

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

д.т.н. Гоц А.Н., Клевцов В.С.

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

В двигателе внутреннего сгорания (ДВС) в головке цилиндров и поршне возникают напряжения от действия переменной газовой силы и от переменной температуры вследствие сгорания топлива в камере сгорания, при этом температурные напряжения намного превышают напряжения от силовой нагрузки. Поэтому на стадии проектирования новой конструкции ДВС проводят расчет на долговечность теплонапряженных деталей, так как они лимитируют надежность поршневого двигателя. В работе рассмотрена методика выбора исходных данных при расчете теплового и напряженно-деформированного состояния головки цилиндра дизеля с использованием метода конечных элементов и с помощью программного комплекса Solid Works. Описаны этапы создания и подготовки твердотельной модели головки цилиндра для создания конечно-элементной модели на примере дизеля 8ЧН12/13 (КамАЗ 740.75-440). Рассмотрены основные нагрузки, действующие на головку цилиндров в период сборки: усилия от запрессовки седел и втулок клапанов, а также от затяжки болтов крепления головки к блок-картеру. Форма элементов для конечно-элементной модели головки цилиндров выбиралась из условия уменьшения расчетного времени. Этому условию подходили форма конечного элемента в форме тетраэдра с четырьмя узловыми точками. Эти элементы позволяли уменьшить расчетную сетку в сечениях, например, концентрации напряжений. Показано, что высокочастотные колебания температуры, которые возникают вследствие протекания рабочего процесса поршневого двигателя, не оказывают влияния на термпрочность головки цилиндра, а влияние оказывают высокочастотные колебания температуры вследствие изменения режимов работы двигателя. Приведены изменения основных характеристик алюминиевого сплава, из которого изготовлена головка цилиндров, при изменении температуры и при циклических термомеханических нагружениях низкой частоты. Показано, что при повышении температуры снижается предел выносливости материала при нагружениях низкой частоты.

Ключевые слова: головка цилиндров, тепловое состояние, напряженно-деформированное состояние, дизель, конечный элемент, алюминиевый сплав.

Введение

При работе транспортного дизеля на неустановившихся режимах в головке цилиндров и поршне возникают напряжения не только от переменной газовой силы, но и переменные температурные напряжения, вызванные перепадом температур в отдельных сечениях этих деталей, так как тепловое состояние в камере сгорания изменяется во времени. Отметим, что как показывают расчеты [1] часто температурные напряжения теплонапряженных деталей на порядок превышают напряжения от силовых нагрузок. Поэтому на стадии проек-

тирования нового поршневого двигателя с заданными в техническом задании показателями долговечности расчету именно долговечности головки цилиндров или поршня уделяется большое внимание.

Рассмотрим методику выбора исходных данных при расчете теплового и напряженно-деформированного состояния головки цилиндра транспортного дизеля с использованием метода конечных элементов и с помощью программного комплекса Solid Works с учетом характера нагружения при сборке, а также в условиях эксплуатации.

Цель исследования

Предложить методику выбора исходных данных при расчете теплового и напряженно-деформированного состояния головки цилиндров транспортного дизеля жидкостного охлаждения с учетом нагрузок, возникающих от запрессовки седел и втулок клапанов, установки форсунок, закрепления головки при сборке, а также при работе дизеля в эксплуатации.

Предлагаемый метод исследований

Так как расчет проводится в программных комплексах SolidWorks [2, 3], то перед построением конечно-элементной модели (КЭМ) необходимо построить твердотельную 3D модель головки цилиндров (ГЦ). Построение 3D модели ГЦ может проводиться тремя способами: прямым, обратным и комбинированным. Прямой способ состоит в построении твердотельной модели по чертежам ГЦ. Обратный – в определении размеров и построении 3D модели по готовому изделию. Поскольку ГЦ представляет собой сложную пространственную деталь, имеющую разветвленную внутреннюю геометрию (полости охлаждения, впускные/выпускные каналы, масляные магистрали), то для наиболее точного построения твердотельной модели необходимо знать точнее размеры внутренних полостей. Рассмотрим подробнее комбинированный способ определения параметров на примере ГЦ дизеля 8ЧН12/13 (КамАЗ 740.75-440). Габаритные размеры и размеры надстройки ГЦ берутся с чертежей. Для уточнения геометрии внутренних полостей головку необходимо разрезать на несколько горизонтальных слоев. При этом нужно иметь в виду, что режущий инструмент имеет собственную толщину, которую необходимо учитывать и компенсировать при построении 3D модели. В противном случае результирующие размеры и геометрия будут искажены. В то же время увеличение количества разрезов позволяет более точно смоделировать внутренние полости ГЦ, внося при этом погрешность из-за экстраполяции вырезанного материала. При построении 3D модели на основе метода реверс-инжиниринга особое внимание следует уделять расположению и корректности постановки размеров мелких фасок, скруглений, автоматически построенных поверхностей (операция вытягивание по сечениям с кривой образующей [2, 3]). Также следует обращать внимание на элементы нулевой толщины.

На рис. 1 приведены этапы создания твердотельной модели ГЦ дизеля 8ЧН12/13 обратным способом – путем разреза на пять слоев.

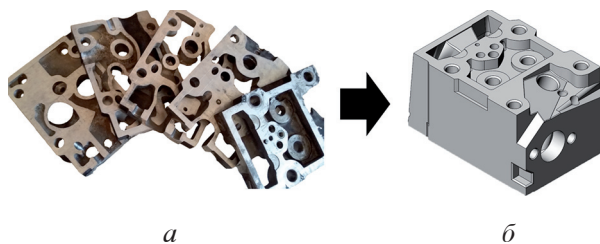


Рис. 1. Результат построения твердотельной модели:
а – разрезанная на 5 слоев ГЦ,
б – твердотельная 3D модель ГЦ

На основе созданной твердотельной трехмерной модели (см. рис. 1, б) с использованием программного комплекса КЭ-моделирования SolidWorks Simulation строится конечно-элементная модель (КЭМ) ГЦ. Как показал опыт использования МКЭ при расчете ГЦ дизеля воздушного охлаждения [1], наиболее целесообразно использовать в КЭМ четырехузловые тетраэдры (рис. 2), применение которых способствует уменьшению расчетного времени по сравнению с другими КЭ [1, 2], а также позволяет более точно описывать геометрию ГЦ по сравнению с гексаэдрами или пентаэдрами (восьми и шести узловыми элементами).

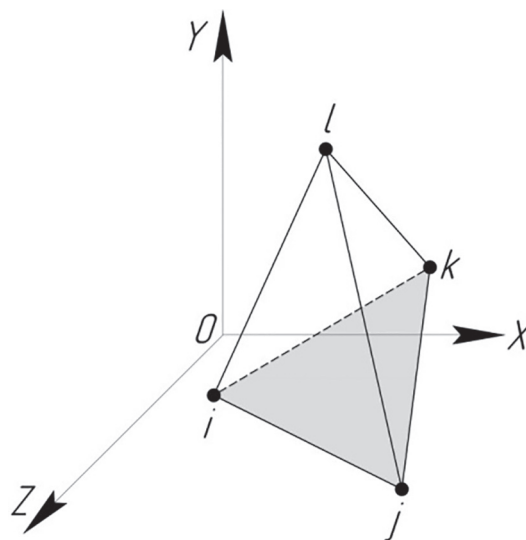


Рис. 2. Четырехузовой тетраэдр для КЭ

При построении КЭМ необходимо уменьшить размер сторон КЭ в местах концентрации напряжений (межклапанная перемычка, перемычка между трубопроводами и отверстием для установки форсунки и т.д.) и в сечениях

резкого перепада температур. После построения КЭМ ГЦ дизеля 8ЧН 12/13 (740.75-440) состоит из 28 005 конечных элементов и 47 347 узловых точек (рис. 3).

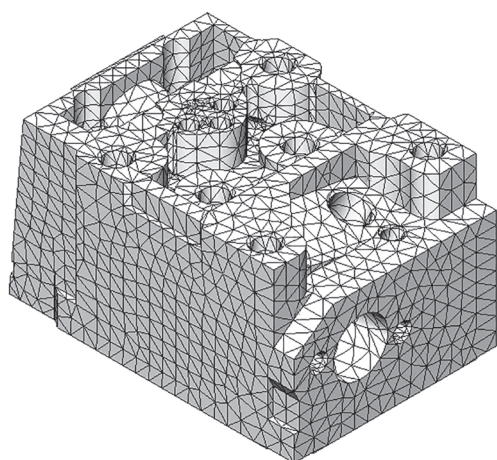


Рис. 3. Конечно-элементная модель ГЦ

Для определения максимальной температуры цикла нагружения необходимо задать характеристики материала, из которого изготовлена ГЦ. В данном конкретном случае ГЦ изготавливается из алюминиевого сплава АК9ч (АЛ4).

Для проведения расчетов теплонапряженного деформированного состояния (ТНДС) необходимо знать не только основные характеристики материала, но также законы изменения этих характеристик в зависимости от температуры. Изменения модуля упругости E , пределов прочности σ_b и текучести $\sigma_{0,2}$, коэффициентов линейного теплового расширения и теплопроводности а также массовой теплоемкости C от температуры T приведены в табл. 1 [4].

Плотность $\rho = 2650 \text{ кг/м}^3$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,33$.

Механические свойства алюминиевого сплава АК9ч (АЛ4) существенно ухудшаются при нагреве с 300 до 423 °К. Предел прочности σ_b уменьшается с 317 МПа до 292 МПа, предел текучести – с 170 МПа до 130 МПа, а модуль упругости E – с $0,72 \cdot 10^5$ МПа до почти $0,66 \cdot 10^5$ МПа [3] (рис. 4). Все это приводит к резкому снижению долговечности ГЦ.

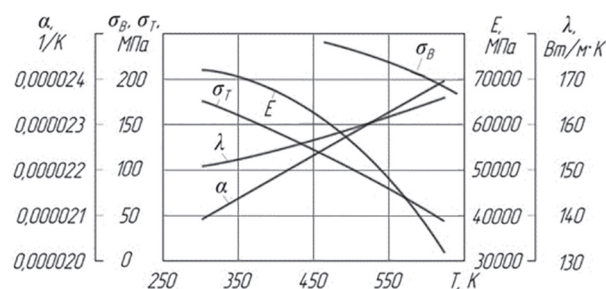


Рис. 4. Изменение свойств сплава АК9ч (АЛ4) при изменении температуры

Коэффициент теплового расширения и коэффициент теплопроводности в меньшей степени зависят от температуры.

На рис. 5 приведены графики малоцикло-вой усталости алюминиевого сплава при изменении температуры испытываемых образцов. Так как ГЦ испытывает при работе двигателя в реальных условиях термомеханические нагружения низкой частоты, то результаты, приведенные на рис. 5, могут быть использованы при расчете долговечности ГЦ. Правомерность использования этих данных для условий бы-строходных дизелей обоснована в работе [4].

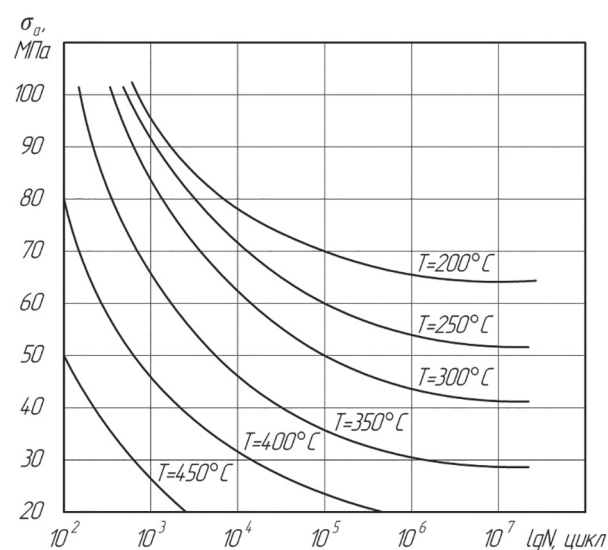


Рис. 5. Усталостные кривые для сплава при циклических термомеханических нагружениях низкой частоты (1/30 Гц)

Изменение физико-механических свойств алюминиевого сплава АК9ч (АЛ4)

$T, ^\circ\text{K}$	$E, \text{МПа}$	$\sigma_b, \text{МПа}$	$\sigma_{0,2}, \text{МПа}$	$\alpha, 1/\text{K}$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{K})$	$C, \text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{K})$
293,16	72000	317	170	0,0000209	152	714
373,16	66900	307	150	0,0000217	155	755
423,16	66500	292	130	0,0000221	156	776

Таблица 1

Разделим условно все напряжения, возникающие в сечениях ГЦ от сборки до работы двигателя в эксплуатации на напряжения, вызванные механическим воздействием, а также вызванные перепадом температур:

а) напряжения, вызванные механическим воздействием на ГЦ:

- запрессовка седел и втулок клапанов;
- затяжка гайки или болта крепления форсунки;
- затяжка болтов или шпилек крепления ГЦ;
- газовой силы;

б) напряжения, вызванные перепадом температур в сечениях ГЦ.

Рассмотрим более подробно, как определить напряжения, вызванные механическим воздействием на ГЦ.

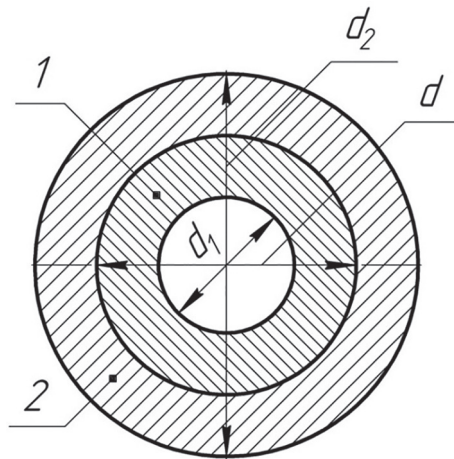


Рис. 6. Сопряжение при запрессовке двух цилиндрических деталей:

1 – внутренняя деталь; 2 – внешняя деталь

При запрессовке седел и втулок клапанов на ГЦ оказывает контактное давление, так как они соединяются при горячей посадке, при этом внешние диаметры седел и втулок клапанов больше диаметра отверстия в ГЦ, куда устанавливаются эти детали (рис. 6). Запрессовка может осуществляться под давлением или за счет разности температур деталей 1 и 2 (см. рис. 6). После запрессовки на внутренней поверхности детали 2 (ГЦ) возникает контактное давление, величину которого можно определить, используя решение Ламе [5, 6], поскольку сопрягаемые детали имеют одинаковую длину. Так как седла и втулки клапанов изготовлены из серого чугуна, а ГЦ – из алюминиевого сплава, то на контактной поверхности возникает дополнительное контактное давление за счет разности $\alpha_{\text{Ал}}$ и $\alpha_{\text{Сч}}$ – коэффициентов линейного тем-

пературного расширения алюминиевого сплава и серого чугуна соответственно. Окончательно контактное давление p на поверхности ГЦ (см. рис. 6 – деталь 2) равно [6]:

$$p = \frac{\delta - (\alpha_{\text{Ал}} - \alpha_{\text{Сч}}) \cdot \Delta t \cdot d_2}{\frac{d}{\frac{1}{E_1} \cdot \left(\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} - \mu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \cdot \left(\frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} + \mu_2 \right)}}, \quad (1)$$

где δ – разность диаметров деталей (натяг в соединении деталей 1 и 2) (см. рис. 6); $\alpha_{\text{Ал}}$ и $\alpha_{\text{Сч}}$ – коэффициенты линейного температурного расширения алюминиевого сплава и серого чугуна соответственно, 1/град; d – диаметр посадочной поверхности отверстия в ГЦ; d_2 – внешний диаметр седла или втулки клапана; E_1 – модуль упругости серого чугуна (детали 2), из которого изготовлены седла и втулки клапана; $k_1 = d_1/d$ – отношение внутреннего диаметра седла или втулки клапана к диаметру посадочной поверхности ГЦ; μ – коэффициент Пуассона для серого чугуна; E_2 – модуль для алюминиевого сплава для ГЦ; $k_2 = d_2/d$ – отношение диаметра посадочной поверхности ГЦ к условному диаметру d_2 (примем, используя принцип Сен-Венана [6], что сопрягаемые детали имеют одинаковую толщину); μ_2 – коэффициент Пуассона для материала ГЦ.

При установке форсунки затягивается гайка, усилие при этом предполагается в виде равномерно распределенного давления в пределах конуса давления [5] по месту контакта уплотнительной шайбы форсунки с опорной поверхностью ГЦ [5].

Если обозначить F_f – площадь поверхности форсунки на внутренней поверхности ГЦ, м^2 , то на этой поверхности действует равномерно распределенная нагрузка:

$$p_g = p_z - p_0, \quad (2)$$

где p_z – максимальное давление сгорания на расчетном режиме, Па; p_0 – атмосферное давление, Па.

Усилия от затяжки болтов крепления головок цилиндров (в нашем случае головки цилиндров индивидуальные) определяются в зависимости от величины газовой силы P_g :

$$P_g = (p_z - p_0) \cdot F_p, \quad (3)$$

где p_z – максимальное давление сгорания на расчетном режиме, Па; p_0 – атмосферное давление, Па; F_p – площадь поршня, м^2 .

Если головка выполняется многоцилиндровой (является общей для нескольких или всех цилиндров), то P_g умножается на количество цилиндров.

Усилие, приходящее на один болт, соответственно равно:

$$P_b = \frac{P_g}{i_b} = \frac{(p_z - p_0) \cdot F_p}{i_b}, \quad (4)$$

где i_b – количество болтов, удерживающих головку цилиндров.

Усилие затяжки болта крепления ГЦ при заданном коэффициенте запаса плотности стыка v равно [5]:

$$Q_0 = v \cdot (1 - \chi) \cdot P_b, \quad (5)$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения (обычно $\chi = 0,2 \dots 0,4$), и прилагается в КЭМ в виде равномерно распределенной нагрузки по поверхности.

Для обеспечения плотности стыка между ГЦ и блоком цилиндров принимают $v = 1,2 \dots 2,5$ – при мягких прокладках; $v = 2,5 \dots 3,5$ – при металлических прокладках; $v = 3,0 \dots 4,0$ – при плоских металлических прокладках.

Коэффициент основной нагрузки можно определить расчетным путем по формуле [5]:

$$\chi = \frac{\sum \lambda_d}{\sum (\lambda_d + \lambda_b)}, \quad (6)$$

где $\sum \lambda_d$ – сумма коэффициентов податливости стягиваемых деталей (деталей системы корпуса) [5]; $\sum (\lambda_d + \lambda_b)$ – сумма коэффициентов податливости стягиваемых деталей и болта (рис. 7).

Коэффициент податливости тонкой λ_d промежуточной детали (прокладки) определялись по формуле:

$$\lambda_d = \frac{l_1}{E_d \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(a + l_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2 - d_0^2]}, \quad (7)$$

здесь l_1 – толщина прокладки; a – внешний диаметр опорной поверхности гайки (головки болта); $\operatorname{tg} \alpha = 0,4 \dots 0,5$ (для конуса давления); d_0 – диаметр отверстия под болт; E_d – модуль упругости прокладки, Н/м².

Для определения силы давления газов выбиралось максимальное давление сгорания p_z на расчетном режиме работы двигателя.

Для определения температурных напряжений, возникающих в сечениях ГЦ при работе дизеля необходимо решение нестационарной задачи теплопроводности с выбором граничных условий, описывающих тепловое взаимодействие поверхности ГЦ и окружающей средой [1], что позволит определить теплонапряженное состояние ГЦ. Поскольку в работе [1] методика расчета рассмотрен достаточно подробно, то в настоящей работе этот расчет нами не приводится.

Отметим только, что изменение температуры в ГЦ, вызванное рабочим процессом (высокочастотные колебания) не оказывают существенного влияния на НДС ГЦ. Расчет и моделирование НДС ГЦ проводится только при работе дизеля на различных режимах.

Сложный теплообмен в КС дизеля нестационарен, что связано с изменением температур и давления рабочего тела не только в течение цикла, но и при различных режимах работы. К тому же транспортный дизель 80...90 % времени работает на неустановившихся режимах.

Заключение

Предлагаемая методика выбора исходных данных при расчете теплового и напряженно-деформированного состояния головки цилиндров транспортного дизеля жидкостного охлаждения с учетом нагрузок, возникающих от запрессовки седел и втулок клапанов, уста-

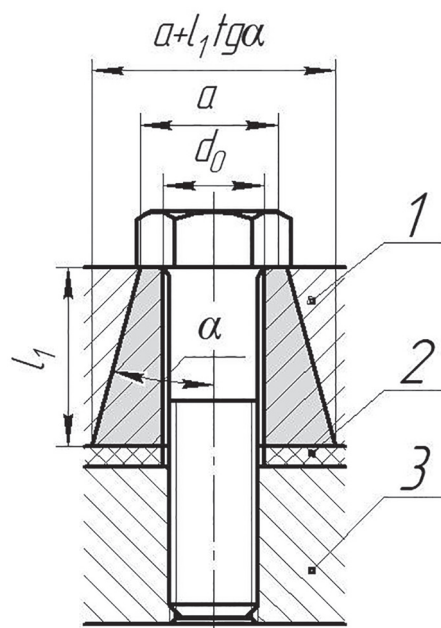


Рис. 7. Схема крепления головки цилиндра: 1 – ГЦ; 2 – прокладка; 3 – блок цилиндров

новки форсунок, закрепления головки при сборке, а также при работе дизеля в эксплуатации позволяет провести расчет на прочность, а также прогнозировать надежность ГЦ в эксплуатации.

Литература

1. Гоц А.Н., Иванченко А.Б., Прыгунов М.П., Французов И.В. Моделирование теплонапряженного состояния головки цилиндров тракторного дизеля воздушного охлаждения // Фундаментальные исследования. 2013. № 6–5. С. 1061–1067. URL: <http://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=31686> (дата обращения: 26.07.2018).
2. Алямовский А.А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks. М.: ДМК Пресс, 2010. 784 с.
3. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorksSimulations. М.: ДМК Пресс, 2010. 464 с.
4. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф. и др. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А.Ф. Шеховцова. К.: Техника, 1992. 272 с.
5. Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С. Прикладная механика. М.: Машиностроение, 2013. 576 с.
6. Гоц А.Н. Численные методы расчета в энергомашиностроении: учебное пособие. М.: ФОРУМ: ИНФРА-М. 3-е изд., испр. и доп., 2017. 352 с.

References

1. Gots A.N., Ivanchenko A.B., Prigunov M.P., French I.V. Modeling of thermal stressed state of a cylinder head tractor diesel air cooled. *Fundamental'nye issledovaniya*. 2013. № 6–5, pp. 1061–1067. URL: <http://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=31686> (date accessed: 26.07.2018). (in Russ.).
2. Alyamovsky, A.A. COSMOSWorks. Osnovy rascheta konstrukcij na prochnost' v srede SolidWorks. [Fundamentals of structural analysis for durability in the environment of SolidWorks]. Moscow: DMK Press, 2010. 784 p.
3. Alyamovsky A.A. Inzhenernye raschety v SolidWorksSimulations. [Engineering calculations in SolidWorksSimulations.] Moscow: DMK Press, 2010. 464 p.
4. Abramchuk F.I., Marchenko F.P., Razleytsev N.F. and other. Sovremennye dizeli: povyschenie toplivnoj ekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti. [Modern diesel engines: improved fuel efficiency and a long strongly]. Edited by A. F. Shekhovtsova. Kiev: Tehnika, 1992. 272 p.
5. Iosilevich G.B., Lebedev P.A., Streljaev V.S. Prikladnaya mekhanika. [Applied mechanics]. M.: Machine-building, 2013. 576 p.
6. Gots A.N. Chislennye metody rascheta v energomashinostroenii. [Numerical methods of calculation in power engineering]: textbook. Moscow: FORUM: INFRA-M. 3rd edition, revised and expanded. 2017. 352 p.

METHOD OF CALCULATING THE HEAT AND STRESS-DEFORMED STATE OF THE CYLINDER HEAD OF A TRANSPORT DIESEL WITH LIQUID COOLING

DSc in Engineering **A.N. Gotz, V.S. Klevtsov**

Vladimir State University named after Alexander Grigorievich and Nikolai Grigorievich Stoletovs (VISU), Vladimir, Russia
hotz@mail.ru, ehanic2221@rambler.ru

In an internal combustion engine (ICE), stresses arise from the action of a variable gas force and from a variable temperature due to the combustion of fuel in the combustion chamber in the cylinder head and piston, while the thermal stresses are much higher than the stresses from the power load. Therefore, at the design stage of a new engine design, they are calculating the durability of heat-stressed parts, since they limit the reliability of a piston engine. The paper discusses the method of selecting source data when calculating the thermal and stress-strain state of the cylinder head of a diesel engine using the finite element method and using the Solid Works software package. The stages of creating and preparing a solid model of a cylinder head to create a finite element model are described using the example of the 8ChN12/13 diesel engine (KAMAZ 740.75-440). The main loads acting on the cylinder head during the assembly period are considered: efforts from pressing in valve seats and bushings, as well as from tightening the bolts for fastening the head to the crankcase. The shape of the elements for the finite element model of the cylinder head was chosen from the condition of reducing the estimated time. This condition was suited to the shape of a finite element in the form of a tetrahedron with four nodal points. These elements made it possible to reduce the computational grid in cross sections, for example, stress concentration. It is shown that high-frequency temperature fluctuations that occur as a result of the flow of the working process of a piston engine do not affect the thermal strength of the cylinder head, and high-frequency temperature fluctuations due to changes in the engine operating conditions affect. The changes in the basic characteristics of the aluminum alloy from which the cylinder head is made with temperature and cyclic thermomechanical loading of low frequency are given. It is shown that with increasing temperature, the endurance limit of the material decreases at low frequency loads.

Keywords: cylinder head, thermal state, stress-strain state, diesel, finite element, aluminum alloy.