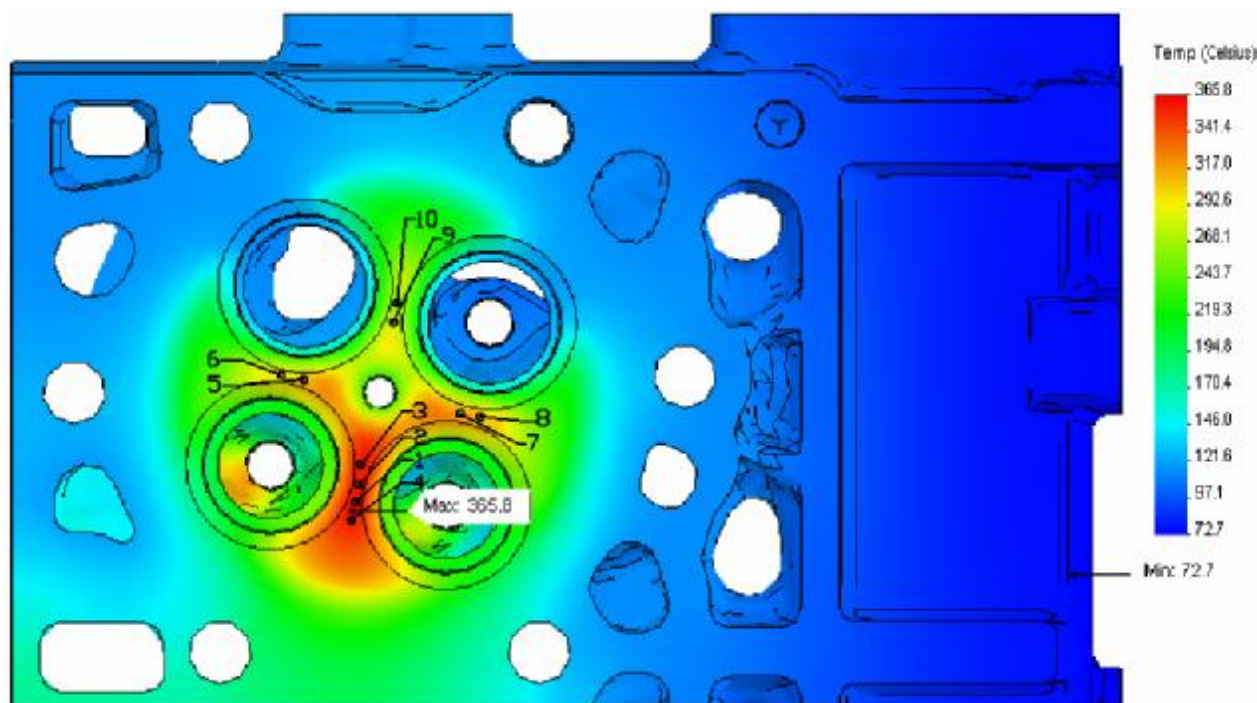


Рис.2. Распределение температуры по днищу головки цилиндров

По известным и полученным расчетным данным можно представить распределение плотности тепловых потоков по поверхности огневого днища ГЦ по зонам для транспортных дизелей с различным индикаторным давлением (рис.3).

Распределение плотности тепловых потоков получено экспериментальным путем на одноцилиндровых дизелях Euro 0 V6ЧН 13,0/14,0 с индикаторным давлением $p_i=0,39-1,35$ МПа [8, с. 99]. Распределение плотности тепловых потоков при $p_i=1,52$ МПа соответствует дизелю Euro 2 V6ЧН 10,2/12,2, получено расчетным путем. Полученное распределение плотности тепловых потоков для исследуемого дизеля Euro 3 P4ЧН 10,5/12,8 при $p_i=2,56$ МПа соизмеримо с распределением на аналогичных дизелях, что говорит об адекватности проведенных расчетов.

На основе проведенной работы, на стадии проектирования можно с достаточной точностью прогнозировать тепловое состояние ГЦ, используя конструкторские чертежи и 3D модель.

Граничные условия III рода со стороны газа и жидкости определяются из расчёта рабочего процесса дизеля в Diesel-RK на основе данных, задаваемых при проектировании дизеля. Определение теплового состояния ГЦ было использовано для дизелей экологических классов Euro 3 и Euro 4. Результаты расчета имеют сходимость с экспериментальными данными термометрирования.

Алгоритм, применяемый в данной работе может быть использован для определения теплового состояния ГЦ при прогнозировании ресурса форсированного дизеля.

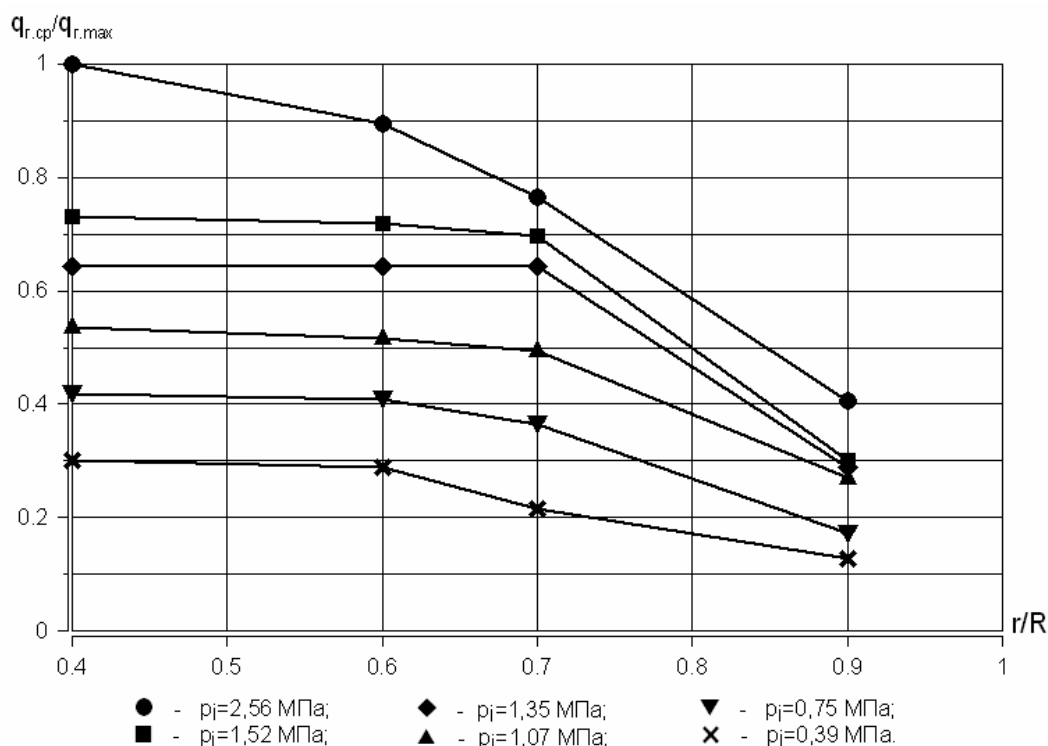


Рис.3 Распределение плотности тепловых потоков по поверхности огневого днища головки цилиндров

Литература:

1. Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Сальников М.А. Разработка и применение моделей разных уровней для расчета рабочих напряжений в крышках цилиндров транспортных дизелей // Двигателестроение, №4, 1987. - С. 10-14.
2. Лощаков П.А. Опыт воздействия на температуру поршня и гильзы транспортного дизеля. Ярославль 2004. - С. 49-62.
3. Woschni G. Die Berechnung der Wandeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren // MTZ.-1970.-N12. S.491.
4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. Москва. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2001. - С. 359-369.
5. Чернышев Г.Д., Хачиян А.С., Пикус В.И. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей // Москва. Машиностроение. 1986. – С. 216.
6. Шубин И.П., Жаров А.В. Определение теплового баланса двигателей экологического класса Euro 3 и Euro 4 Материалы I Международной научно-технической конференции: «Энергетические установки: тепломассообмен и процессы горения», Рыбинск 17-19 сент., 2009: РГАТА 2009. С. 16-20. Рус.