

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Г.В. Ломакин, М.А. Мацулевич

Предложена универсальная методика оценки граничных условий при определении теплового состояния поршня бензинового двигателя 4Ч 8,2/7,56 методом конечных элементов, позволяющая учесть все составляющие теплового баланса и особенности газодинамического нагружения в ходе рабочего цикла.

Ключевые слова: поршень, граничные условия, газодинамическое нагружение, квазистационарный теплообмен.

Введение

Повышение мощности и снижение массы деталей поршневых двигателей в значительной степени ограничивается тепловой и механической нагруженностью. При решении проблем расчета и проектирования основных деталей, образующих внутрицилиндровое пространство двигателя, широкое применение нашел метод конечных элементов, позволяющий использовать закономерности термо- и газодинамики, теории упругости, усталостной прочности на начальной стадии проектирования при создании поршневых двигателей повышенного ресурса.

Граничные условия теплообмена в цилиндре двигателя

Оценка теплового состояния исследуемого поршня на установившемся режиме работы сводится к определению его температурного поля в выбранном критическом сечении. Нахождение температурного поля поршня предполагает решение дифференциального уравнения теплопроводности, что можно осуществить, имея в распоряжении условия однозначности, которые включают: распределение температуры в сечении поршня в начальный момент времени – начальное условие, теплофизические свойства материала и геометрическую форму исследуемого сечения поршня, взаимодействие поверхности поршня и окружающей среды – граничные условия теплообмена. Под окружающей средой понимаются рабочие газы, омывающие поверхность поршня в цилиндре двигателя, масло, движущееся в каналах и полостях поршня, и детали цилиндропоршневой группы, находящиеся в контакте с поршнем [1].

При оценке теплообмена со стороны рабочих газов использованы граничные условия третьего рода – температура окружающей среды (рабочих газов в цилиндре) и закон теплообмена между рабочими газами и поверхностью поршня (коэффициент сложной теплоотдачи). Последний учитывает процесс конвективной и радиационной теплоотдачи.

Рассматривая процесс теплообмена как квазистационарный, теплоотдачу можно характеризовать средним по времени коэффициентом теплоотдачи от рабочих газов к поверхности поршня и некоторой результирующей по теплоотдаче температурой рабочих газов.

Наибольшие трудности представляет определение количества теплоты, отданной поршню рабочими газами, поскольку каждый участок тепловоспринимающей поверхности поршня оценивается своим коэффициентом теплоотдачи и определяющей температурой рабочих газов.

Для оценки граничных условий теплового нагружения поршня рассмотрены тепловой баланс и особенности газодинамического нагружения основных деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) в ходе рабочего цикла (рис. 1).

Количество теплоты Q_1 , полученное поршнем от рабочих газов в цилиндре дизеля, определяется зависимостью

$$Q_1 = \alpha F \Delta T \tau, \quad (1)$$

где F – площадь тепловоспринимающей поверхности поршня, м²;

α , – коэффициент теплоотдачи от рабочих газов к поршню, Вт/м²·°С;

ΔT – разность температур поршня и рабочих газов в цилиндре, °С;

τ – время подвода теплоты, с.

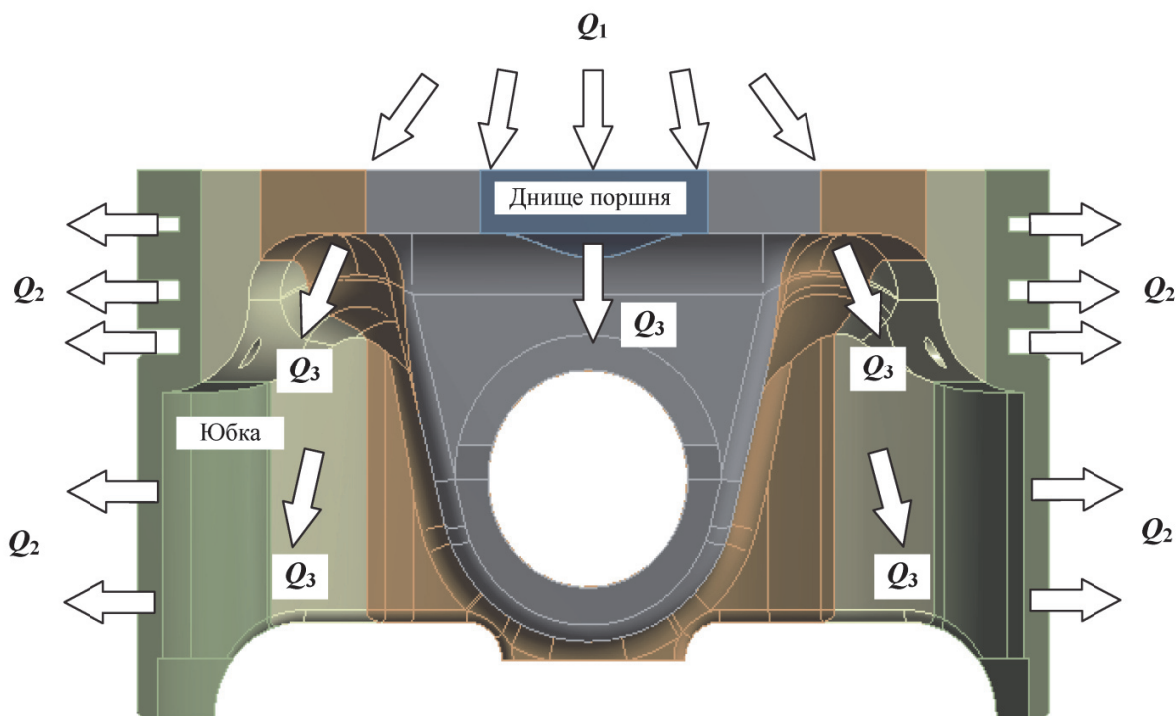


Рис. 1. Основные составляющие теплового баланса поршня: Q_1 – количество тепла, полученное поршнем от рабочих газов; Q_2 – количество тепла, отведенное от поршня через поршневые кольца, юбку и гильзу цилиндра в систему охлаждения двигателя; Q_3 – количество тепла, отведенное от поршня смазочным маслом

При определении количества теплоты, полученной поршнем, необходимо учесть неравномерность распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности камеры сгорания.

Одним из основных затруднений при решении практических задач теплопроводности является достоверное определение текущего коэффициента теплоотдачи α от рабочих газов. При анализе теплообмена в быстроходных двигателях с уменьшенным отводом теплоты для определения коэффициента теплоотдачи широко применяется зависимость Г. Вошни, позволяющая учитывать различия в интенсивности движения рабочего тела в отдельные периоды рабочего цикла, размеры цилиндра и дополнительную турбулизацию, вызываемую процессом сгорания, а также учитывать конвективную и радиационную составляющие [1–3]:

$$\alpha = C_q P^{0,8} T^{-0,53} D^{-0,2} W^{0,8}, \tag{2}$$

для процессов газообмена:

$$W = 2,28C_m + 0,417C_w, \tag{3}$$

для процессов сжатия, сгорания, расширения:

$$W = 2,28C_m + 0,308C_w + C_1 V_h T_a (P - P_{пр}) / (P_a V_a), \tag{4}$$

где $C_q = 2,3 \cdot 10^{-0,5} (T_m - 600) + 0,005$;

C_m – средняя скорость поршня, м/с;

C_w – тангенциальная скорость вихря на радиусе, м/с;

C_1 – коэффициент, для двигателя с внешнем смесеобразованием равен $3,24 \cdot 10^{-3}$ м/(с · К);

T_a – температура рабочего тела в начале сжатия, К;

T – температура рабочих газов в цилиндре, К;

V_h – рабочий объем цилиндра, м³;

V_a – объем рабочего тела в начале сжатия, м³;

P_a – давление рабочего тела в начале сжатия, МПа;

$P_{пр}$ – давление рабочего тела без подачи топлива, МПа;

P – давление рабочих газов в цилиндре, МПа;

D – диаметр цилиндра, м.

Зависимость Г. Вошни используется для определения коэффициента теплоотдачи α при наличии результатов теплового расчета или индикаторных диаграмм давления в цилиндре, обра-

Расчет и конструирование

ботка которых предоставляет необходимые давления и температуры рабочего тела для требуемого угла поворота коленчатого вала, что позволяет учесть различия в интенсивности движения рабочего тела в различные периоды рабочего цикла, размеры цилиндра и дополнительную турбулизацию, вызываемую процессом сгорания.

Для расчета температурных полей действительные условия нестационарного теплового нагружения заменяют некоторыми эквивалентными стационарными, характеризующимися параметрами, полученными из условия равенства количества теплоты, воспринимаемой участком поверхности поршня в действительном и условно эквивалентном процессах. Эквивалентные параметры теплообмена вычисляются по следующим зависимостям [4]:

$$\alpha_3 = \alpha_{cp} = \tau_0^{-1} \cdot \int_0^{\tau_0} \alpha d\tau, \quad (5)$$

$$T_3 = \frac{(\alpha T)_{cp}}{\alpha_{cp}}, \quad (6)$$

откуда следует, что эквивалентный коэффициент теплоотдачи равен его среднему значению за цикл, а эквивалентная температура значительно выше интегральной температуры за цикл.

Для четырехтактных двигателей она составляет

$$T_3 \approx T_{cp} + (0,6 \dots 0,8) \cdot (T_{cp} - 273). \quad (7)$$

Для определения температурного состояния поршня и распределения температур по поверхности и в объеме составляющих его элементов необходимо учесть неравномерность распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности камеры сгорания, обусловленную ее формой и характером движения рабочих газов в процессе сгорания. Характер распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности камеры сгорания и внешнего днища поршня задается в зависимости от текущего радиуса и описывается известным уравнением Славинского [4]:

$$\frac{\alpha_x}{\alpha_{max}} = A + \frac{(B-A)x}{R} + 4 \left[1 - A - \frac{(B-A)x}{R} \right] \left[\left(\frac{x}{R} \right)^n - \left(\frac{x}{R} \right)^{2n} \right]^k, \quad (8)$$

где $A = \frac{\alpha_{ц}}{\alpha_{max}}$ и $B = \frac{\alpha_{пер}}{\alpha_{max}}$ – относительные значения коэффициентов теплоотдачи в центре (индекс «ц») и на периферии (индекс «пер») огневой поверхности поршня;

x – расстояние от оси цилиндра, м;

R – радиус цилиндра, м;

$n = \lg 0,5 / \lg \rho$;

ρ – относительный радиус, соответствующий α_{max} ;

k – показатель степени, определяющий крутизну функции.

Для поршня рассматриваемой конструкции значения параметров в уравнении (8) составляют $A = 0,7$; $B = 0,75$; $n = 1,0$ и $k = 2,2$. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи α_{max} определяется зависимостью

$$\alpha_{max} = \alpha / \left[2 \int_0^R \Phi_x(x/R) d(x/R) \right], \quad (9)$$

где α – среднее значение коэффициента теплоотдачи для рассматриваемой поверхности;

$\Phi_x = \alpha_x / \alpha_{max}$ – отношение коэффициентов теплоотдачи.

Полученные результаты эквивалентных значений коэффициента теплоотдачи, учитывающие неравномерность распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности днища поршня и температуры газа в цилиндре нефорсированного двигателя 4Ч 8,2/7,56 на режиме номинальной мощности, определялись с использованием программного комплекса «NewGRAN», разработанного на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета (рис. 2).

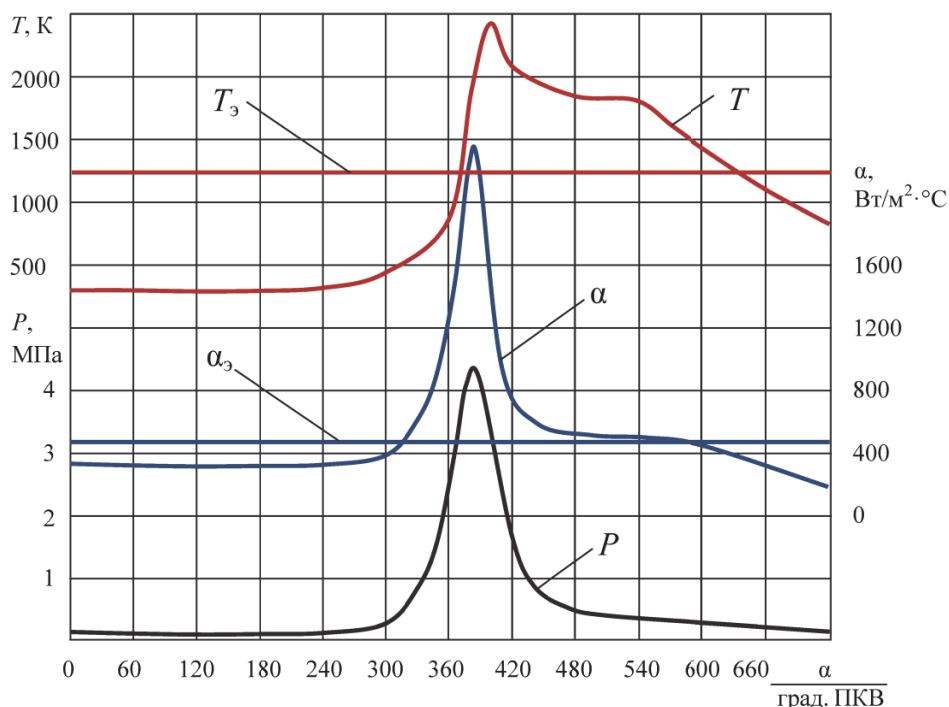


Рис. 2. Индикаторная диаграмма давления, температуры и коэффициенты теплоотдачи от газов в стенке внутрицилиндрового пространства двигателя 4Ч 8,2/7,56 на режиме номинальной мощности ($P_e = 0,895$ МПа, $n = 5200$ мин⁻¹)

Количество теплоты Q_2 , переданное от поршня через поршневые кольца и гильзу цилиндров в охлаждающую жидкость, определится зависимостью

$$Q_2 = k_2 F_2 (T_{\text{п}} - T_{\text{ж}}) \tau, \tag{10}$$

где k_2 – коэффициент теплопередачи от поршня через поршневые кольца и гильзу цилиндра в систему охлаждения дизеля, Вт/(м² · °С);

F_2 – площадь поверхности контакта, м²;

$T_{\text{п}}$ – температура поршня, °С;

$T_{\text{ж}}$ – температура охлаждающей жидкости, °С.

Процесс передачи теплоты от поршня через поршневые кольца в гильзу цилиндров и, далее, в охлаждающую жидкость осуществляется через две контактирующие поверхности, обусловленные наличием промежуточных деталей: компрессионных и маслосъемного колец [4].

Количество теплоты Q_3 , отведенное смазочным маслом, определится зависимостью

$$Q_3 = \alpha_3 F_3 (T_{\text{п}} - T_{\text{м}}) \tau, \tag{11}$$

где α_3 – коэффициент теплопередачи от поршня в охлаждающее смазочное масло, Вт/(м² · °С);

F_3 – площадь поверхности поршня, омываемая маслом, м²;

$T_{\text{м}}$ – температура смазочного масла, °С.

Количество тепла Q_4 можно установить как алгебраическую сумму

$$Q_4 = Q_1 + Q_2 + Q_3. \tag{12}$$

С другой стороны, согласно закону Фурье, можно записать

$$Q_4 = \lambda F \tau (dt / dn), \tag{13}$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала поршня, Вт/м · °С,

F – площадь сечения поршня, м²;

τ – время, с;

dt / dn – градиент температуры в сечении поршня, °С/м.

Тогда температурное поле в сечении поршня можно определить, приравняв выражения (12) и (13)

$$dt / dn = (Q_1 + Q_2 + Q_3) / (\lambda F \tau). \tag{14}$$

Известно, что наибольшее значение имеет составляющая теплового баланса, учитывающая теплоту, полученную поршнем от рабочих газов в цилиндре. При этом коэффициент теплоотдачи

Расчет и конструирование

от днища поршня в масло зависит от способов охлаждения [4]. Так, в неохлаждаемых поршнях теплоотдача в масляный туман от внутренних поверхностей поршня характеризуется значением коэффициента теплоотдачи $\alpha_m = 60 \dots 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Относительно высокая эффективность принудительного охлаждения поршня достигается использованием преимуществ локального охлаждения.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи α_{cp} при орошении поверхности внутреннего днища поршня смазочным маслом в качестве первого приближения определено с учетом рекомендаций [4]. Для плоской поверхности орошения внутреннего днища поршня максимальное значение α

$$\alpha_{\max} = 524,42 \sqrt{\lambda \rho c_p n}, \quad (15)$$

где λ – коэффициент теплопроводности смазочного масла, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$;

n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Для конусной и кольцевой поверхности орошения внутреннего днища поршня минимальное значение α составит

$$\alpha_{\min} = \alpha_{\max} k, \quad (16)$$

где k – коэффициент пропорциональности, определяется по зависимости

$$k = 32,74 [(\sqrt{1} + \text{tg}^2 \beta) / F^{0,33}] (m / n \rho \text{tg} \beta)^{0,68}, \quad (17)$$

β – угол конусности поверхности внутреннего днища поршня;

F – площадь поверхности, орошаемой маслом, м^2 ;

m – плотность орошения.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи α_{cp} определится зависимостью

$$\alpha_{cp} = 0,5 (\alpha_{\min} + \alpha_{\max}). \quad (18)$$

При установке в цилиндре двигателя поршень контактирует с гильзой цилиндра прежде всего через поршневые кольца и смазочный слой, а также имеет место контакт направляющей части поршня через слой смазки непосредственно с гильзой цилиндра. Теплообмен между этими двумя контактирующими телами характеризуется граничными условиями четвертого рода, которые могут быть записаны в следующей форме для случая равенства температуры контактирующих тел [1]:

$$\lambda_1 (\partial t / \partial n) = \lambda_2 (\partial t / \partial n)_n; \quad (19)$$

$$t_{1n}(\tau) = t_{2n}(\tau), \quad (20)$$

где n – координаты пространства.

На гранях элементов, совпадающих с сопрягаемыми поверхностями, теплообмен рассматривается как контактный и, следовательно, описываемый параметрами: коэффициентом контактного теплообмена α_k , численно равным проводимости контакта, и температурой T поверхностей контактирующих элементов. Коэффициент контактного теплообмена в этом случае, как и проводимость контакта, являются величинами обратными термическому сопротивлению контакта R_k , которое зависит от идентичности формы, чистоты исполнения поверхности и усилия, обеспечивающего сохранение контакта сопрягаемых поверхностей.

Коэффициент контактного теплообмена между горизонтальными поверхностями контакта поршневых канавок и поршневых колец может быть определен с использованием рекомендаций Г.Б. Розенблита [5] по выражению:

$$\alpha_k = [2\lambda_c] / (h_1 + h_2) + 2,1 [(p\lambda_m) / (3\sigma_b)] 10^4, \quad (21)$$

где λ_c, λ_m – теплопроводность среды и приведенная теплопроводность материала, $(\text{Вт}/\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$;

h_1, h_2 – высота неровностей профилей контактирующих поверхностей, м;

p – контактное давление, Па;

σ_b – предел прочности менее пластичного материала, Па.

Применительно к контактирующим поверхностям поршневых колец с выточками в поршне следует отметить в соответствии с условиями их работы достаточно малое общее термическое сопротивление $R_{пк}$, которое представляет собой часть последовательно-параллельных сопротивлений трущихся граней. При этом для приближенных оценок можно использовать зависимость

$$R_{пк} = \{ [R_{пк2} R_{пк3} / (R_{пк2} + R_{пк3})] + R_{пк1} + (b_k / \lambda_k) \} \gamma, \quad (22)$$

где b_k, λ_k – соответственно, ширина и коэффициент теплопроводности материала колец;

γ – относительное термическое сопротивление поршневых колец, равное у быстроходных двигателей для первого кольца 1,2...1,7, для второго кольца – 1,2...1,4;

$R_{\text{пк1}}, R_{\text{пк2}}, R_{\text{пк3}}$ – сопротивления трущихся граней поршневого кольца.

В этой связи для контактирующих поверхностей за условное значение коэффициента теплоотдачи целесообразно принять коэффициент контактного теплообмена, а в качестве температуры окружающей среды принять температуру поверхности сопрягаемых элементов, т. е. описать процесс теплообмена эквивалентными граничными условиями третьего рода, причем при моделировании теплового состояния поршня необходимо учесть действительные теплофизические свойства используемых материалов, смазочного масла и газовой среды.

Заключение

Представленная универсальная методика оценки граничных условий при решении задачи определения теплового состояния поршня исследуемого двигателя методом конечных элементов предусматривает следующую последовательность действий:

- определение характера изменения давления и температуры газов в цилиндре дизеля посредством синтеза рабочего цикла или индикаторных диаграмм давления в цилиндре;
- определение параметров теплообмена со стороны рабочих газов в цилиндре двигателя, смазочного материала и сопряженных элементов цилиндра-поршневой группы;
- определение эквивалентных значений коэффициента теплоотдачи, учитывающих неравномерность распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности днища поршня и температуры газа в цилиндре исследуемого двигателя с использованием программного комплекса «NewGRAN»;
- описание геометрических характеристик элемента, создание конечно-элементной модели и определение условий теплообмена на границах расчетной области;
- указание теплофизических свойств материалов и выполнение расчетных процедур по решению уравнения теплопроводности для нахождения распределения температур в анализируемом элементе.

Литература

1. Лазарев, Е.А. Методические указания к практическим занятиям по дисциплине тепловая и механическая напряженность поршневых двигателей: учеб. пособие / Е.А. Лазарев. – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2011. – 40 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 383 с.
3. Woschni, G. Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen / G. Woschni, F. Anisitis // MTZ. – 1973. – № 4. – S. 160–165.
4. Костин, А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И. Михайлов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
5. Розенблит, Г.Б. Теплопередача в дизелях / Г.Б. Розенблит. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.

Ломакин Георгий Викторович. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), Lgeorge@yandex.ru.

Мацулевич Михаил Андреевич. Ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), mmacule-vich@mail.ru

Поступила в редакцию 6 марта 2014 г.

METHODS OF BOUNDARY CONDITIONS IN SOLUTION OF DETERMINING THERMAL CONDITION OF THE PISTON GASOLINE ENGINE

*G.V. Lomakin, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, Lgeorge@yandex.ru,
M.A. Maculevich, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, mmacule-vich@mail.ru*

A universal method of evaluation the boundary conditions for determining the thermal condition of the piston gasoline engine 4Ch 8.2 / 7.56 finite element method, which allows to take into account all the components of the heat balance and features a gas-dynamic loading during the working cycle.

Keywords: piston, the boundary conditions, the gas-dynamic loading, quasi-stationary heat.

References

1. Lazarev, E.A. *Metodicheskie ukazaniya k prakticheskim zanjatijam po discipline teplovaja i mehanicheskaja naprjazhennost' porshnevnyh dvigatelej* [Methodical Instructions for Practical Lessons on Discipline Thermal and Mechanical Tension Reciprocating Engines]. Chelyabinsk: South Ural State University Publ., 2011, 40 p.
2. Vyubov D.N., Ivashchenko N.A., Ivin V.I., e.a. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teorija porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej* [Theory of Piston Engines and Combined]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 383 p.
3. Woschni, G. Anisitis F. Eine Methode zur Vorausberechnung der Anderung des Brennverlaufs mittelschnelllaufender Dieselmotoren bei geanderten Betriebsbedingungen. *MTZ*, 1973, no. 4, pp. 160–165.
4. Kostin A.K., Larionov V.V., Mikhailov L.I. *Teplonaprjazhennost' dvigatelej vnutrennego sgoraniya* [Thermal Stress Combustion Engines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1979. 222 p.
5. Rosenblit, G.B. *Teploperedacha v dizeljah* [The Heat Transfer in Diesel Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 216 p.

Received 6 March 2014