

УДК 621.43

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

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГИИ РАБОЧЕГО ТЕЛА В СОВРЕМЕННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВС, РАБОТАЮЩИХ НА ТОПЛИВЕ РАЗНОГО ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА, ДО УРОВНЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ, ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ СТАНДАРТОВ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Рассмотрены перспективные методы повышения энергии рабочего тела в современном поршневом ДВС, обеспечивающие выполнение требований энергетических, экономических и экологических стандартов Евро-6 и выше при эксплуатации их в составе водного, наземного и воздушного транспорта.

Ключевые слова: поршневые двигатели внутреннего сгорания, энергия, химический состав энергоносителя и окислителя топлив.

Бурное развитие промышленности и поршневых ДВС в составе водного, наземного и воздушного транспорта, а также в когенерационных и стационарных установках в начале XXI века, связанное с научно-техническим прогрессом, вызвало серьёзный рост энергопотребления и, как следствие, потребление энергоносителей углеводородных топлив природного и искусственного происхождения.

В качестве объекта исследования является рядный четырехцилиндровый двигатель четвертого поколения модельного ряда ЗМЗ, устанавливаемый на водный, наземный и воздушный транспорт (рис. 1).

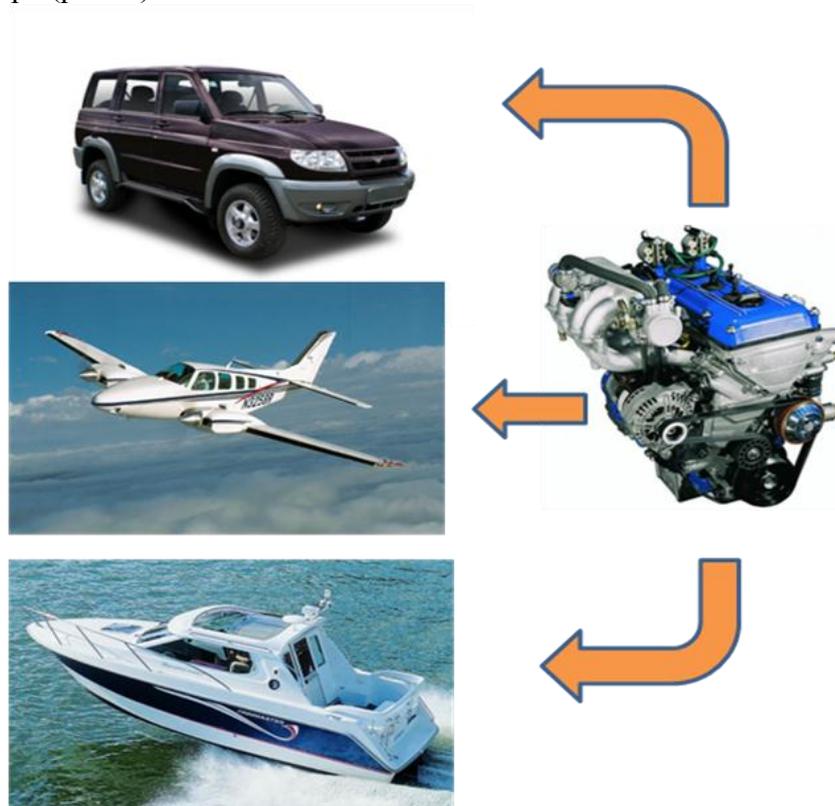


Рис. 1. Современный поршневой ДВС, устанавливаемый на водный, наземный и воздушный транспорт

Его техническая характеристика: рабочий объем $V_h=2,445$ л, $S/D=92/92=1$, эффективная мощность $N_e=66,2$ кВт при $n=4500$ мин⁻¹, масса $m=181$ кг, удельный расход топлива $g_e=0,348$ кг/(кВт·ч) при $n=4500$ мин⁻¹, коэффициент наполнения $\eta_n=0,695$ при $n=4500$ мин⁻¹, эффективный КПД $\eta_e=0,235$, Бензин А-76, степень сжатия $\varepsilon=6,7$.

Анализ и синтез показал его следующие проблемы:

- 1) низкий КПД 0,22...0,29;
- 2) энергетические и экологические показатели ниже мировых стандартов.

Энергетическое совершенствование поршневых атмосферных ДВС

Энергетические, экономические и экологические отечественные и европейские стандарты водных, наземных и воздушных транспортных средств предъявляют всесторонние эксплуатационные требования к современным поршневым двигателям.

Выполнение перспективных по экологической безопасности стандартов требует модернизации, синтеза и внедрения поршневого ДВС, обеспечивающего заданную топливную экономичность – **критерий оценки, который** определен стандартом на выброс диоксида углерода CO_2 при выполнении рациональных и других эксплуатационных показателей. Прогресс по обеспечению заданных перспективных критериев оценки экологической безопасности стандартов, в том числе Евро-6 и выше, требует разработать:

- метод выбора эффективного термодинамического цикла работы поршневого ДВС, используя современные энергетические технологии;
- метод выбора эффективных органов выпуска и впуска подсистемы газообмена, рабочей камеры кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и заполнение её рабочим телом (воздухом с повышенным содержанием кислорода) до нормальных условий и выше: $p_0=100000$ Па, $T_0=298,16$ К, $\rho=1,168608$ кг/м³ по стандартам на поршневой ДВС;
- метод выбора топлив и окислителя топлив по химическим компонентам и по их критериям оценки.

Метод современных перспективных энергетических технологий (выбора рабочего цикла) поршневого ДВС

В современных поршневых ДВС часть внутренней (химической) энергии паров топлива, сгораемых в рабочей камере, преобразование которых в механическую энергию происходит через ряд последовательных физико-химических и термодинамических преобразований в открытой термодинамической системе [1, 4].

Однако непосредственное исследование рабочего цикла затруднено сложностью всей совокупности факторов, влияющих на протекание рабочих процессов в целом. К таким факторам относятся следующие режимы работы поршневого атмосферного ДВС: масса и состав смеси, способ смесеобразования и момента воспламенения, предварительное сжатие массы смеси и многие конструктивные, регулировочные, а также управляющие факторы.

Кроме того, в поршневых ДВС имеет место одновременное протекание термодинамических, газодинамических, химических и тепломассообменных процессов, кратких по времени и накладывающихся друг на друга, что еще больше усложняет картину явлений в современном перспективном рабочем цикле поршневого атмосферного двигателя.

Поэтому оценку влияния отдельных факторов на рабочие процессы целесообразно осуществлять последовательно, рассматривая в цикле главные процессы в простейшей форме. Ввиду сложности явлений, происходящих в рабочей камере цилиндра современного ДВС, оценку влияния отдельных факторов на рабочие процессы целесообразно осуществлять последовательно, рассматривая в цикле главные процессы в простейшей форме, т.е. в открытой термодинамической системе.

При таком принципе протекания в рабочей камере цилиндра теоретического двигателя сложных явлений, получения и преобразование внутренней энергии рабочего тела в меха-

ничную энергию, рабочие циклы превращаются в идеальные, в которых «методом научного исследования» возможно уложить все рабочие процессы в рамки чисто термодинамической задачи [2, 3].

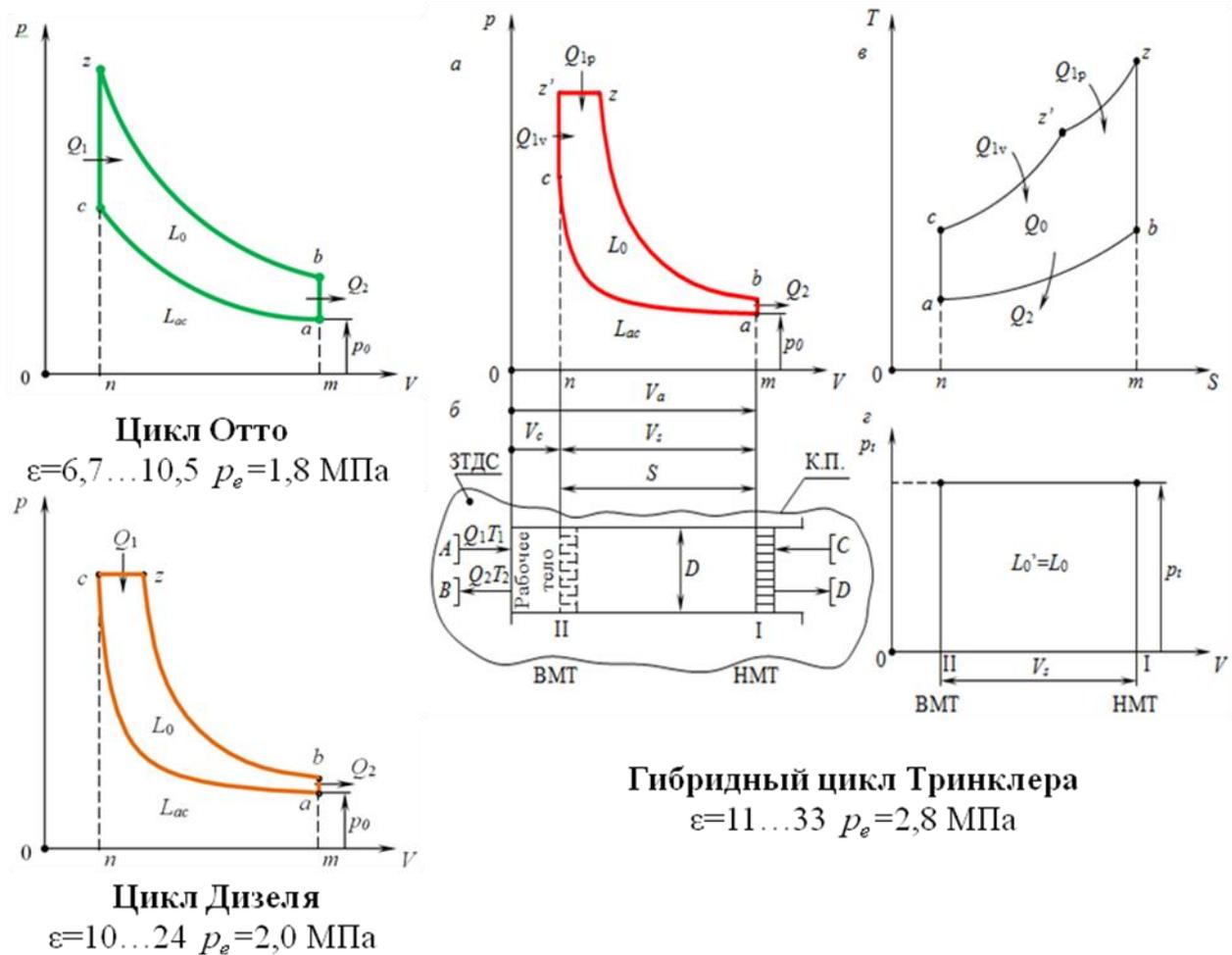


Рис. 2. Современные схемы выбора эффективного термодинамического цикла работы поршневого ДВС

На рис. 2 приведены основные термодинамические циклы, по которым работают поршневые атмосферные ДВС, отличающиеся подводом и отводом теплоты к рабочему телу в закрытой термодинамической системе:

- 1) цикл Отто, двигатели, работающие по циклу с подводом и отводом внутренней энергии к рабочему телу при постоянном объеме;
- 2) цикл Дизеля, двигатели, работающие по циклу с подводом внутренней энергии к рабочему телу при постоянном давлении, а отвод ее при постоянном объеме;
- 3) цикл Тринклера, двигатели, работающие по циклу с подводом внутренней энергии к рабочему телу частично при постоянном объеме и частично при постоянном давлении, а отвод – при постоянном объеме;
- 4) цикл Карно, на рис. 2 не показан, двигатели, работающие по циклу с подводом и отводом внутренней энергии к рабочему телу при постоянной температуре.

По циклу Карно, сравнивают двигатели, работающие по циклам Отто, Дизеля и Тринклера по известным термодинамическим методам расчета.

Основными термодинамическими показателями любого цикла, по которым работают поршневые атмосферные ДВС, являются:

- 1) **экономичность**, характеризуется термодинамическим КПД η_t , часовым G_t и удельным термодинамическим g , расходами условного топлива;

2) **эффективность**, определяемая удельной работой цикла, т.е. работой, приходящейся на единицу разности между максимальным и минимальным объемами рабочего тела в цикле.

Чем **больше** удельная полезная работа, тем **меньше** размеры рабочего цилиндра поршневого атмосферного двигателя потребуются для получения заданных энергетических термодинамической мощности N_t и среднего термодинамического давления цикла p_t .

Цикл Отто, рис. 2, характеризуется:

1. Рабочим объемом цилиндра (полным):

$$V_a = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}, \text{ м}^3;$$

2. Термодинамическим КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} = 1 - \frac{T_a}{T_c};$$

3. Средним термодинамическим давлением цикла:

$$p_t = \frac{Q_1}{0,785 \cdot D^2 \cdot S_n} \cdot \eta_t, \text{ МПа.}$$

Цикл Дизеля, рис. 2, характеризуется:

2. Термодинамическим КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k \cdot (\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k \cdot (\rho - 1)}.$$

Цикл Тринклера, рис. 2, характеризуется:

2. Термодинамическим КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}.$$

В табл. 1 приведены значения характерных параметров и КПД этих циклов для исходных данных: $p_0 = 0,1$ МПа и $k = 1,40$.

Таблица 1

Основные параметры циклов при одинаковом значении подвода теплоты q_u

Параметры	Подвод теплоты в циклы		
	Отто $V=\text{const}$	Дизеля $p=\text{const}$	Тринклера $V=\text{const}$ $p=\text{const}$
Степень предварительного сжатия ε	7	14	21
Степень повышения давления λ	6,897	1,0	3,156
Степень предварительного расширения ρ	1,0	4,201	1,57
Термодинамический КПД η_t	0,5408	0,4984	0,6876
Максимальное термодинамическое давление цикла p_z , МПа	10,66	4,077	22,698
Среднее термодинамическое давление цикла p_e , МПа	2,053	1,751	2,012

Формулы термодинамического **КПД** циклов показывают, что при постоянной максимальной массе рабочего тела в полном объеме цилиндра, величина термодинамического

КПД цикла возрастает с увеличением степени предварительного сжатия, причем решающим фактором является не степень сжатия сама по себе, а степень расширения, величина которой при прочих равных условиях увеличивается с увеличением степени предварительного сжатия.

При этом следует отметить, что при снятии внешней скоростной характеристики с современного поршневого атмосферного ДВС на современном моторном стенде автоматически отмечается **момент** положения максимального давления цикла P_z относительно верхней мертвой точки (ВМТ) по углу поворота коленчатого вала (п.к.в.), который позволяет с высокой точностью определить степень расширения рабочего тела.

Увеличение степени расширения при одинаковом количестве внутренней энергии является следствием увеличения ΔU – фактора изменения внутренней энергии – или при адиабатическом процессе расширения – увеличение полезной работы расширения и, следовательно, работы цикла.

Поэтому для **современных** и **перспективных** поршневых атмосферных ДВС **увеличение** степени расширения **является ключом** к повышенному КПД двигателя.

Так как между степенью расширения δ и степенью предварительного сжатия ϵ для всех термодинамических циклов существует определенная связь, а величина предварительной степени сжатия представляет удобную для расчета величину, основанную на конструктивных данных двигателя, то принято формулы термодинамических КПД выражать через величину предварительной степени сжатия, хотя с **методической точки зрения** было бы правильно **пользоваться** величиной степени расширения как более **оптимальной**.

Следует отметить, что современные поршневые атмосферные ДВС (судя по экспериментальным индикаторным диаграммам) работают по циклу Тринклера.

Метод выбора подсистемы газообмена и рабочей камеры КШМ для повышения внутренней энергии рабочего тела

Поршневые атмосферные бензиновые двигатели работают в составе транспортного средства с существенно более низкими энергетическими показателями, чем на моторном стенде.

Так как нагрузка контролируется внутренней энергией рабочего тела, этот **определяющий параметр** может быть **использован как ключ** для воздействия на повышение полезной работы действительного термодинамического цикла. Такое воздействие для современного поршневого ДВС необходимо на полном дросселе. Оно позволяет повысить эксплуатационные характеристики двигателя, так необходимые для удовлетворения требований эффективной работы транспортного средства.

Отечественный и зарубежный опыт проведения экспериментальных работ показал, что выполнение норм Евро-4 потребовал увеличения рабочего объема двигателя на 10...12%, при этом были сохранены энергетические показатели двигателя.

Экологические стандарты Евро-5 и более требуют применения современного метода для исследования новых рабочих процессов термодинамического цикла поршневого ДВС.

1. Индикаторная диаграмма и экспериментальные технические характеристики и анализ протекания рабочих процессов в рабочей камере КШМ

На рис. 3 показана схема индикаторной диаграммы, на которой дана диаграмма процесса принудительного выпуска отработавших газов при наличии в рабочей камере КШМ «вредного» пространства, объем которого равен объему камеры пространства предварительного сжатия рабочей смеси V_c между головкой и поршнем в крайнем положении при сжатии.

Наличие «**вредного**» пространства вводит новый процесс в рабочую диаграмму. Этот процесс расширения остаточных газов с давлением p_r , (\cdot) r' , до давления конца процесса

расширения остаточных газов p_r , (\cdot) r_a (процесс $r'r_0r_a$). Только после его окончания может начаться процесс наполнения. Новый процесс расширения ($r'r_0r_a$) остаточных газов объемом V_c можно разделить на два последовательно повторяющихся процесса.

Первый процесс, доля потерянного хода поршня при его перемещении от точки r' до точки r_0 . При этом давление p_r уменьшается до p_0 , а их разность равная $\Delta p_b = p_r - p_0$ характеризует значительное гидравлическое сопротивление органов выпуска. Для уменьшения Δp_b необходима настройка органов выпуска.

Второй процесс, потерянного хода поршня при его перемещении от точки r_0 до точки r_a . При этом давление p_0 уменьшается до p_a , а их разность, равная $\Delta p_{вп} = p_0 - p_a$, характеризует значительное гидравлическое сопротивление органов впуска. Для уменьшения $\Delta p_{вп}$ необходима настройка органов впуска.

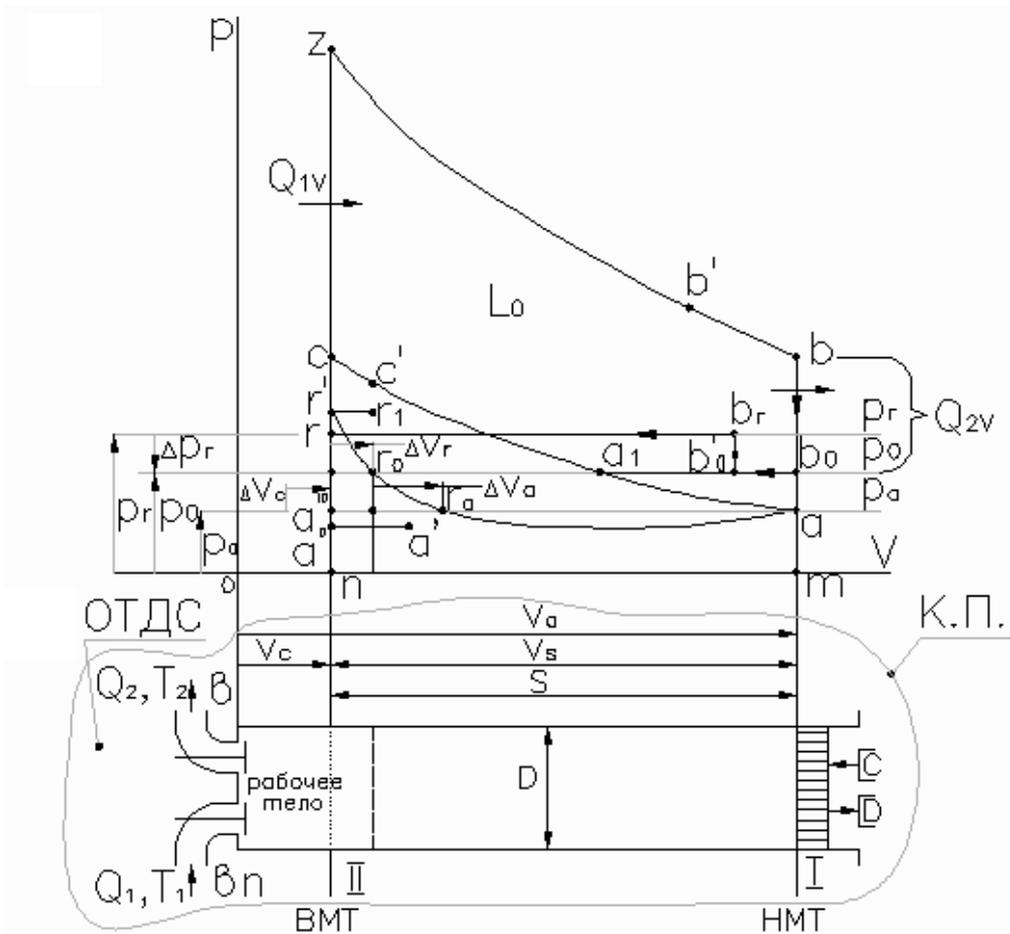


Рис. 3. Схема процессов выпуска и впуска при газообмене в цилиндре атмосферного ДВС, работающего по циклу Отто в V_p диаграммах:

$b'bb_0b_r$ – свободный выпуск; b_rr' – принудительный выпуск; $r'r_1$ – свободный выпуск; $a'a''a'''$ – предварение впуска; $a'a''rr'r_1$ – продувка камеры предварительного сжатия; aa_1 – опаздывание впуска; a_1c' – процесс предварительного сжатия; cz – процесс сгорания; $z'b'b$ – процесс расширения; $r'r_0r_a$ – линия протекания давления в цилиндре в процессе наполнения

2. Получение внутренней энергии рабочим телом в рабочей камере КШМ

На рис. 4 приведена принципиальная схема распределения и получения внутренней энергии рабочим телом, где ΔV_b – доля потерянного хода поршня от гидравлического со-

противления органов выпуска, м^3 ; $\Delta V_{\text{вп}}$ – доля потеряннного хода поршня от гидравлического сопротивления органов впуска, м^3 ; ΔV_c – доля потеряннного хода поршня от «**вредного пространства**» камеры предварительного сжатия, т.е. отсутствия продувки ее от остаточных газов, м^3 ; $\Delta V_{\text{кс}}$ – доля потеряннного хода поршня от удаления **картерной смеси**, состоящей из 50% паров топлива и 50% отработавших газов, из картера двигателя, м^3 ; $\Delta V_d = V'_d + V''_d$ – условная дозарядка **воздухом** рабочей камеры КШМ, расходуемое V'_d на сгорание паров топлива картерной смеси и V''_d на увеличение массового наполнения для повышения внутренней энергии, м^3 ; $\Delta V_{\text{овп}}$ – горючая смесь для получения внутренней энергии рабочего тела, м^3 .

Прежде всего, в рабочей камере КШМ начинают расширяться остаточные газы (ОГ) с p_r до p_0 , рис. 3; и только после преодоления гидравлических сопротивлений в органах впуска с p_0 до p_a ОГ прилипают к днищу поршня и отделяются эластичными перегородками: $V_{\text{в}}$ – выпуска, $V_{\text{вп}}$ – впуска, $V_{\text{пс}}$ – предварительного сжатия и вместе с поршнем перемещаются до положения поршня в НМТ.

При перемещении поршня от точки r_a до точки a (НМТ) в рабочую камеру поступают: **картерная смесь**, состоящая из 50% отработавших газов и 50% паров топлива, определяемая экспериментом $V_{\text{кс}}$; свежее рабочее тело от процесса дозарядки V_d , а затем основной впуск свежего заряда в рабочую камеру КШМ $V_{\text{вп}}$ и на этом совокупность газодинамических и термодинамических явлений процесса наполнения заканчивается.

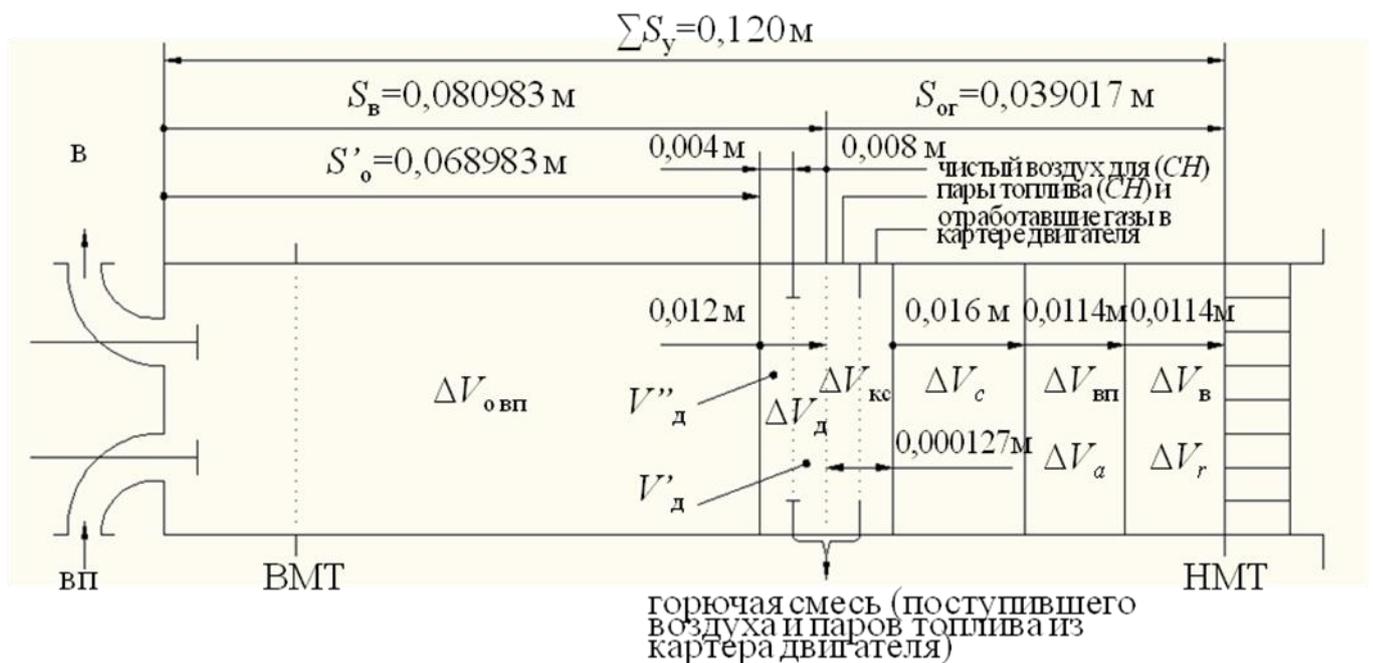


Рис. 4. Принципиальная схема изображения условных парциальных объемов и внутренней энергии рабочего тела в цилиндре поршневого ДВС

В современных атмосферных поршневых ДВС с внешним смесеобразованием более точным будет расчет с учетом всех составляющих баланса энергии.

В общем виде полный баланс энергии за ход наполнения и сжатия:

1. В общем виде полный баланс энергии за ход наполнения:

$$U_{ог} + U_{вп} + L_{вп.с.з} + Q_{вп.с.з} + U_{кc} + U_{д} = U_{а} + L_{н.р.с} + U_{s},$$

где $U_{ог} = c_r \cdot M_{ог} \cdot T_r$, Дж – внутренняя энергия остаточных газов;

$U_{вп} = c_v \cdot M_{в} \cdot (T_{н.у.} - T_i) + m_t \cdot Q_{н}$, Дж – внутренняя энергия свежего заряда;

$L_{вп.с.з} = p_0 \cdot V_s \cdot \eta_{н}$, Дж – работа, затраченная на впуск свежего заряда;

$Q_{вп.с.з} = c_p \cdot M_{общ} \cdot \Delta T$, Дж – теплота, полученная свежим зарядом при подогреве его от

поверхностей стенок органов впуска;

$U_{кc} = m_{ткc} \cdot Q_{н}$, Дж – внутренняя энергия картерной смеси;

$U_{д} = c_v \cdot M_{в,д} \cdot T_{н.у.} + m_{т,д} \cdot Q_{н}$, Дж – внутренняя энергия свежего заряда от дозарядки рабочей камеры КШМ;

$U_{а} = c_v \cdot (M_{общ} + M_{ог}) \cdot T_{а}$, Дж – внутренняя энергия рабочей смеси в конце хода наполнения;

$L_{н.р.с} = \int_{r'}^a p \cdot dV$, Дж – работа, совершаемая рабочей смесью за ход наполнения;

$U_s = \frac{\omega_{ц}^2}{2} \cdot (M_{общ} + M_{ог})$, Дж – энергия движения рабочей смеси в цилиндре в конце

впуска. Полагая $\omega_{ц} = 0$ и выражая работу наполнения через $\mu_{в} \cdot p_a \cdot V_s$ (где $\mu_{в}$ – коэффициент

работы наполнения, $\mu_{в} = \frac{\int_{r'}^a p dV}{p_a \cdot V_s}$).

По данным обработки индикаторных диаграмм $\mu_{в} = 0,82...0,9$.

2. В общем виде полный баланс энергии за ход сжатия:

$$L_s + U_{э.и.р} = U_c,$$

где $L_s = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot (p_c \cdot V_c - p_a \cdot V_a)$, Дж – абсолютная работа сжатия между точками a и c ;

$U_{э.и.р} = 0,080$, Дж – внутренняя энергия искрового разряда по данным эксперимента.

Используя рис. 3 и рис. 4, а также формулы полного баланса энергии рабочего тела за ход наполнения и сжатия выполнен расчет и проведен анализ и синтез повышения внутренней энергии рабочего тела. Результаты выполненной работы приведены на рис. 5.

Необходимо отметить следующие проблемы, связанные с использованием метода выбора органов подсистемы газообмена и рабочей камеры КШМ для четырехцилиндрового атмосферного поршневого двигателя четвертого поколения модельного ряда ЗМЗ:

- **большой** прорыв рабочей смеси в процессе сжатия и смесеобразования, а также отработавших газов в процессе сгорания и расширения через кольцевое уплотнение в картер двигателя и, как следствие, большой прорыв **картерной смеси** через кольцевое уплотнение из картера двигателя обратно в рабочую камеру КШМ в процессе наполнения. Эту проблему можно решить соответствующим выбором размеров, формой, микрорельефом инженерного решения цилиндра, поршня, колец и кинематики КШМ;
- большое гидравлическое сопротивление органов выпуска может быть уменьшено выбором геометрии и газодинамической настройки в составе транспортного средства;
- большое гидравлическое сопротивление органов впуска. Эту проблему можно решить настройкой подсистемы газообмена расчетным способом и подтвердить экспериментом; так как масса циклового воздушного заряда определяет его энергетический по-

тенциал, поскольку от нее зависит количество топлива, способное полностью и своевременно сгореть в рабочей камере КШМ. Поэтому в современном бензиновом двигателе этой проблеме уделяется значительное внимание.

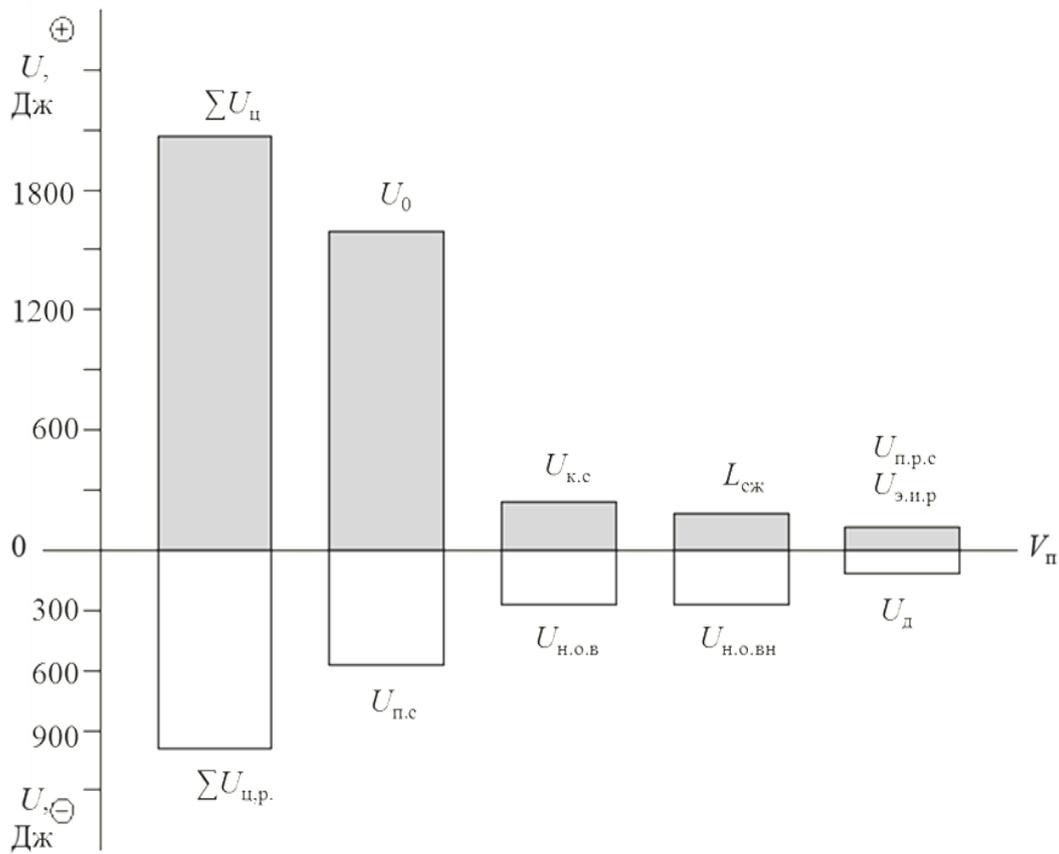


Рис. 5. Схема распределения внутренней энергии рабочего тела по условным парциальным объемам в цилиндре поршневого ДВС

Метод выбора топлив и окислителя топлив по химическим компонентам и по их критериям оценки

В работе применен термодинамический метод выбора топлив и их окислителей (см. табл. 2).

Таблица 2

Цикловые термодинамические показатели выбора топлива по химическому составу и его окислителя

Топливо	$m_{в,ц,1ц}, кг$ $m_{O_2,ц,1ц}, кг$	$l_0, \frac{кг.воздуха}{кг.топлива}$ $l_0, \frac{кг.кислорода}{кг.топлива}$	$m_{т,ц,1ц}, кг$	$Q_n, Дж/кг$	$Q_{1,ц,1ц}, Дж$	G_i
1	2	3	4	4	6	7

Пылевидное углеродное топливо C=1,0 H=0,0	0,000929505225	11,494	0,0000808687	34106600	2964	129 %
	0,000215645212	2,666608	34			

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6	7
Жидкое тяжелое топливо C=0,9 H=0,1	0,000929505225	13,793	0,0000673896	40939150	2964	107,5 %
	0,000215645212	3,199976	34			
Дизельное топливо C=0,874 H=0,126	0,000929505225	14,391	0,0000645893	42720000	2964	103,0 %
	0,000215645212	3,338712	42			
Бензин C=0,855 H=0,145	0,000929505225	14,828	0,0000626858	44013798	2964	100 %
	0,000215645212	3,440096	12			
Метан C=0,7618 H=0,2382	0,000929505225	16,970	0,0000547734	50381739	2964	87,4 %
	0,000215645212	3,937040	37			
Водород C=0,0 H=1,0	0,000929505225	34,483	0,0000269554	10243210	2964	43,0 %
	0,000215645212	8,000056	63			
Воздух			$O_2=23,2\%$			
			$N_2=76,8\%$			

Термодинамический метод предусматривает:

- 1) выбор топлива по химическому составу по Российским и Европейским стандартам;
- 2) цикловая масса воздуха и кислорода выбирается при термодинамических условиях для полного объема цилиндра;
- 3) теоретически необходимое количество воздуха и кислорода рассчитывается аналогично химическому составу топлива;
- 4) цикловой расход топлива рассчитывается по общепринятым методикам поршневого ДВС;
- 5) низшая теплота сгорания рассчитывается по общепринятым методикам на поршневой ДВС;
- 6) внутренняя энергия рабочего тела рассчитывается также по общепринятым методикам на поршневой ДВС.

Анализ результатов, приведенных в табл. 2, показывает: масса воздуха и кислорода постоянная и несменяемая для всех родов топлива. При этом получаем внутреннюю энергию рабочего тела одинаковой для всех родов топлива – это главный (определяющий) параметр сравнения топлив. Однако для получения этой постоянной энергии затрачивается различное количество циклового и часового расхода топлива.

Если принять часовой расход топлива для бензина за 100% то видим: чем больше содержание углерода в топливе, тем меньше низшая теплота сгорания, тем выше часовой расход топлива, и наоборот, чем больше водорода в топливе, тем выше низшая теплота сгорания, и тем меньше часовой расход топлива.

Например, при работе двигателя на пылевидном углеродном топливе часовой расход увеличивается 29%, чем на бензине, а при работе двигателя на природном газовом топливе часовой расход уменьшается на 12,6%, а на чистом водороде на 57%.

Оценка топлива, как правило, ведется по удельному расходу на работающем двигателе.

Выводы

1. Разработан метод выбора эффективного термодинамического цикла с использованием современных энергетических технологий:

- выбор современного рабочего цикла поршневого ДВС с высокой внутренней энергией рабочего тела;
- получены современные высокие энергетические показатели на уровне перспективных ДВС.

2. Разработан метод выбора подсистемы газообмена и рабочий камеры КШМ для повышения внутренней энергии рабочего тела:

- повышение внутренней энергии рабочего тела за счет продувки пространства камеры предварительного сжатия на 19 %;
- повышение внутренней энергии рабочего тела за счет настройки органов выпуска на 14%;
- повышение внутренней энергии рабочего тела за счет настройки органов впуска на 14%;
- повышение внутренней энергии рабочего тела за счет дозарядки на 5%.

3. Метод выбора топлив и окислителя топлив по химическим компонентам и по их критериям оценки:

- разработаны критерии оценки выбора топлив с различным химическим составом;
- определяющим критерием выбрана внутренняя энергия рабочего тела, постоянная для всех видов топлива;
- перспективное повышение внутренней энергии рабочего тела за счет ввода чистого кислорода в воздух с одновременным уменьшением азота в воздухе;
- наиболее перспективным топливом рекомендуется природное газовое топливо и водород.

Реализация метода

Материалы методы используются:

- при создании новых и модернизации серийных поршневых ДВС на моторных предприятиях
- на кафедре «Энергетические установки и тепловые двигатели» НГТУ им. Р.Е. Алексеева при выполнении курсовых, дипломных и магистерских работ по специальности ДВС.

Библиографический список

1. **Захаров, Л.А.** Метод оценки термодинамических показателей поршневого двигателя работающего по циклу Отто на ранней стадии проектирования / Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, А.Н. Тарасов // Журнал ААИ. 2011. №2(67). С. 42-47.
2. **Захаров, Л.А.** Повышение топливной экономичности дизельного двигателя за счет снижения механических потерь / Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, А.В. Сеземин // Журнал ААИ. 2011. №3(68). С. 41-43.
3. **Захаров, Л.А.** Повышение технико-экономических показателей бензиновых двигателей внут-

- ренного сгорания: дисс. ... д-ра техн. наук / Захаров, Л.А. – Н. Новгород, 2000. – 413 с.
4. **Захаров, Л.А.** Методика исследования и расчет термодинамических циклов поршневого ДВС с переменной степенью сжатия/ Л.А. Захаров, Н.А. Адясова, И.Л. Захаров, А.Н. Тарасов // Международной студенческой научно-технической конференции по технической термодинамике для ДВС, посвященной 50-летию ЗФ НГТУ им. Р.Е. Алексева: сб. научн. тр. / НГТУ им. Р.Е. Алексева. – Н. Новгород, 2010.
 5. Исследование и расчет термодинамических показателей поршневого двигателя внутреннего сгорания, работающего по циклу Отто, методом технической термодинамики: метод. указ. / сост.: Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, А.В. Сеземин [и др.]; НГТУ им. Р.Е. Алексева. – Н. Новгород, 2010. – 33 с.
 6. Исследование и расчет термодинамических показателей поршневого двигателя внутреннего сгорания, работающего по циклу Карно, методом технической термодинамики: метод. указ. / сост.: Л.А. Захаров, И.Л. Захаров, А.В. Сеземин [и др.]; НГТУ им. Р.Е. Алексева. – Н. Новгород, 2010. – 14 с.

*Дата поступления
в редакцию 21.01.2013*

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

METHODS OF INCREASING ENERGY WORKING FLUID IN THE MODERN PISTON ENGINE RUNNING ON FUELS OF DIFFERENT CHEMICAL COMPOSITION, TO LEVELS PERSPECTIVE ENERGY, ECONOMIC AND ENVIROMENTAL STANDARDS

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev

Promising methods of increasing energy of the working body in the modern piston engine to meet the requirement of energy, economic and environmental standards Euro-6 and above in the operation as part of their water, land and air transportation.

The object of study is the inline four-cylinder engine of fourth generation, which is set on the water, land and air vehicles.

As a result, the method of selecting efficient thermodynamic cycle with the use of modern technologies in the field of energy; the method of selecting a subsystem of gas exchange and the chamber of a crank mechanism to increase the internal energy of the working of the body; the method of selecting the fuel and oxidizer fuel chemical components and criteria for their evaluation are developed.

Key words: Internal combustion piston engines, energy, chemical composition and oxidizer fuel energy source.