УДК 621.436.2

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГОЛОВОК ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЕЙ

Гоц А.Н., Клевцов В.С.

ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых» (ВлГУ), Владимир, e-mail: hotz@mail.ru, ehanic2221@rambler.ru

При работе дизеля в деталях, окружающих камеру сгорания, возникают напряжения от действия силовой нагрузки, а также температурные напряжения, которые являются преобладающими. В период создания и доводки опытного образца поршневого двигателя основное внимание должно быть направлено на прогнозирование долговечности теплонапряженных деталей. Для этого необходимо выбрать такие модели для расчета теплонапряженного состояния, которые позволили бы с большой эффективностью найти долговечность головки цилиндров. Рассмотрены модели разрушения теплонапряженных деталей поршневых двигателей, а также проанализированы границы применения этих моделей для определения термоусталостной прочности. Проведен анализ ускоренных испытаний головок цилиндров для определения долговечности. В работе также проведен обзор и оценка предлагаемых критериев термоусталостной прочности с целью использования их при подготовке методики прогнозирования долговечности.

Ключевые слова: ускоренные испытания, коэффициент ускорения, трещина, усталостное разрушение

FORECASTING DURABILITY OF DIESEL CYLINDER HEADS

Gots A.N., Klevtsov V.S.

Federal Budget Educational Institution of Higher Education «Vladimir State University named after Alexander G. and Nicholas G. Stoletovs» (Vladimir State University), Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru, ehan-ic2221@rambler.ru

Of the diesel in the parts surrounding the combustion chamber, any tension from the action of power loads and thermal stresses that are prevalent. During the creation and debugging of a prototype of a piston engine, the main attention should be focused on the prediction of durability of heat-stressed parts. It is necessary to choose those models for calculation of heat-stressed condition, which would allow with high efficiency to find the durability of the cylinder head. Considered models of the fracture of heat-stressed parts of piston engines and also analyze the boundaries of application of these models to determine termousadochnoe strength. The analysis of the accelerated tests of cylinder heads for determination of durability is carried out. The paper also reviewed and evaluated the proposed criteria for thermal fatigue strength for the purpose of using them in preparing a methodology for predicting the durability of the cylinder head of a reciprocating engine.

Keywords: accelerated testing, acceleration factor, crack, fatigue failure

При работе дизеля в деталях, окружающих камеру сгорания (КС), возникают напряжения от действия силовой нагрузки, а также температурные напряжения, которые являются преобладающими [1]. Поэтому при расчете головки цилиндров (ГЦ) методом конечных элементов (МКЭ) необходимо учитывать действующие на неё следующие нагрузки [1]:

- максимальное давление газов в цилиндре p_z на расчетном режиме (максимального крутящего момента или номинальном режиме) [2];
- усилия от затяжки шпилек (болтов) крепления головки цилиндра [3];
- давления в сечениях ГЦ от запрессовки седел и втулок клапанов (радиальные и окружные напряжения определяются в соответствии с натягами по технической документации);
- температурные напряжения, вызванные деформациями на огневом днище от перепада температур.

Цель исследования

Оценить предлагаемые критерии термоусталостной прочности, а также методы расчета с целью использования их при подготовке методики прогнозирования долговечности ГЦ поршневого двигателя.

Определение нагрузок, действующих в сечениях головки цилиндров

Максимальное давление сгорания p_z определяется по результатам расчета циклов на двух режимах – номинальном и режиме максимального крутящего момента или по результатам индицирования после стендовых испытаний [4, 5]. При расчете МКЭ после разработки конечно-элемент-

ной модели (КЭМ) давление p_z прикладывается к узловым точкам КЭМ на огневой поверхности ГЦ.

Усилие затяжки шпилек крепления ГЦ устанавливают из условия плотности стыка. Поскольку в технической документации устанавливается момент затяжки (момент на ключе), то усилие затяжки определяется по приближенной формуле [6]:

$$Q_0 = M_{кл} / (fd), \quad (1)$$

где $M_{кл}$ – момент на ключе, Н·м; $f \approx 0{,}18\ldots0{,}2$ [6] – безразмерный коэффициент, учитывающий потери на трение в резьбе и на торце гайки; d – наружный диаметр резьбы, м.

При расчете МКЭ сосредоточенная сила Q_0 заменяется распределенной нагрузкой, действующей в поперечном сечении условного полого цилиндра с наружным диаметром [6]

$$d_н = a + l\,\mathrm{tg}\alpha, \quad (2)$$

где a – внешний диаметр опорной поверхности гайки; l – толщина опорной поверхности головки; $\mathrm{tg}\alpha = 0{,}4\ldots0{,}5$ (α – угол, составленный образующей конуса давления с осью) [6].

При запрессовке седел и втулок клапанов в ГЦ на опорных поверхностях ее возникает радиальное давление [7]:

$$p = \frac{\delta / d}{\frac{1}{E_1}\left(\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} - \mu_1\right) + \frac{1}{E_2}\left(\frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} + \mu_2\right)}, \quad (3)$$

где δ – натяг, м; d – диаметр посадочной поверхности втулки; d_1 – внутренний диаметр запрессовываемой втулки; $k_1 = d_1/d$ – отношение диаметров втулки; E_1, μ_1 – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала втулки соответственно; d_2 – внешний диаметр охватываемой детали головки цилиндра (выбирается по толщине перемычек); $k_2 = d_2/d$; E_2, μ_2 – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала ГЦ соответственно.

Обзор критериев термоусталостной прочности

Для расчета МКЭ температурных напряжений после разработки КЭМ, выбора граничных условий и решения задачи нестационарной теплопроводности определяется распределение температур в объеме ГЦ, что позволяет найти узловые значения компонентов тензора напряжений в сечениях ГЦ [8–11].

При сложном напряженном состоянии интенсивность амплитуд переменных напряжений определяется по формуле [8]:

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_{xa}-\sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya}-\sigma_{za})^2 + (\sigma_{za}-\sigma_{xa})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{zxa}^2)}, \quad (4)$$

где σ_{xa}, σ_{ya}, σ_{za}, τ_{xya}, τ_{xza}, τ_{yza} – амплитуды нормальных и касательных напряжений переменного цикла нагружений.

Как показали расчеты σ_{ia} от температурные напряжения почти в 3,5 раза выше, чем от механического нагружения [9].

При работе поршневого двигателя в сечениях ГЦ с учетом указанных выше усилий могут возникать трещины в наиболее напряженных сечениях – в межклапанных перемычках на огневой поверхности, в перемычке между клапаном и форсуночным отверстием ГЦ и т.д.

Из детерминированной модели усталостной долговечности при нестационарном нагружении определяется суммарное число циклов N_Σ^* до разрушения [6]:

$$N_\Sigma^* = a\left(\sum_{i=1}^{m} \frac{q_i}{\overline{N}_i^*(\sigma_{aei}, T_i)}\right)^{-1}, \quad (5)$$

где m – число режимов нагружения; $q_i = N_i / N_\Sigma^*$ – относительная длительность i-го режим; N_i – количество циклов нагружения на произвольном i-м режиме; $\overline{N}_i^*$ – среднее число циклов до разрушения при работе на i-м режиме; $\sigma_{aei} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}\sigma_{ia} + \psi_\sigma \sigma_{1m}$ – эквивалентное напряжение; K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε – масштабный фактор; β – коэффициент поверхностного слоя; ψ_σ – коэффициент постоянных напряжений; σ_{1m} – наибольшее постоянное напряжение цикла (первое главное напряжение); T_i – амплитуда переменных напряжений и температура на i-м режиме.

Показатель a в уравнении (5) зависит от материала ГЦ и структуры нагружения и обычно принимается в пределах $a = 0{,}5\ldots2$. Для подтверждения зависимости (5) необходимо проведение экспериментальных исследований.

Модель (5) используется при определении многоцикловой долговечности при нестационарном нагружении.

Детерминированные модели малоцикловой долговечности рассмотрены в работе [1]. Разрушения малоцикловой усталости происходят в зонах концентрации деформаций и напряжений при упругопластических деформациях.

Как правило, если возникновение трещин в сечениях ГЦ происходит в результате циклического нагружения от действия изменяющейся температуры цикла, то оценку долговечности ГЦ нужно проводить по критериям термоусталостной прочности [1–5].

Детерминированную модель малоцикловой долговечности при нестационарном нагружении рекомендуется использовать в виде [6, 10–14]:

$$N_{\Sigma}^{*} = a_{mt}\left(\sum_{i=1}^{m}\frac{q_i}{\overline{N}_i^{*}(K_{\sigma i}\varepsilon_{ai},T_i)}\right)^{-1}, \qquad (6)$$

где $K_{\sigma i}, \varepsilon_{ai}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений и амплитуда деформаций на i-м режиме; a_{mt} – показатель, зависящий от материала и структуры нагружения, деформаций и температуры на i-м режиме. Остальные обозначения приведены в зависимости (5).

Как отмечено в работе [6], линейное суммирование повреждений ($a \le 1$) можно использовать при описании мягкого нагружения. В этом случае модели малоцикловой усталости совпадают с моделями усталости.

Отметим, что использовать экспериментальные данные по материалам при использовании моделей (5) и (6) необходимо с учетом следующих обстоятельств. Механические характеристики материала, полученные при термической малоцикловой усталости, отличаются от данных, полученных при механической малоцикловой усталости [13, 14].

Проверка адекватности математических моделей может быть проведена на безмоторном стенде, на котором можно уточнить граничные условия при расчетах МКЭ.

Результаты исследования и их обсуждение

Во Владимирском государственном университете на кафедре ТД и ЭУ были разработаны методики прогнозирования долговечности и ускоренных испытаний ГЦ дизеля воздушного охлаждения и стенд для ее реализации [15]. Критерием долговечности было число нагружений до появления трещин в межклапанной перемычке, а также в перемычке между клапаном и форсуночным отверстием ГЦ. Поскольку при расчетах было выявлено, что термическое нагружение больше чем в 3 раза превышает механическое нагружение, то огневая поверхность ГЦ дизеля воздушного охлаждения нагревалась галогенными лампами по определенным циклам для имитации нестационарного нагружения. Число циклов до появления трещины определенной длины фиксировалось. В ходе испытаний удалось установить, что появление трещин длиной 0,5…1 мм произошло на межклапанных перемычках после 3670…3830 циклов. Рост трещин происходил со стороны выпускного канала. Полное разрушение межклапанных перемычек произошло через 430…500 циклов после появления трещин. Долговечность головок для тракторов классов тяги 9 кН и 14 кН представлена в таблице.

Результаты испытаний ГЦ

Класс тяги трактора, кН	$N_в$	$N_э$	$К_{1н}$
9	401640	3670	109
14	314980	3830	82

Примечание. $N_в$ – долговечность ГЦ вычисленная; $N_э$ – долговечность ГЦ, полученная в результате эксперимента на БС; $К_{1н}$ – коэффициент ускорения по наработке.

Полученные результаты позволили определить долговечность ГЦ за достаточно короткий срок посредством ускорения времени испытаний – в 82 раза для тракторов класса тяги 14 кН и в 109 раз для тракторов класса тяги 9 кН.

Выводы

Математическая модель прогнозирования долговечности ГЦ позволяет определить долговечность ГЦ еще на стадии проектирования, тем самым уменьшая время доводки двигателя на стадии опытных образцов. Вместе с этим, благодаря ускоренным испытаниям на безмоторном стенде, можно относительно быстро (с коэффициентом ускорения 82...109) определить время наработки на отказ, подтвердить адекватность математической модели прогнозирования надежности.

Список литературы

1. Гоц А.Н., Глинкин С.А. Прогнозирование долговечности поршней двигателей внутреннего сгорания: монография. – Saarbrucken: LAP LAMBERT Academic Publishing RU, 2017. – 149 с.

2. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник для вузов / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2010. – 495 с.

3. Иванченко А.Б., Глинкин С.А. Прочностной анализ поршня перспективного дизеля типа ЧН 10,5/12 // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы X Междунар. науч.-практ. конф. Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2010. – С. 73–74.

4. Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю. Расчет согласованных стационарных полей температур узла крышка цилиндра-клапаны двигателя внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов // Двигателестроение. – 2014. – № 2. – С. 3–7.

5. Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю. 3-D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндро-поршневой группы двигателей

внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов // Двигателестроение. – 2013. – № 4. – С. 3–8.

6. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

7. Гоц А.Н. Численные методы расчета в энергомашиностроении: учебное пособие. – М.: ФОРУМ: инфра-м, 2015. – 352 с.

8. Гоц А.Н., Иванченко А.Б., Прыгунов М.П., Французов И.В. Моделирование теплонапряженного состояния головки цилиндра тракторного дизеля воздушного охлаждения // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 6–5. – С. 1061–1067.

9. Гоц А.Н., Клевцов В.С., Прыгунов М.П. Безмоторные стенды для исследования головок цилиндров дизелей на надежность // Фундаментальные исследования. – 2016. – № 10–1. – С. 31–36.

10. Гайворонский А.И., Кавтарадзе Р.З. Расчет теплообмена в камере сгорания быстроходного газового двигателя / Р.З. Кавтарадзе // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008. – № 5. – С. 30–31.

11. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Методика расчета согласованных температурных полей крышки цилиндра с клапанами // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, серия Машиностроение. 2012. – Спец. выпуск № 7 «Теория и практика энергетического и транспортного машиностроения». – С. 82–91.

12. Зарубин В.С. Расчет теплонапряженных конструкций / В.С. Зарубин, И.В. Станкевич. – М.: Машиностроение, 2008. – 368 с.

13. Чайнов Н.Д., Гришин Д.К., Вальехо Мальдонадо, Лодня В.А. Математическое моделирование теплового состояния головки высокооборотного малоразмерного дизеля с непосредственным впрыскиванием // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 8.– С. 28–30.

14. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования / Б. Поспишил, А.Л. Квитка, Г.Н. Третьяченко и др. – Киев: Наук. думка, 1987. – 216 с.

15. Гоц А.Н., Прыгунов М.П., Французов И.В., Клевцов В.С., Сысоев С.Н. Стенд для исследования теплонапряженного состояния головки цилиндров двигателя внутреннего сгорания // Патент России № 142963. 2014. Бюл. № 19.