


УДК.621.436

МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО ЦИКЛУ ОТТО, НА РАННЕЙ СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Л.А. Захаров, д.т.н., проф./ И.А. Захаров, к.т.н., докторант / А.Н. Тарасов, аспирант
НГТУ им. Р.Е. Алексеева



При проектировании кривошипно-шатунного механизма (КШМ) поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) основные геометрические параметры (полный объем цилиндра, рабочий объем, объем пространства камеры сжатия) определяются общими концептуальными решениями по конструкции и организации рабочего процесса ДВС. Таким образом, при проектировании полного объема цилиндра стоит ряд задач по его обеспечению постоянным и несменяемым количеством окислителя и постоянным и несменяемым условным количеством топлива при минимальной степени сжатия. Вместе с решением данных задач существует необходимость решения проблемных явлений работы КШМ. К таким, в частности, относится процесс изменения рабочего объема цилиндра, характеризующийся регулированием изменения геометрической степени сжатия. Обеспечение работы теоретического поршневого двигателя с переменной степенью сжатия должно происходить при одновременном выполнении других задач проектирования, и поэтому имеется потребность в исследовании соотношения процесса изменения рабочего объема цилиндра и других термодинамических процессов.



Современные поршневые бензиновые и дизельные двигатели можно представить как систему, состоящую из остова, трех механизмов и подсистем. Остов представляет собой стержневую конструкцию, предназначенную для монтажа на ней деталей и узлов трех механизмов и подсистем. К механизмам относим: кривошипно-шатунный механизм; газораспределительный механизм (ГРМ); механизм уравнивания (МУ) сил инерции второго порядка кривошипно-шатунного механизма. Кривошипно-шатунный механизм состоит: из коренных подшипников скольжения с деталями крепления; коленчатого вала с маховиком, демпфером крутильных колебаний, каналов для подвода смазочного масла к трущимся деталям; шатуна с нижней разъемной головкой, подшипником скольжения и деталями крепления, стержня шатуна с каналом подвода смазочного масла к трущейся паре подшипник скольжения — поршневой палец в малой головке шатуна и подачи смазочного масла для охлаждения внутренней поверхности поршня; поршневого пальца с деталями крепления; поршня с камерой охлаждения и камерой сжатия; поршневых колец — из них, два компрессионных и одно маслосъемное; цилиндра двигателя с рубашкой охлаждения; головки цилиндра с камерой сгорания и рубашкой охлаждения; металлической уплотняющей прокладки между цилиндром и головкой цилиндра с деталями крепления. КШМ — главный механизм двигателя, на который работают еще два механизма двигателя (ГРМ и МУ) и все подсистемы двигателя.

Фирмы-изготовители поршневых ДВС широко используют последние достижения науки и техники при создании новых и совершенствовании существующих моделей. Поэтому в настоящее время идет постоянный процесс поиска и внедрения инноваций с целью конструктивного совершенствования обычных поршневых бензиновых и дизельных двигателей и их сближения, как по конструктивным решениям, так и по теоретическому процессу сгорания паров топлива, проходящему в обычном четырехтактном бензиновом двигателе по циклу Отто. Рассмотрим конструкторские прогрессивные решения зарубежных фирм.

Фирма MAN разработала корпус цилиндра, гарантирующего: высокую деформационную жесткость стенки цилиндра; равномерное распределение температуры по всей поверхности цилиндра за счет

рационального охлаждения; надежное перемещение поршня в цилиндре без заклинивания.

Поршень из высококачественного алюминиевого материала, обеспечивающего: эффективное охлаждение смазочным маслом головки поршня; надежную работу в результате тщательно продуманной конфигурации профиля поршня и конструкции поршневых колец; уменьшение механической нагрузки на поршневые кольца за счет малого рационального зазора между бочкообразной поверхностью поршня и стенкой цилиндра, вследствие чего абразивные частички не попадают в зазор, смазочная пленка и жидкостное трение сохраняется; незначительные расход масла на угар и прорыв картерных газов.

По газораспределительному механизму.

В 1989 году фирма «Хонда» впервые применила систему изменения фаз газораспределения для очистки от отработавших газов (ОГ) пространства камеры сжатия и лучшее наполнение ее свежим рабочим телом. Регулирование времени и величины хода клапанов в зависимости от частоты вращения вала и режимов работы двигателя способствует снижению расхода топлива. Регулирование фаз газораспределения обеспечивает лучшую характеристику кривой крутящего момента, уменьшает расход топлива и токсичность отработавших газов.

ГРМ фирмы «Порше» изменяет не только фазы газораспределения, но и ход впускных клапанов. Для этого распредвал имеет на каждый цилиндр по три впускных кулачка разного профиля, позволяющих изменять ход клапанов в пределах 3...10 мм. В результате крутящий момент комбинированного двигателя резко возрастает в зоне малых оборотов (1000...2500 мин⁻¹) при заметном снижении удельного эффективного расхода топлива.

ГРМ фирмы BMW позволяет изменять ход клапана в зависимости от частоты вращения вала двигателя. Механизм работает от электромагнитов, при этом на большой частоте вращения вала двигателя достигаются наилучшая продувка пространства камеры сжатия цилиндра и его заполнение свежим рабочим телом. При минимальной частоте вращения коленчатого вала ход клапана наименьший, при этом уменьшается эффект перекрытия впускных и выпускных отверстий, благодаря чему эффективный расход топлива уменьшается.

Элементы впуска и выпуска подсистемы газообмена.

Фирмы VOLVO, BMW имеют регулируемые длины впускных и выпускных каналов подсистемы газообмена, что позволяет двигателю развивать равномерно высокий крутящий момент в широком диапазоне частоты вращения вала двигателя.

Подсистема топливоподачи занимают особое место инновации.

В 1967 году на смену распыления топлива разрежением в диффузоре карбюратора пришел распределенный впрыск бензина во впускной канал головки цилиндров под низким давлением 0,2...0,6 МПа.

Последующей эффективной инновацией в этом направлении стало применение непосредственного впрыска бензина в камеру сгорания под давлением 145...165 МПа, что обеспечивает более точное управление топливоподачей и смесеобразованием, быстрое эффективное сгорание паров топлива при положении поршня около верхней мертвой точки.

В 1988 году фирма «Фольксваген» соединила в конструкции дизеля непосредственный впрыск топлива с аккумулятором давления и турбонаддувом и электронным управлением. Эти конструктивные решения в настоящее время применяют и другие дизелестроительные фирмы.

Конструкции, разработанные в последующие годы, свидетельствуют о сближении бензиновых и дизельных двигателей. Основным шагом к сближению, с одной стороны, является освоение непосредственного впрыска бензина, а с другой стороны — электронное управление непосредственным впрыском дизельного топлива на дизелях.

Дизели привлекают своими характеристиками, во-первых, меньшим эффективным расходом топлива, а во-вторых, заметно более низким выбросом оксида углерода. Если оценивать экономичность, то дизель выглядит перспективнее бензиновых моторов. Его КПД выше — около 40% (вместо 30%, в среднем, у бензинового), и соответственно увеличение доли транспортных средств с дизельными двигателями в потенциале должно уменьшить общее количество потребляемого топлива. Поэтому в настоящее время европейские фирмы «General Motors Corp», «Robert Bosch Corp» и др. объединяют усилия для разработки более экономичных бензиновых двигателей и повышения экологичности дизелей по выбросам сажи и оксидам азота. Кроме того, они и целый ряд других организаций занимаются работами в области применения новой технологии Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) — компрессионное воспламенение однородной смеси, которая представляет в некотором виде гибрид бензинового и дизельного моторов, в двигателях легковых автомобилей. Первой начала такие работы для грузовых

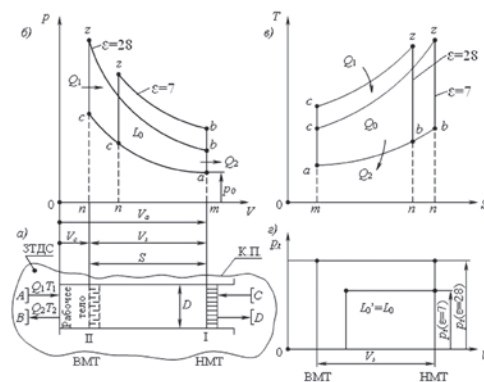


Рисунок 1. Теоретический поршневой ДВС, работающий по циклу Отто, в V, p и S, T диаграммах для степеней сжатия 7 и 28: а) закрытая термодинамическая система (теоретический поршневой ДВС); б) pV — работа, совершенная произвольным количеством рабочего тела ЗТДС; в) TS — теплота, подведенная к рабочему телу, в ЗТДС; г) p_r — среднее термодинамическое давление рабочего тела в ЗТДС

автомобилей фирма «Skania». По новой технологии HCCI в двигателе топливо смешивается с воздухом как и в обычном бензиновом, но только в большем соотношении воздух/топливо. Смесь воспламеняется не искрой, а в результате сжатия (как и в дизельных двигателях, но при более низких температурах). Новая технология HCCI может повысить эффективность работы бензинового двигателя на 20%, при этом выброс вредных веществ сводится почти к нулю. По некоторым прогнозам специалистов, к 2020 году около 40% транспортных средств будут иметь двигатели по новой технологии HCCI. Представители фирмы «Mercedes-Benz» уже сообщали о разработке подобного мотора под названием «DiesOtto». В этом двигателе объединены технологии бензиновых и дизельных моторов: при малых и средних оборотах бензиновая смесь будет зажигаться при помощи сжатия, а не от искры. Первым в серию пойдет агрегат объемом 1,8 л, который, благодаря разработанным новым технологиям, будет развивать мощность 238 л.с. и крутящий момент 400 Нм, средний расход топлива составит лишь 6 л на 100 км на большом седане S-класса. «DiesOtto» имеет весь современный уровень инноваций. Здесь будет турбонаддув, непосредственный впрыск топлива, регулировка хода клапана.

Основной проблемой двигателестроения является создание поршневого ДВС, в котором максимально возможное количество внутренней энергии превращалось бы в полезную механическую работу при обязательном условии повышения их жизненного цикла. Решение поставленной проблемы рассмотрим по термодинамическим показателям на примере теоретического поршневого ДВС, работающего по циклу Отто.



На рис. 1 приведен теоретический поршневой ДВС, работающий по циклу Отто, в V, p и S, T диаграммах, по которому работают современные ДВС в составе наземного, водного и воздушного транспортных средств на легком топливе (бензине, природном газе, спиртах и др.).

Идеальный цикл поршневого ДВС с подводом теплоты Q_1 от теплоисточника A , при постоянном объеме V_c и отводом принципиально неустранимой потери теплоты Q_2 в теплоприемник B при постоянном объеме V_a осуществляется за один оборот коленчатого вала или за два последовательных хода поршня. Он состоит из четырех последовательно повторяющихся единичных термодинамических процессов: ac — адиабатического процесса сжатия рабочего тела в цилиндре ЗТДС; cz — изохорического процесса подвода теплоты Q_1 от теплоисточника A к рабочему телу в цилиндре ЗТДС; zb — адиабатического процесса расширения рабочего тела в цилиндре ЗТДС; ba — изохорического процесса отвода теплоты Q_2 от рабочего тела из цилиндра ЗТДС в теплоприемник B .

Основными характеристиками при исследовании и расчете цикла Отто являются:

• Геометрические:

V_a — полный объем цилиндра; V_s — рабочий объем цилиндра; V_c — объем камеры сжатия; D — диаметр цилиндра; S — ход поршня.

• Термодинамические:

$\epsilon = V_a/V_c$ — степень сжатия; $\lambda = p_z/p_c$ — степень повышения давления рабочего тела в цилиндре ЗТДС; $\delta = V_b/V_z$ — степень последующего расширения рабочего тела в цилиндре ЗТДС; $\sigma = p_b/p_a$ — степень понижения давления рабочего тела в цилиндре ЗТДС; $k = c_p/c_v$ — показатель адиабаты.

Методика оценки термодинамических показателей поршневого ДВС, работающего по циклу Отто, представленного на рис. 1а, проводится по формулам:

1) геометрические параметры КШМ рассматриваемого рядного четырехцилиндрового двигателя берем за основу (диаметр цилиндра $D = 0,087$ м, ход поршня $S = 0,094$ м, степень сжатия $\epsilon = 7:1$, длина шаптуна $l_{ш} = 0,158$ м и др.);

2) полный объем цилиндра в m^3 для степени сжатия $\epsilon = 7:1$ определяем по формуле (1) и принимаем постоянной: $V_a = (\pi D^2/4) \cdot S \cdot \epsilon / (\epsilon - 1) = const$ (1)

3) массу рабочего тела (M_a , кг) в полном объеме цилиндра при степени сжатия $\epsilon = 7:1$ и нормальных термодинамических условиях (давлении $p = 101332$ Па, плотности $\rho_g = 1,293$ кг/м³, температуре $T = 273,16$ К) определяем по формуле (2), принимаем постоянной и несменяемой при проведении всесторонних исследований: $M_a = V_a \rho_g = const$, (2)

4) при постоянных V_a и M_a изменение степени сжатия ($\epsilon_x = 7, 14, 21, 28$) проводили за счет изменения рабочего объема цилиндра V_{sx} , путем изменения хода поршня S_x и определялись по формуле (3):

$$S_x = V_a / (\pi D^2/4 \cdot \epsilon / (\epsilon - 1)); V_{sx} = (\pi D^2/4) \cdot S_x, \quad (3)$$

5) при переменных степенях сжатия ($\epsilon_x = 7, 14, 21, 28$) и показателях адиабаты ($k_x = 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5$;

Таблица 1. Результаты расчета термодинамического КПД

ϵ	7						
k	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,67
η_t	0,1768	0,3224	0,4422	0,5408	0,6220	0,6889	0,7285
ϵ	14						
k	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,67
η_t	0,2319	0,4101	0,5469	0,6520	0,7327	0,7947	0,8293
ϵ	21						
k	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,67
η_t	0,2625	0,4560	0,5988	0,7041	0,7818	0,8390	0,8699
ϵ	28						
k	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,67
η_t	0,2834	0,5135	0,6320	0,7363	0,8110	0,8646	0,8927

Таблица 2. Термодинамические показатели поршневого ДВС

Степень сжатия ϵ	7	14	21	28
Среднее термодинамическое давление p_r , МПа	2,053	2,219	2,274	2,285
Термодинамическая мощность N_r , кВт	146,850	177,045	191,193	199,936
Крутящий момент $M_t = 9,55(N_r/n)$, Н·м	369,057	444,942	480,498	502,471
Термический КПД η_t , при $k = 1,4$	0,5408	0,6520	0,7041	0,7363
Удельный термодинамический расход топлива g_r , кг/(кВт·час)	0,141	0,117	0,108	0,104
Часовой расход топлива G_r , кг/ч	20,75			
Форсировка $\Phi_r = p_z/p_i \geq 7$	5,189839	9,812758	14,52645	19,37548



Таблица 3. Оптимизация КПД термодинамического поршневого ДВС, работающего по циклу Отто, относительно КПД цикла Карно

КПД циклов	$\varepsilon = V_a/V_c$	Трехатомный газ $k = 1,1$	Двухатомный газ $k = 1,4$	Одноатомный газ $k = 1,67$
Карно η_t^K	7	0,5528 100%	0,7371 100%	0,8340 100%
Отто η_t^O		0,1738 32%	0,5408 73,4%	0,7285 87,4%
Карно η_t^K	28	0,6038 100%	0,8361 100%	0,9227 100%
Отто η_t^O		0,2834 47%	0,7363 88,1%	0,8927 97%

Рисунок 2. График зависимости: $\eta_t = f(\varepsilon; k)$; $N_t = f(\varepsilon; k)$; $M_t = f(\varepsilon; k)$; $p_t = f(\varepsilon; k)$; $g_t = f(\varepsilon; k)$

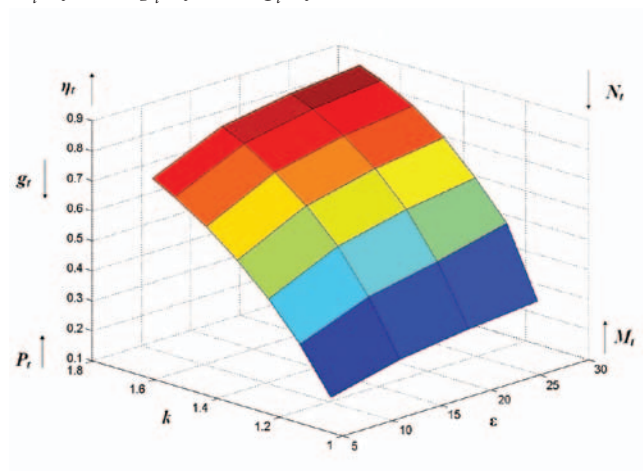
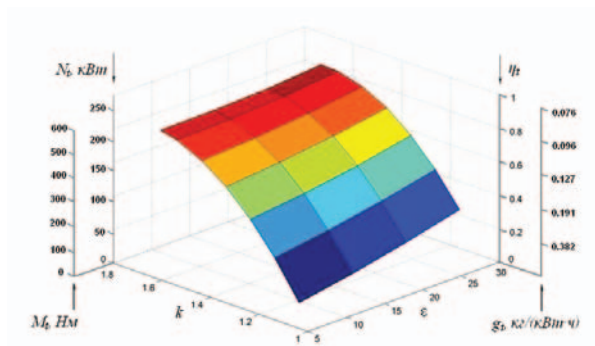


Рисунок 3. График зависимостей, полученный по математической модели: $\eta_t = f(\varepsilon; k)$; $N_t = f(\varepsilon; k)$; $M_t = f(\varepsilon; k)$; $g_t = f(\varepsilon; k)$



1,6; 1,67), КПД теоретического поршневого двигателя определяли по формуле (4):

$$\eta_{tx} = 1 - 1 / \varepsilon_x^{kx-1}, \quad (4)$$

6) теоретически необходимое количество воздуха $l_0 = (\text{кг воздуха}) / (\text{кг топлива})$ и низшая теплота сгорания топлива $Q_H = \text{кДж/кг}$ определялись по химическому составу топлива ($C = 0,874$ и $H = 0,126$) по формуле (5):

$$l_0 = 1 / 1,232 (8/3C + 8H), Q_H = 34106,6C + 102432,1H \quad (5)$$

7) при постоянной и несменяемой массе воздуха (M_a , кг) и коэффициенте избытка воздуха ($\alpha = 1$) термодинамическая мощность (N_{tx} , Вт) теоретического поршневого двигателя определялась по формуле (6):

$$N_{tx} = M_a \cdot (1/(\alpha \cdot l_0)) Q_H \eta_{tx} i \cdot (1/m) \cdot n \cdot (1/60), \quad (6)$$

где i — количество цилиндров; m — тактность двигателя; n — частота вращения вала двигателя, мин⁻¹; 60 — перевод минут в секунды.

Рисунок 4. Графики изменения термического КПД от степени сжатия ε и показателя адиабаты k циклов поршневых ДВС Отто и Карно

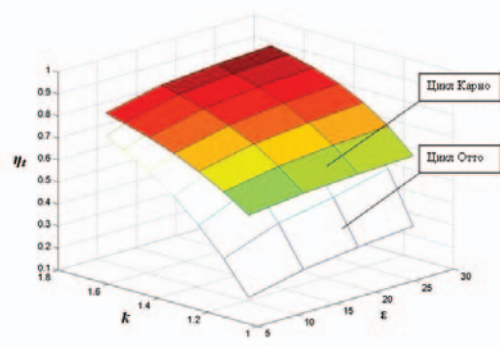
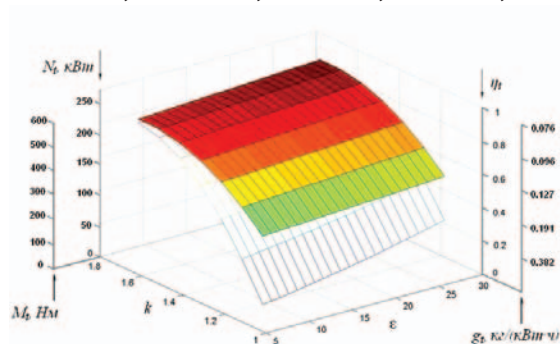


Рисунок 5. График изменения термодинамических показателей, полученных по математическим моделям поршневого ДВС Отто и Карно: $\eta_t = f(\varepsilon; k)$; $N_t = f(\varepsilon; k)$; $M_t = f(\varepsilon; k)$; $p_t = f(\varepsilon; k)$; $g_t = f(\varepsilon; k)$



8) по известной термодинамической мощности определяется крутящий момент ($M_{кx}$, Нм) поршневого теоретического ДВС по формуле (7):

$$M_{кx} = 9,55 \cdot N_{ix} / n, \quad (7)$$

9) часовой расход топлива (G_T , кг/час) постоянного и несменяемого количества определяется по формуле (8):

$$G_T = M_a \cdot (1/(\alpha \cdot l_0)) \cdot i \cdot (1/m) \cdot n \cdot 60, \quad (8)$$

10) удельный термодинамический расход топлива (g_{ix} , кг/(кВт·час)) теоретического поршневого ДВС определяется по формуле (9):

$$g_{ix} = G_T / N_{ix}, \quad (9)$$

11) среднее термодинамическое давление (p_{ix} , МПа) определяется по формуле (10):

$$p_{ix} = M_a \cdot (1/(\alpha \cdot l_0)) \cdot Q_H \cdot \eta_{ix} \cdot i \cdot (1/V_{sx}), \quad (10)$$

12) форсировка теоретического поршневого двигателя оценивается по формуле (11):

$$\Phi_{ix} = p_{zx} / p_{ix} \geq 7, \quad (11)$$

Предложенная методика оценки термодинамических показателей легко реализуется в программном комплексе MATLAB с получением наглядных и информативных выходных данных.

В табл. 1, табл. 2, и на рис. 2 в качестве примера приведены результаты расчета и графики зависимости η_i , N_i , M_i , p_i и g_i от ε , k теоретического рядного четырехцилиндрового поршневого двигателя рабочим объемом 2,23 л ОАО «ЗМЗ». Полученные поверхности в трехмерном изображении являются верхним пределом термодинамических показателей теоретического поршневого двигателя, которые необходимо получить на ранней стадии проектирования реального поршневого двигателя.

Особое место в САПР ДВС занимает прикладное математическое обеспечение. С этой целью, по результатам расчета табл. 1 и графикам рис. 2 удалось построить математическую модель:

$$\eta_i = -1,8663739459k^2 - 0,0138191434k\varepsilon + 0,0001272972\varepsilon^2 + 6,5664619582k + 0,0207828951\varepsilon - 4,9243253857$$

которая позволила построить в виде модели 3D термодинамические показатели поршневого ДВС Тринклера, работающего как поршневой ДВС Отто (рис. 3).

В дальнейшем по методике, существующей на кафедре «Энергетические установки и тепловые двигатели» НГТУ им. Р.Е. Алексеева, были получены термодинамические характеристики ДВС, работающего по циклу Карно, а также его математическая модель.

Анализ термодинамических КПД циклов Отто и Карно представлен в табл. 3, на рис. 4 и рис. 5.

Приведенные в табл. 3 данные показывают, что при частных значениях:

1) $\varepsilon = 7$, $k = 1,1$, $k = 1,4$, $k = 1,67$, КПД цикла Отто приближается с 32% до 87% к КПД цикла Карно;

2) $\varepsilon = 28$, $k = 1,1$, $k = 1,4$, $k = 1,67$ — КПД цикла Отто приближается с 47% до 97% к КПД цикла Карно.

Математическая модель позволила в САПР ДВС «методом научного исследования» получить максимально предельные термодинамические показатели теоретического поршневого ДВС, работающего по циклу Отто (табл. 2 и рис. 3). Анализ таблиц 1, 2 и рисунков 1, 2, 3 показывает, что предложенный метод позволяет:

1) прогнозировать объединение бензиновых и дизельных поршневых двигателей как по конструктивному решению, так и по организации рабочих процессов;

2) значительно повысить эффективность ДВС, их экономические, энергетические и экологические свойства, применяя переменные степень сжатия и рабочий объем. Полный объем цилиндра и масса рабочего тела в нем постоянные и несменяемые, а их величины выбраны при минимальной степени сжатия.

Данный метод позволяет прогнозировать, что простыми способами можно повысить термодинамические показатели рядного четырехцилиндрового поршневого ДВС ОАО ЗМЗ, рабочим объемом 2,23 л на 15...20% и наметить основные пути совершенствования его индикаторных показателей, которые будут опубликованы в дальнейшем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бурячко В.Р. Автомобильные двигатели. Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности / В.Р. Бурячко, А.В. Гук — СПб., НПИКЦ, 2005 — 291 с.
2. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин, М.Г. Круглов — М., Машиностроение, 1983 — 540 с.
3. Архаров А.М. Теплотехника / А.М. Архаров — М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004 — 712 с.
4. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей — М., Машиностроение, 1969 — 368 с.
5. Лашко В.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта — М., Машиностроение, 2005 — 502 с.
6. Гзовский М.Б. Тенденции двигателестроения. Пойти своим путем // За рулем. 2006, № 1.