

УДК.621.43

Л.А. Захаров, А.Н. Тарасов, В.Л. Химич, И.Л. Захаров

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО ГИБРИДНОМУ ЦИКЛУ**

Нижегородский государственный технический университет им Р.Е. Алексева

Приведены основные направления совершенствования термодинамических показателей поршневого ДВС с переменной степенью сжатия и гибридным рабочим циклом.

Ключевые слова: поршневой ДВС, степень сжатия, гибридный рабочий цикл, ДВС Карно, Отто, Гринклера, САПР ДВС.

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 постоянного и несменяемого количества массы окислителя и постоянного и несменяемого, условного количества массы 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 метода 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 (КШМ); 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 сам теоретический процесс сгора-

ния паров топлива, проходящий 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 обеспечивает: эффективное охлаждение смазочным маслом его головки; надежную работу в результате тщательно продуманной конфигурации его профиля, конструкцию 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 сохраняются; 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) в минуту 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.

Органы 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, быстрым эффективным сгоранием 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 ос-

воение непосредственного впрыска бензина, а основным шагом, с другой стороны, является электронное управление непосредственного впрыска 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 Bosh Corp и др. объединяют усилия для разработки более экономичных бензиновых двигателей и повышение 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 автомобилей фирмы Scania. 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 будет 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 неустраняемой 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:

$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ – степень сжатия; $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ – степень повышения давления рабочего тела в цилиндре ЗТДС;

$\delta = \frac{V_b}{V_z}$ – степень последующего расширения рабочего тела в цилиндре ЗТДС;

$\sigma = \frac{p_b}{p_a}$ – степень понижения давления рабочего тела в цилиндре ЗТДС; $k = \frac{c_p}{c_v}$ – показатель адиабаты.

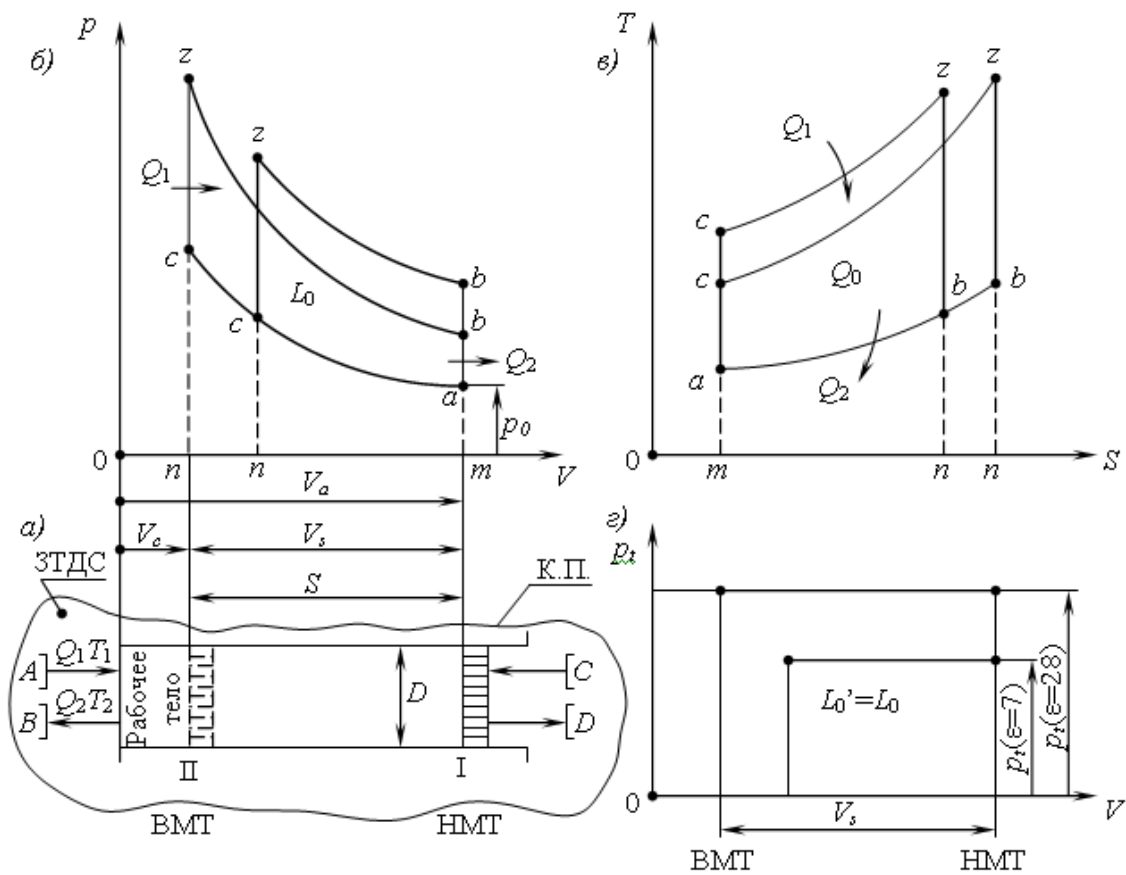


Рис. 1. Теоретический поршневой ДВС работающий по циклу Отто в V, p и S, T диаграммах для степеней сжатия 7 и 28:

- a – закрытая термодинамическая система (теоретический поршневой ДВС);
- b – pV – работа, совершенная произвольным количеством рабочего тела ЗТДС;
- v – TS – теплота, подведенная к рабочему телу, в ЗТДС;
- z – p_t – среднее термодинамическое давление рабочего тела в ЗТДС

Методика оценки термодинамических показателей поршневого ДВС, работающего по циклу Отто, представленного на рис. 1, a , 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 $\varepsilon=7:1$, длина шатуна $l_{ш}=0,158$ м и др.);

2) полный объем цилиндра в m^3 для степени сжатия $\varepsilon = 7:1$ определяем по следующей формуле и принимаем постоянной:

$$V_a = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} = \text{const}; \quad (1)$$

3) массу рабочего тела ($M = \kappa \rho$) в полном объеме цилиндра при степени сжатия $\varepsilon = 7:1$ и нормальных термодинамических условиях (давлении $p = 101332$ Па, плотности $\rho_v = 1,293$ кг/м³, температуре $T = 273,16$ К) определяем по следующей формуле, принимаем постоянной и несменяемой при проведении всесторонних исследований:

$$M_a = V_a \rho_v = \text{const}; \quad (2)$$

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

$$S_x = \frac{V_a}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_x - 1}}; \quad V_{Sx} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S_x, \quad (3)$$

5) при переменных степенях сжатия ($\varepsilon_x = 7, 14, 21, 28$) и показателях адиабаты ($k_x = 1, 1; 1, 2; 1, 3; 1, 4; 1, 5; 1, 6; 1, 67$), КПД теоретического поршневого двигателя определяли по равенству:

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

6) теоретически необходимое количество воздуха $\left(l_0 = \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}} \right)$ и низшая теп-

лота сгорания топлива $\left(Q_H = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$ определялись по химическому составу топлива ($C = 0,874$ и $H = 0,126$) по выражению:

$$l_0 = \frac{1}{1,232} \left(\frac{8}{3} C + 8H \right), \quad Q_H = 341066 \cdot C + 1024321 \cdot H; \quad (5)$$

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

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

где i - количество цилиндров; m - тактность двигателя; $n = \text{мин}^{-1}$ - частота вращения вала двигателя; 60 - перевод мин. в с;

8) по известной термодинамической мощности определяется крутящий момент ($M_{kx} = Nm$) поршневого теоретического ДВС по формуле:

$$M_{kx} = 9,55 \cdot \frac{N_{tx}}{n}; \quad (7)$$

9) часовой расход топлива ($G_T = \text{кг/ч}$) постоянного и несменяемого количества определяется так:

$$G_T = M_a \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot i \cdot \frac{1}{m} \cdot n \cdot 60; \quad (8)$$

10) удельный термодинамический расход топлива ($g_{tx}=\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$) теоретического поршневого ДВС определяется по формуле:

$$g_{tx} = \frac{G_T}{N_{tx}}; \quad (9)$$

11) среднее термодинамическое давление ($p_{tx}=\text{МПа}$) определяется по формуле:

$$p_{tx} = M_a \cdot \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot Q_H \cdot \eta_{tx} \cdot i \cdot \frac{1}{V_{Sx}}; \quad (10)$$

12) форсировка теоретического поршневого двигателя оценивается по равенству:

$$\Phi_{tx} = \frac{P_{zx}}{P_{tx}} \geq 7. \quad (11)$$

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

В табл. 1 и на рис. 2 в качестве примера приведены результаты расчета и графики зависимости η_b , N_b , M_b , p_b , g_t 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 атмосферного 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:

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

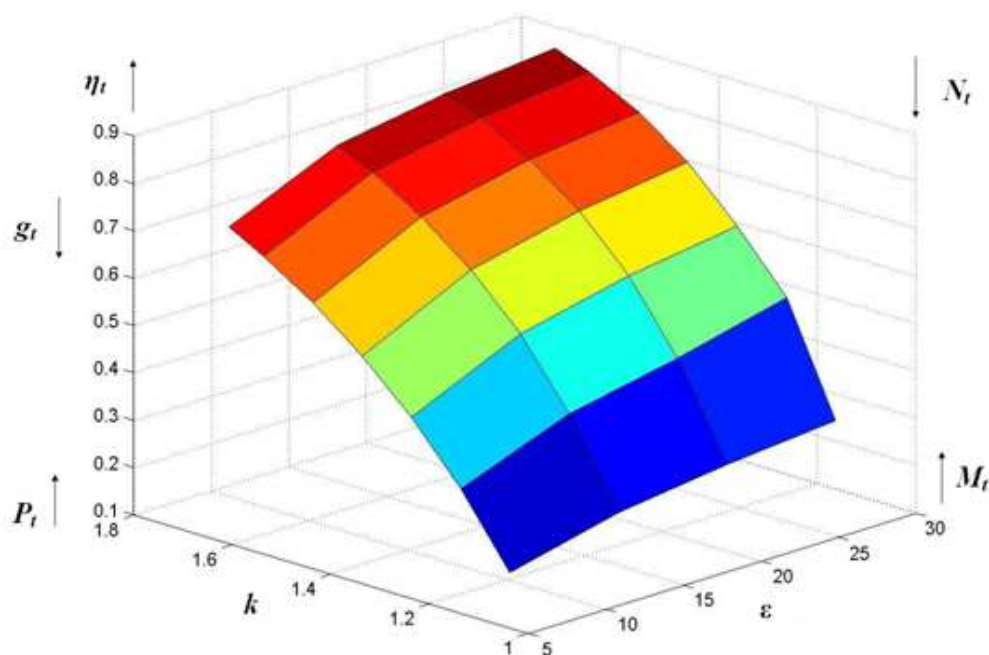


Рис. 2. График зависимости:

$$\eta_t = f(\varepsilon; k); N_t = f(\varepsilon; k); M_t = f(\varepsilon; k); p_t = f(\varepsilon; k); g_t = f(\varepsilon; k)$$

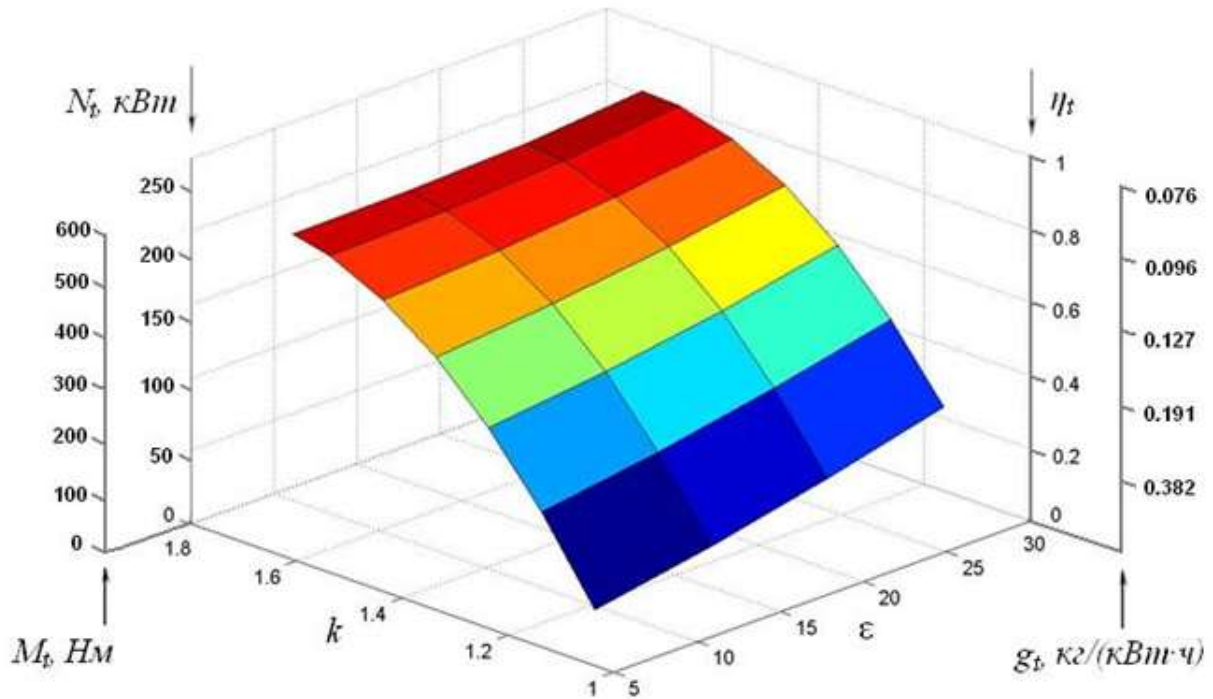


Рис. 3. График зависимостей полученный по математической модели:

$$\eta_t = f(\varepsilon; k); N_t = f(\varepsilon; k); M_t = f(\varepsilon; k); g_t = f(\varepsilon; k)$$

Таблица 1

Результаты расчета термического 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_t , МПа	2,053	2,219	2,274	2,285
Термодинамическая мощность N_t , кВт	146,850	177,045	191,193	199,936

Окончание табл. 2

Крутящий момент $M_t = \frac{9,55 \cdot N_t}{n}$, Н·м	369,057	444,942	480,498	502,471
Термический КПД η_t	0,5408	0,6520	0,7041	0,7363
Удельный термодинамический расход топлива g_t , кг/(кВт·ч)	0,141	0,117	0,108	0,104
Часовой расход топлива G_t , кг/ч	20,75			
Форсировка $\Phi_t = \frac{P_z}{P_t}$	5,189839	9,812758	14,52645	19,37548

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 математическая модель.

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

Таблица 3

Оптимизация КПД термодинамического поршневого ДВС, работающих по циклу Отто относительно КПД цикла Карно

КПД циклов	$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$	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%

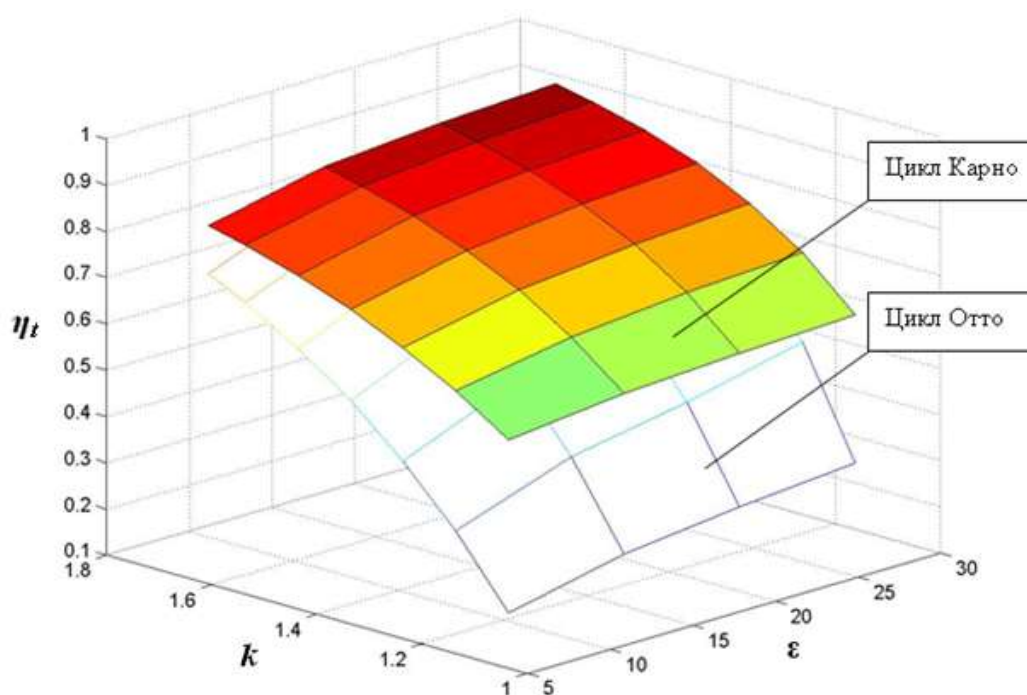


Рис. 4. Графики изменения термического КПД от степени сжатия ε и показателя адиабаты k циклов поршневых ДВС Отто и Карно

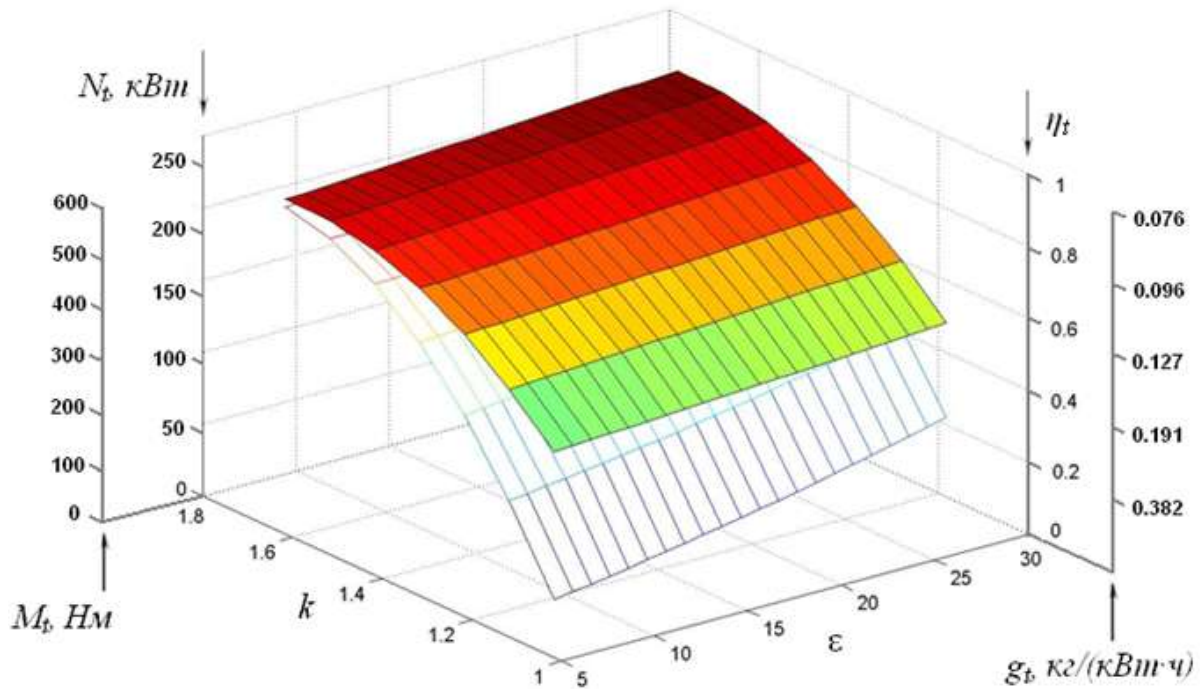


Рис. 5. График изменения термодинамических показателей, полученных по математическим моделям поршневого ДВС Карно и Отто:

$$\eta_t = f(\varepsilon; k); N_t = f(\varepsilon; k); M_t = f(\varepsilon; k); p_t = f(\varepsilon; k); g_t = f(\varepsilon; k)$$

При частных значениях: 1) $\varepsilon = 7$, $k = 1,1, k = 1,4, k = 1,67$, приведенные в табл. 3, показывают, что η_t^o цикла Отто приближается с 32 до 87%, 2) $\varepsilon = 28$, $k = 1,1, k = 1,4, k = 1,67$ - цикла Отто приближается с 47 до 97% к циклу Карно.

С увеличением степени сжатия ε улучшается смесеобразование, увеличивается дозарядка и, следовательно, коэффициент наполнения η_n .

Если шатун с бесконечной длиной шатуна ($L_{ш} = \infty$) будет ходить по продольной оси, скорость поршня уменьшается, а пик максимальной скорости V_{\max} приходится на 90° (рис. 6), поршень движется равномерно, что улучшает смесеобразование, увеличивает дозарядку и, следовательно, коэффициент наполнения η_n .

При увеличении степени сжатия ε мощность двигателя N_t увеличивается и чтобы сохранить мощность постоянной для всех ε , можно уменьшить обороты коленчатого вала, значит КПД механических потерь η_m уменьшается, а термодинамический КПД η_t увеличивается.

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 табл. 1 и 2, рис. 1, 2, 3 показывает, что предложенная методика 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, возможно, 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. Данная методика позволяет прогнозировать, что простыми способами можно повысить термодинамические показатели рядного четырехцилиндрового поршневого ДВС ОАО ЗМЗ, рабочим объемом 2,23 л на 15...20%.

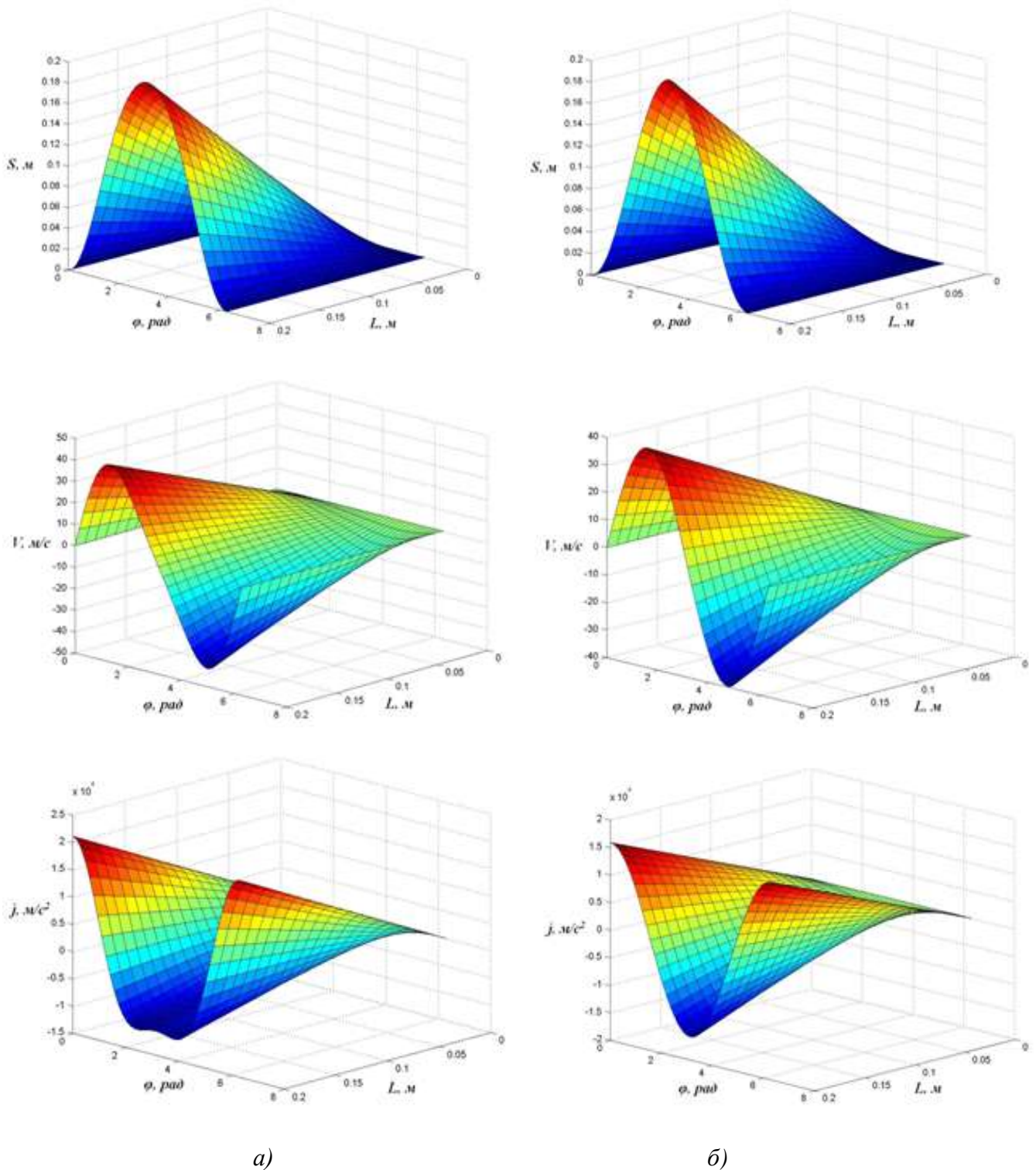


Рис. 6. Графики зависимости $S=f(\varphi, L)$, $V=f(\varphi, L)$, $j=f(\varphi, L)$:
 $a - L_u=148$ мм; $б -$ бесконечная длина шатуна ($L_u=\infty$)

Библиографический список

1. **Бурячко, В.Р.** Автомобильные двигатели. Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности / В.Р. Бурячко, А.В. Гук. – СПб.: НППКЦ, 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 / И.М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
5. **Лашко, В.А.** Мировое судовое дизелестроение концепции конструирования, анализ международного опыта / В.А. Лашко. – М.: Машиностроение, 2005. – 502 с.
6. **Гзовский, М.Б.** Тенденции двигателестроения. Пойти своим путем // За рулем. 2006. №1. С. 24–25.

*Дата поступления
в редакцию 01.02.2011*

L.A. Zakharov, A.N. Tarasov, V.L. Khimich, I.L. Zakharov

**PERFECTION OF THERMODYNAMIC INDICATORS OF THE PISTON ENGINE
WORKING ON THE HYBRID CYCLE**

In given article the basic directions of perfection of thermodynamic indicators piston the ICE with variable degree of compression and a hybrid running cycle are resulted.

Key words: piston the ICE, compression degree, hybrid running cycle, the ICE Carnout, Otto, Trinkler, CAD the ICE.