

Если уровень не превышен или превышен незначительно, с достаточной степенью уверенности можно говорить о безотказной работе конструкции в течение всего срока эксплуатации. Допустимый отказ части крышек в этот период, связанный с различием температурного состояния, рассеянием исходных прочностных свойств материала и другими факторами, по ТУ не превышает 7%. Недостатками методики являются практическая ее неприменимость для проектируемых конструкций ввиду отсутствия данных по остаточной напряженности. Также следует отметить относительную сложность и дороговизну метода контроля остаточных напряжений, который связан с демонтажем партии деталей с дизеля и последующим их разрушением.

Таким образом, применение методов математического моделирования ТНДС крышки совместно со статистическими данными по сменности режимов работы дизелей в эксплуатации может быть использовано для оценки долговечности (работоспособности) крышек цилиндров двигателей с различными уровнями форсирования. Кроме того, расчетная методика позволяет предварительно оценить долговечность проектируемых конструкций, оценить эффект от применения новых материалов и введения технологических улучшений, а также оценить степень совершенства конструкции с точки зрения влияния на долговечность.

Литература

1. Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Мягков С.П. Особенности напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. - Двигателестроение №4 2006, с. 8-11
2. С. Тайра, Р. Отани. Теория высокотемпературной прочности материалов. М., Металлургия, 1986.
3. П.А. Павлов. Механические состояния и прочность материалов. Л., изд-во ЛГУ, 1980.
4. Л.И. Седов. Механика сплошной среды, т. II, М., изд-во «Наука», Главная редакция физико-математической литературы. 1976.
5. Москвитин В.В. Пластичность при переменных нагружениях. М., изд-во МГУ, 1965.
6. Н.Н. Малинин. Прикладная теория пластичности и ползучести. М., Машиностроение, 1968.

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРА ЦИРКУЛЯЦИИ ЖИДКОСТИ В ПОЛОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ КРЫШКИ ЦИЛИНДРА

Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Основным направлением снижения тепловой напряженности крышек цилиндров является повышение эффективности их охлаждения. Конструирование систем охлаждения ДВС развивается по пути повышения интенсивности теплоотдачи в охлаждающую среду за счет увеличения скорости циркуляции или увеличения площади теплоотдающей поверхности изменением ее конфигурации. Проточная часть при этом приобретает сложную конфигурацию, образуются зоны с различными скоростями движения охлаждающей жидкости, а также застойные зоны.

Наличие застойных зон и зон локального перегрева приводят к образованию трещин при большом количестве циклов и достаточно высоких температурах огневого днища со стороны газа.

Решению данной проблемы посвящено большое количество работ. Традиционно для определения граничных условий использовались эмпирические зависимости [1,2,3], которые рассматривают одномерные течения. Такой подход влечет плохой учет геометрии полости охлаждения и как следствие недостаточная точность расчета теплового состояния [4].

Математическая модель.

Для расчетов использовалась двухслойная $\kappa - \varpi$ модель Менстера [5,6]:

– Уравнение Неразрывности:

$$\nabla \cdot (\bar{u}) = 0$$

– Уравнение Рейнольдса:

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot \bar{u}) = -\nabla \bar{p} + [\mu + \mu_t] \cdot \nabla^2 \bar{v}$$

– Уравнение Тепловой энергии:

$$\nabla \cdot \left(\rho \cdot \bar{u} \cdot h_\Sigma - \frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla h - \lambda \cdot \nabla T \right) = 0$$

– Уравнение турбулентной кинетической энергии:

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot k_t) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{t3}} \right) \nabla k_t \right] + \mu_t \cdot \Phi - \beta' \cdot \rho \cdot k \cdot \varpi$$

– Уравнение для частоты диссипации турбулентных вихрей:

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot \varpi) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varpi 3}} \right) \nabla \varpi \right] + (1 - F_1) \cdot 2\rho \frac{1}{\sigma_{\varpi 2} \cdot \varpi} \nabla k \cdot \nabla \varpi + \alpha_3 \cdot \frac{\varpi}{k} \mu_t \cdot \Phi - \beta_3 \cdot \rho \cdot \varpi^2$$

Для констант модели используется следующее соотношение, которое позволяет объединить $\kappa - \varpi$ Вилкокса и $\kappa - \varepsilon$ модель:

$$g_3 = F_1 \cdot g_1 + (1 - F_1) \cdot g_2$$

где F_1 связующая функция, которая у стенки принимает значение равное единице, а при приближении к границе пограничного слоя стремится к нулю.

Уравнение тепловой энергии, решаемое для твердого тела:

$$\nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T) = 0$$

Записанные уравнения образуют систему, замыкание которой, происходит уравнением:

$$\mu_t = \rho \cdot \frac{\kappa}{\varpi}$$

Исследование движения жидкости.

В работе рассматривается два варианта подвода жидкости в полость охлаждения.

В базовом жидкость, сталкиваясь с горизонтальной перегородкой, либо теряет большую часть кинетической энергии, включаясь в вихревое движение (рис.1), либо в ядре потока уходит в верхнюю полость. Это уменьшает приток жидкости к перемычкам, образуя застойные зоны.

Из рисунка (рис.2, а.) видно в районе пускового клапана наблюдается застой жидкости, вызывающий местный перегрев крышки цилиндра.

Наиболее благоприятные условия работы создаются в районе верхнего впускного канала, который по всей высоте активно омывается потоком жидкости. В неблагоприятных условиях находятся нижний выпускной и нижний впускной каналы. Течение вокруг них незначительно до высоты порядка половины высоты нижней полости. Образовавшиеся вторичные вихри блокируют теплообмен, ведя к необоснованному перегреву крышки.

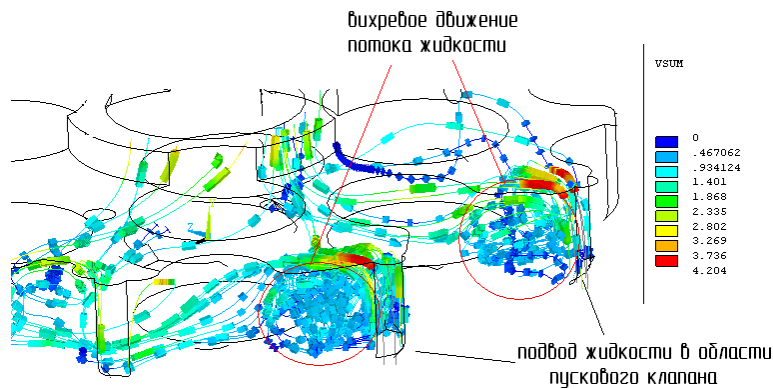


Рис.1. Траектория движения и скорости (м/с) жидкости вблизи пускового клапана.

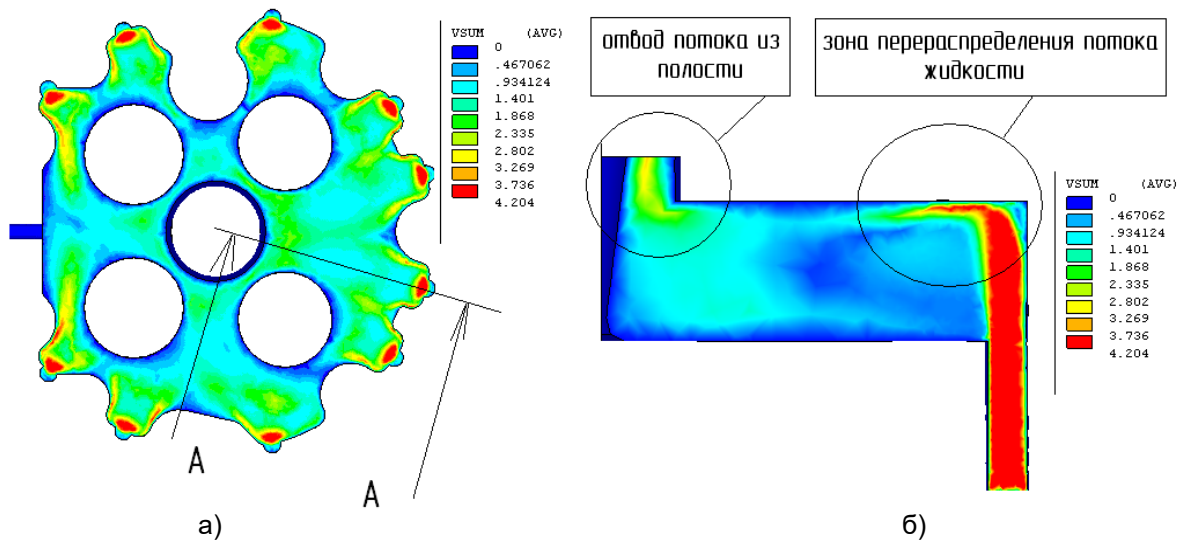


Рис.2. Распределение скорости (м/с) жидкости: а – на высоте 40 мм от теплоотдающей поверхности днища крышки; б – в сечении А–А.

В неблагоприятных условиях находятся нижний выпускной и нижний впускной каналы. Течение вокруг них незначительно до высоты порядка половины высоты нижней полости. Образовавшиеся вторичные вихри блокируют теплообмен, ведя к необоснованному перегреву крышки.

Модификация заключается в изменении направления подвода охлаждающей жидкости в полость крышки цилиндра.

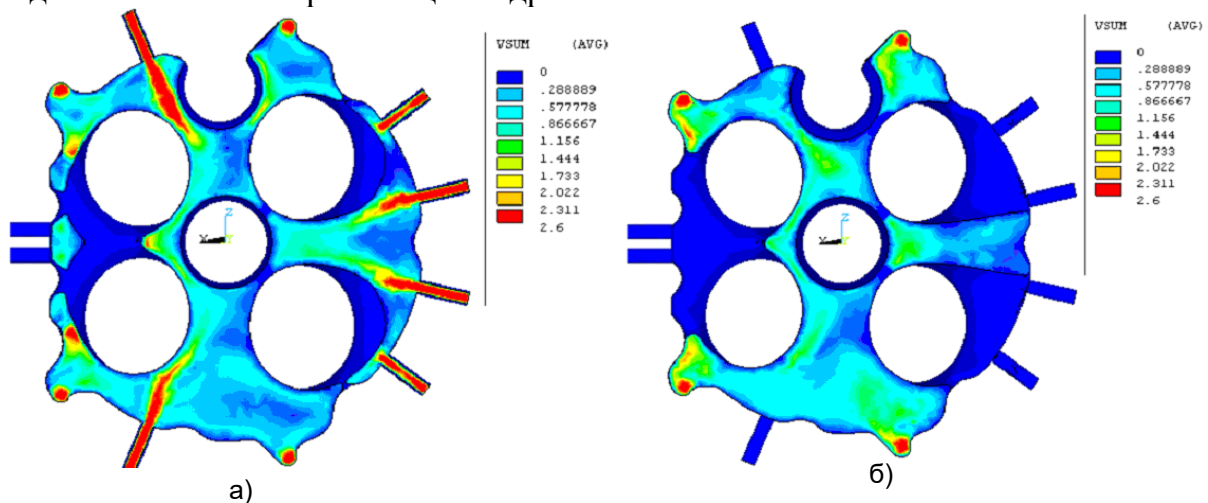


Рис. 3. Распределение скорости (м/с) жидкости по высоте от теплоотдающей поверхности днища крышки: а – 30мм; б – 40мм.

Расчет показал изменение в движении жидкости в полости (рис.3, а.). Заметно улучшение в омывании каналов, что способствует интенсификации теплоотвода.

Модификация позволила увеличить скорость жидкости и уменьшить количество застойных зон, снижая завихренность потока в районах подвода жидкости (рис.3, б.). Сравнение характера течения приведено на рисунке 4.

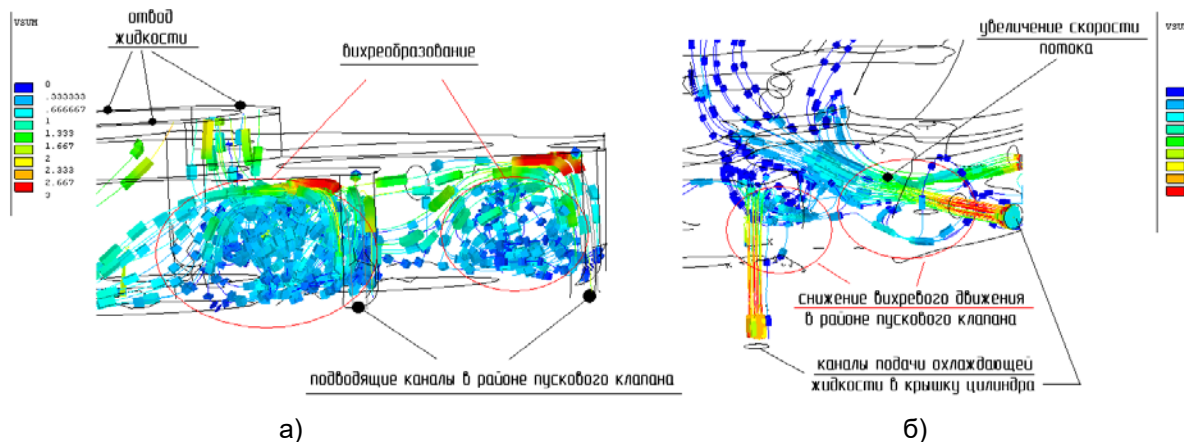


Рис. 4.Сравнение движения жидкости:
а – базовый вариант; б – после модификации.

Модификация позволила избавиться от нежелательных вторичных вихрей в зонах подвода, как следствие в полости возросла скорость циркуляции охлаждающей жидкости. При этом удалось избежать изменения проточной части что могло бы привести к росту потерь на преодоление гидравлического сопротивления охлаждающего контура.

Сопряженный расчет теплового состояния крышки цилиндра.

Расчет теплового поля базовой модификации крышки цилиндра показал, что в области перемычки между выпускными каналами температура достигает 610 [K] (рис.8) Высокая температура может вызывать пластические деформации, которые, накапливаясь при большом количестве циклов, приводят к образованию трещин.

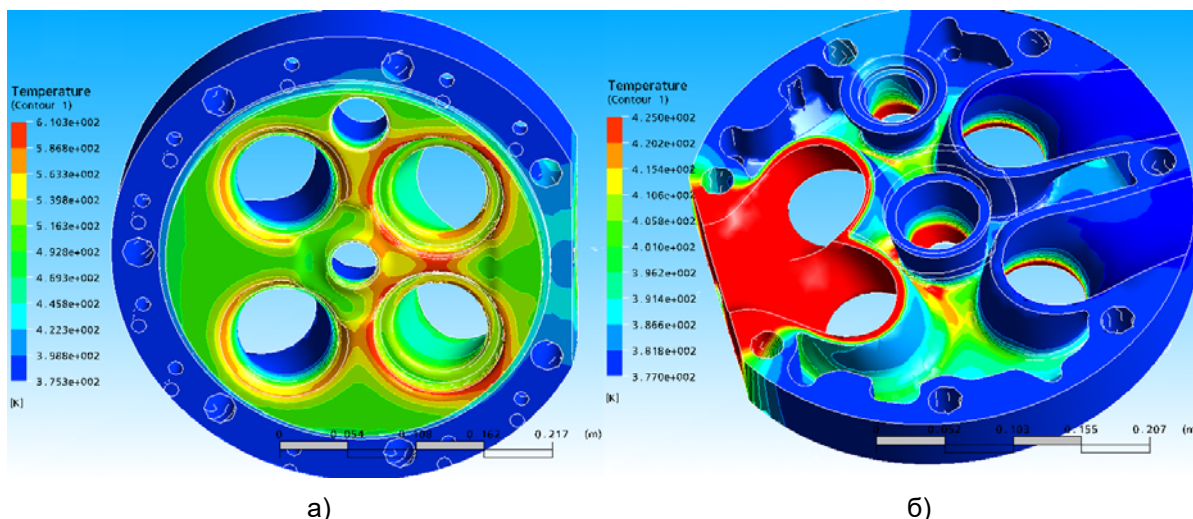


Рис.5. Распределение температур (K) по огневому днущу крышки цилиндра: а – со стороны тепловоспринимающей поверхности, б – с теплоотдающей стороны.

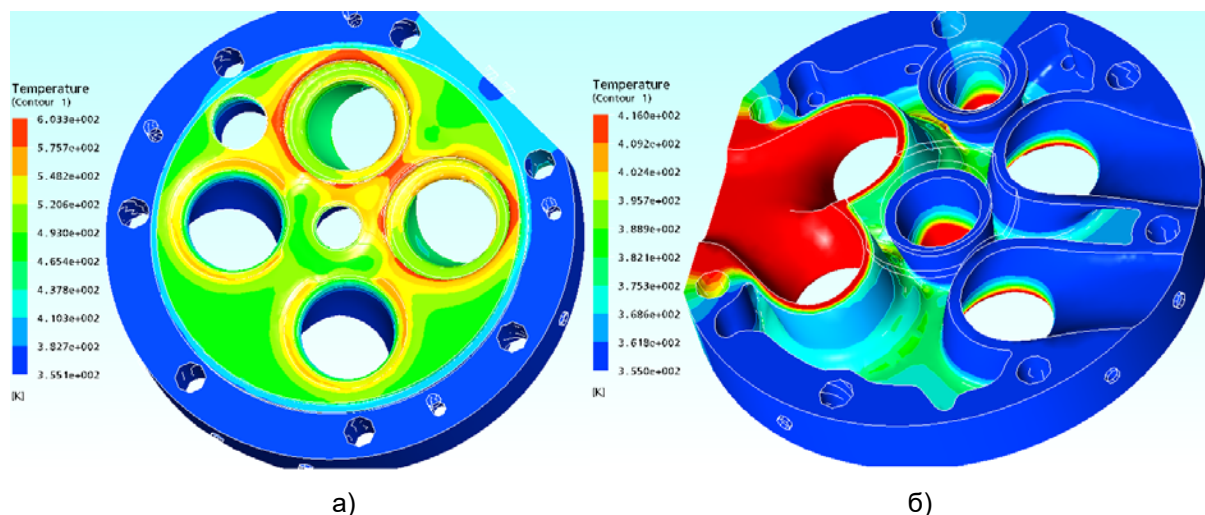


Рис.6. Распределение температур (К) по огневому днищу крышки цилиндра, а – со стороны тепловоспринимающей поверхности, б – со стороны теплоотдающей стороны.

Расчета теплового состояния модифицированной крышки цилиндра показал уменьшение температуры во всех контролируемых точках (рис.6), что говорит об эффективности проведенной модификации.

Таблица 1. Характерные температуры [K].

Номер контрольной точки		1	2	3	4
Базовая модель	Огневое днище	586	501	573	596
	Теплоотдающая поверхность	420	384	413	403
Модифицированная модель	Огневое днище	575	479	548	586
	Теплоотдающая поверхность	406	363	376	421

Результаты сравнения представлены в *таблице 1*. Значительное снижение температуры по теплоотдающей поверхности обусловлено изменением характера течения и снижением завихренности потока.

На рис. 7 представлено сравнение температурного состояния межклапанной перемычки.

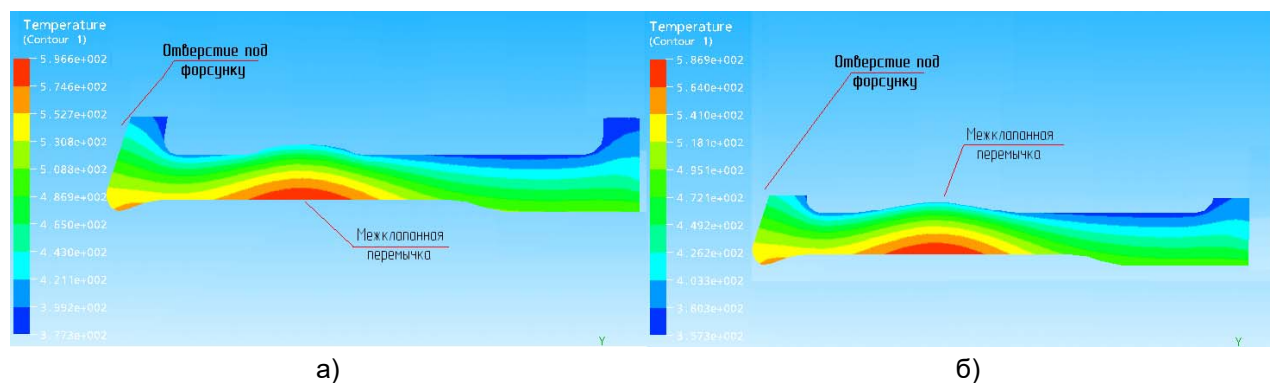


Рис.11. Распределение температур (К) в межклапанной перемычке: а – базовый вариант, б – после модификации.

Наиболее благоприятные условия работы создаются в районе верхнего впускного канала, который по всей высоте активно омывается потоком жидкости. В не-

благоприятных условиях находятся нижний выпускной и нижний впускной каналы. Течение вокруг них незначительно до высоты порядка половины высоты нижней полости. Образовавшиеся вторичные вихри блокируют теплообмен, ведя к необоснованному перегреву крышки.

Получены следующие результаты:

- в базовом варианте крышки определены застойные зоны, приводящие к перегреву днища крышки;
- решена сопряженная задача определения температурного поля крышки цилиндра;
- учет процессов переноса в охлаждающей жидкости позволил подтвердить эффективность проведенной модификации, это говорит о целесообразности дальнейшего использования сопряженных расчетов при проектировании.

Литература:

1. Стефановский Б.С. Исследования локальных граничных условий теплонапряженных деталей поршневых двигателей. – Ярославль: Дис... д.т.н., 1974. – 300с.
2. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. - Л.: Машиностроение, 1975. – 224с.
3. Лабунцов Д.А. Теплоэнергетика, 1960, №5, с.79 – 81, №7, с. 76 – 80.
4. Мягков Л.Л., Стрижов Е.Е., Маластовский Н.С. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра дизеля с учетом течения жидкости в полости охлаждения. Труды 16 Школы – семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках» – М.: Издательский дом МЭИ, 2007г.-С.
5. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. – Балт. гос. техн. ун – т. СПб., 2001. 108 с.
6. Лаундер Б.Э. Сполдинг Д.Б. Лекции по математическим моделям турбулентности. – М.: Технический перевод, 1976. – 175с.

ДВС КАК ЗЕРКАЛО И СТИМУЛЯТОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОГРЕССА

Эфрос В.В. (Владимирский государственный университет)

Первый ДВС, пригодный для практической эксплуатации, построен Этьеном Ленуаром в 1860 г. Это был двигатель, работавший на светильном газе с воспламенением от электрической искры при КПД близком к КПД паровой машины (4,0 – 4,5%). Патент на него содержал принцип всасывания в цилиндр воздуха и газа, а также прообраз испарительного карбюратора. Двигатель Ленуара естественно был создан на базе предшествующих теоретических и практических достижений (Ньютон, Торичелли, Паскаль, Геррике, Гюйгенс, Ползунов, Севери, Уатт, Мердок, Карно).

Революционным шагом к массовому использованию ДВС, явился изготовленный в 1876 г. четырехтактный двигатель Н. Отто (КПД 9-12 %, удельные мощности в 10 раз более высокие, чем у двигателя Ленуара). В двигателях Отто впервые реализовано воспламенение сжатой в цилиндре рабочей смеси. Развитие бензиновых двигателей было стремительным – в 1880-1890 г.г. их мощность достигла 400 кВт, что привело к активному расширению использования ДВС в машинах раз-