

2. Встановлено, що миттєві значення температури поверхні КЗ поршня з низькотеплопровідним покриттям в процесі газообміну можуть бути меншими відповідної температури конструкції без покриття тоді, коли товщина низькотеплопровідного покриття не перевищує глибини затухання температурної хвилі.

Подальший напрямок робіт пов'язано з аналізом теплових потоків в поверхневому шарі поршня з низькотеплопровідним покриттям та експериментальною оцінкою впливу теплоізолюючого шару поршня малої товщини на якість протікання робочого процесу дизеля.

Список літератури:

1. Чепиль В.С., Гордиенко Я.И. Исследование влияния термоизолирующего покрытия доньшка камеры сгорания в поршне на параметры рабочего процесса и тепловое состояние двигателя Д20 // Двигатели внутреннего сгорания. Вып. 10. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1970. – С. 46-52. 2. Никитин М.Д., Кулик А.Я.

Захаров Н.И. Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей. – Л.: Машиностроение, 1977. – 165 с. 3. Чигиринова Н.М., Чигиринов В.В., Чигиринов В.Е. Оксидные керамические покрытия – эффективная тепловая защита рабочих поверхностей деталей ЦПГ // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 6. – С. 30-34. 4. Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В. и др. Повышение ресурса цилиндро-поршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршня // Локомотив информ. – 2007. – С. 28-30. 5. Grot K., Thiemann W. Beitrag zur Brennraumsolierung bei Viertakt Dieselmotoren // Motortechnische Zeitschrift. – 1983. – P. 287-298. 6. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.И.Абрамчук, А.П.Марченко, Н.Ф.Разлейцев и др. / Под общ. ред. А.Ф.Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 7. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2001. – 592 с. 8. Марченко А.П., Пылев В.А., Шпаковский В.В., Пылев В.В. Эффект влияния малых толщин теплозащитного покрытия поршня на его мгновенную поверхностную температуру // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей. Матер. XI Междунар. научн.-практ. конф. – Владимир: ВГУ, 2008. – С. 220-223.

УДК 621.431

А.В. Грицюк, канд. техн. наук, С.В. Пилипенко, канд. техн. наук, А.А. Мотора, инж.

**ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ
ГАЗОВОГО СТЫКА ДВИГАТЕЛЯ 2ДТ**

Эксплуатационная надёжность газового стыка дизелей в системе «блок – головка блока» определяется рядом факторов, в частности:

- равномерностью распределения монтажных удельных давлений по плоскости стыка (конструктивной жёсткостью системы);
- работоспособностью материала прокладки и её приспособленностью к рабочим поверхностям;
- влиянием динамических и квазистатических нагрузок на распределение удельных давлений в стыке;
- порядком и величиной усилия затяжки силовых шпилек.

После выявления в ходе стендовых испытаний случаев нарушения герметичности газового стыка двигателей 2ДТ возникла необходимость в исследовании жёсткостно-прочностных характеристик элементов газового стыка двигателя и назначения условий затяжки, обеспечивающих его работоспособность.

Исследования проводились в двух направлениях:

1. Определение прочности силовых шпилек.
2. Оценка деформативности уплотнённого пакета деталей по уровню усилия и его распределения по стыку "блок - головка".

В исследованиях первого направления решались следующие задачи:

- определение усилия и места разрушения при статическом нагружении шпильки;
- получение жёсткостной характеристики шпильки;
- оценка усталостной прочности шпильки;
- изучение влияния трения в резьбовом соединении на осевое усилие затяжки стыка.

Для определения прочностных характеристик шпилек две из них были подвергнуты испытаниям на растяжение на универсальной испытательной машине УРС 20/6000 с записью диаграммы (рис. 1). Усреднённые значения усилий появления текучести материала и разрушения шпильки составили, соответственно $9,1 \cdot 10^4$ Н и $11,2 \cdot 10^4$ Н, что соответствует пределу текучести шпильки $\sigma_{02} = 805$ МПа и пределу прочности $\sigma_B = 991$ МПа. Материал шпилек сталь 18Х2Н4МА. При этом, одна из шпилек разрушилась в зоне проточки под уплотнительное резиновое кольцо, а вторая – по резьбовой части.

P, кН

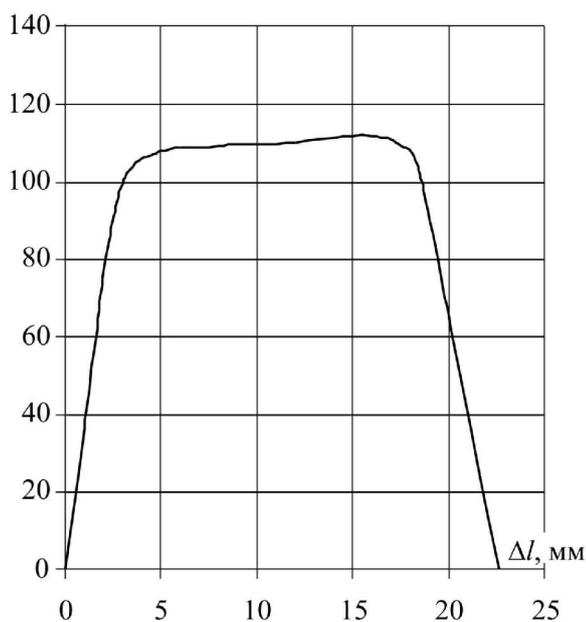


Рис. 1. Диаграмма растяжения шпильки силовой

Для оценки жёсткостных характеристик силовых шпилек, их комплект был препарирован тензорезисторами КФ4-5×100 и протарирован на испытательной машине УРС 20/6000 с использованием тензометрической системы фирмы "Брюль и Кьер" 1526; 1544; 1545. Предельное значение тарировочного усилия шпильки соответствовало 60 кН и принималось из следующих соображений. Давление газов в цилиндре составляет $P_z = 12$ МПа, при этом нагрузка от вспышки на одну шпильку равна 15 кН (число шпилек воспринимающих P_z - четыре). С учётом рекомендаций [1] (усилие затяжки шпильки должно в 3,2 раза превышать соответствующее усилие от P_z), усилие в шпильках от затяжки гаек должно превышать 48 кН, а с учётом температурных деформаций элементов стыка это усилие может достичь 60 кН.

Полученное усреднённое значение жёсткости шпильки составило 40 кН/мм.

Усталостные испытания шпилек проводились на машине УРС 20/6000 по знакопостоянному синусоидальному циклу. Исходя из полученных выше расчётно-экспериментальных значений нагрузки на шпильку и деталей стыка с учётом коэффициента основной нагрузки, рассчитанного по экспериментально полученным значениям податливостей шпильки, был выбран следующий режим испытаний: статическая составляющая – 60 кН, динамическая – 7 кН. Частота нагружений составляла 50 Гц. Было испытано 3 шпильки. Все они выдержали 6 млн. циклов нагружений без разрушения.

На последнем этапе исследований по первому направлению была определена величина крутящего момента затяжки шпилек, обеспечивающего получение осевой силы, равной 48 кН и оценено влияние смазки резьбы и трущихся торцевых поверхностей на величину осевой силы. Получено, что необходимая величина осевой силы ($P = 48$ кН) обеспечивается при крутящем моменте $M_{зат} = 10$ кгм и смазке

вышеупомянутых поверхностей графитовой смазкой. При смазке моторным маслом и при промывке в бензине величина осевой силы, соответственно, в 2 и 3 раза меньше.

Исследования второго направления посвящены решению следующих задач:

- определению неравномерности обжатия прокладки;
- исследованию влияния эксплуатационных нагрузок и температур на работу газового стыка.

Распределение контактных давлений по привалочным плоскостям головки и блока определялось двумя методами:

- методом цветоотдачи;
- методом пластических индикаторов.

Метод цветоотдачи позволяет получить достаточно полную картину распределения давлений по плоскости контакта. Суть метода заключается в том, что между контактирующими поверхностями укладывается копировальная бумага (цветоотдающая) и белая бумага (цветопринимающая), а затем поверхности сжимают заданным усилием в течение 2...5 часов. По интенсивности полученного оттиска на белой бумаге судят о распределении контактных давлений по поверхности.

В настоящих экспериментах цветоотдающая бумага устанавливалась по обеим сторонам газоуплотнительной прокладки. Исследовались различные приёмы и схемы затяжки шпилек. Наилучшей в отношении распределения контактных давлений по плоскостям оказалась затяжка шпилек в три приёма, последовательно, крутящим моментом 5, 8 и 10 кгм по схеме EBFCDА. Результирующие отпечатки, полученные при такой затяжке шпилек, представлены на рис. 2 и 3.

Отпечаток стыка "блок - прокладка" (рис. 2) позволяет сделать вывод о различном выступании цилиндров над поверхностью блока и о неравномерности величины контактных давлений в окружном на-

правлении. Неравномерность распределения контактных давлений по плоскости головки видна из отпечатка, полученного по стыку "головка - прокладка" (рис. 3). Максимальные значения контактных давлений реализуются по буртам цилиндров в направлении оси коленчатого вала по торцевым сторонам блока. Минимальные значения контактных давлений возникают по перемычке между цилиндрами и в зоне вихревых камер обоих цилиндров.

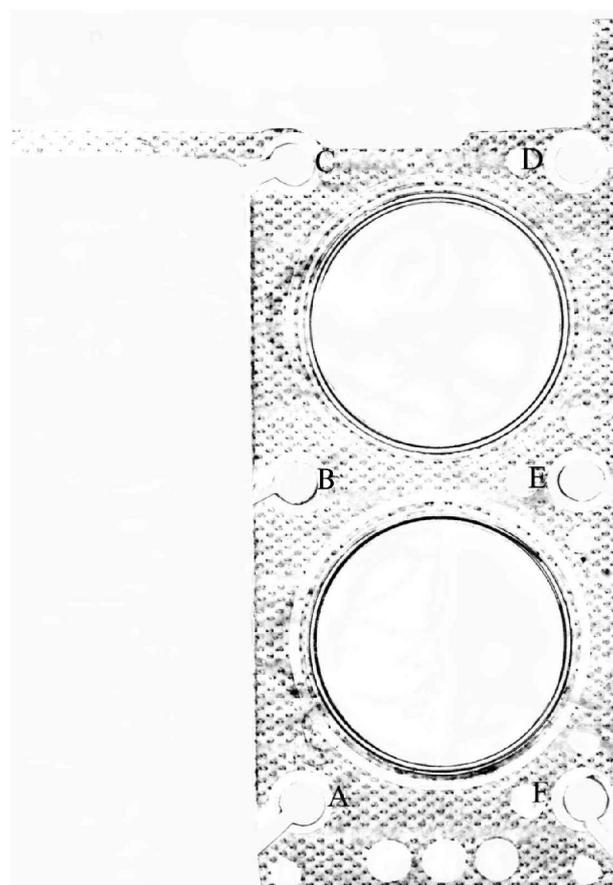


Рис. 2. Распределение контактных давлений по стыку "блок - прокладка"

Результаты, полученные методом цветоотдачи, были проверены (с целью получения числовых значений неравномерности деформаций) методом пластических индикаторов. В прокладке были просверлены 17 отверстий, диаметром 3 мм (рис. 4), в кото-

рые после установки её на блок двигателя были помещены свинцовые шарики, диаметром 2 мм.

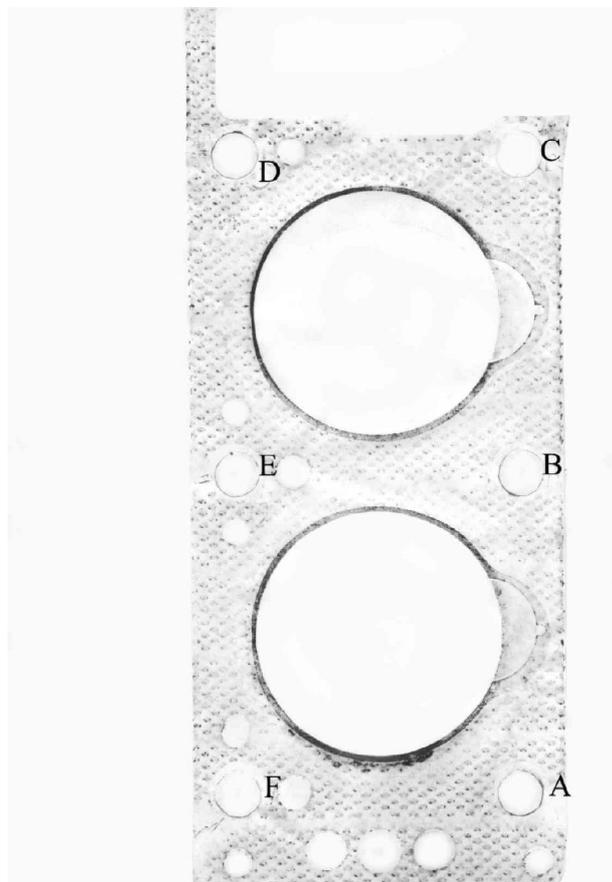


Рис. 3. Распределение контактных давлений по стыку "головка - прокладка"

При затяжке силовых шпилек шарики деформировались головкой блока. Полагая, что упругая деформация свинца отсутствует, по измеренной толщине деформированных головкой шариков можно судить о деформации уплотняемого пакета в каждой точке замера.

Полученные результаты для наглядности нанесены на схему расположения мест установки шариков (рис. 4).

На этом рисунке в радиальном направлении от центральной оси цилиндра отложены толщины сплюснутых шариков. Как видно из представленных годографов, они, в целом, подтверждают результаты

исследования контактных давлений методом цветоотдачи – наибольшие толщины шариков (наименьшие значения контактных усилий) соответствуют зонам перемычки между цилиндрами и расположения вихревых камер.

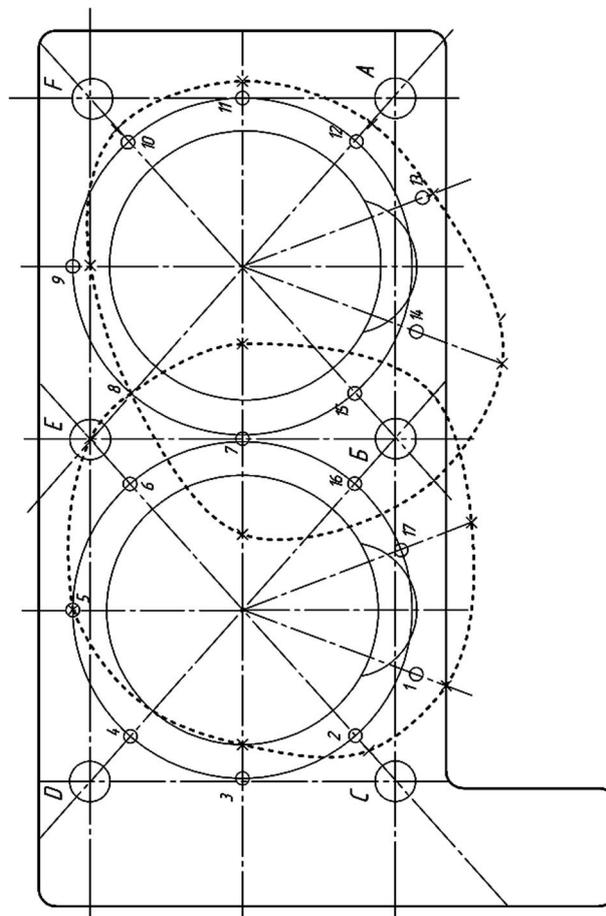


Рис. 4. Места установки пластических индикаторов и годографы контактных усилий по периметру газового стыка

Оценка влияния рабочих нагрузок и температур на работу газового стыка выполнялась на работающем двигателе. С этой целью двигатель был собран с препарированными тензорезисторами шпильками, затяжка которых производилась по рекомендованной схеме – ЕБФСДА, в три этапа, последовательно, крутящим моментом 5 – 8 – 10 кгм. Деформация шпилек регистрировалась с использованием тензостанции 4АНЧ осциллографом Н115. Испытания проводились в диапазоне частот вращения двигателя

1200...2200 мин⁻¹, при температуре масла 99⁰С. Начальная температура составила 20⁰С. Установлено, что при таком изменении температуры осевое усилие в шпильке возрастает на 4100...5200 Н в зависимости от места расположения шпильки в блоке. Пересчёт на предельную температуру масла – 110⁰С показывает, что это усилие может дополнительно увеличиваться на 600...700 Н.

Измеренная динамическая нагрузка на каждую шпильку от давления вспышки составляет 600...800 Н, что хорошо согласуется с расчётным значением динамической составляющей нагрузки, принятым при усталостных испытаниях шпилек.

УДК 621.43.016

*А.В. Тринёв, канд. техн. наук, А.Г. Косулин, канд. техн. наук,
В.Т. Коваленко, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, инж., Обозный С.В., инж.*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННОГО УЗЛА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ

Введение

В последнее время для моделирования теплонапряженного состояния (ТНС) деталей ДВС широкое распространение получили программные комплексы, использующие метод конечных элементов (МКЭ). Возможности этих комплексов позволяют существенно сократить затраты времени на подготовку исходных данных, необходимых для расчетного анализа, связанные, главным образом, с заданием геометрии исследуемой детали, разбивкой расчетной области на конечные элементы (КЭ), графическим сопровождением решения задачи. Однако определяющую роль в постановке задачи теплопроводности и механики, как и ранее, играют корректно заданные граничные условия, которые должны отображать реальные условия теплообмена и нагружения детали. Уточнить граничные условия можно

Выводы

1. Разработанная конструкция блока и головки блока обеспечивает надежность газового стыка.

2. Назначенные условия монтажа головки блока, обеспечивающие прочность силовых шпилек и повышенную надежность газового стыка, что было подтверждено последующей стендовой и объектовой эксплуатацией двигателей 2ДТ.

Список литературы:

1. Отчёт по теме "Исследование работоспособности газового стыка высокофорсированных двигателей", № Госрегистрации 75051601, ИНДМАШ АН Белоруссии, Минск, 1975 г.

только на основе результатов экспериментальных исследований и, в частности, термометрии.

Дополнительные сложности возникают при термометрии подвижных деталей, связанные с необходимостью использования прерывистого токосъема. Сложность эксперимента при этом еще более возрастает при термометрии переходного, сравнительно короткого по продолжительности процесса, что связано с необходимостью фиксировать одновременно через короткие промежутки времени (секунды) термо-э.д.с. от нескольких термодпар. В статье рассмотрен один из возможных вариантов решения поставленной задачи, практически реализованный в ходе стендовых испытаний быстроходного дизеля СМД – 18Н на кафедре ДВС НТУ "ХПИ".