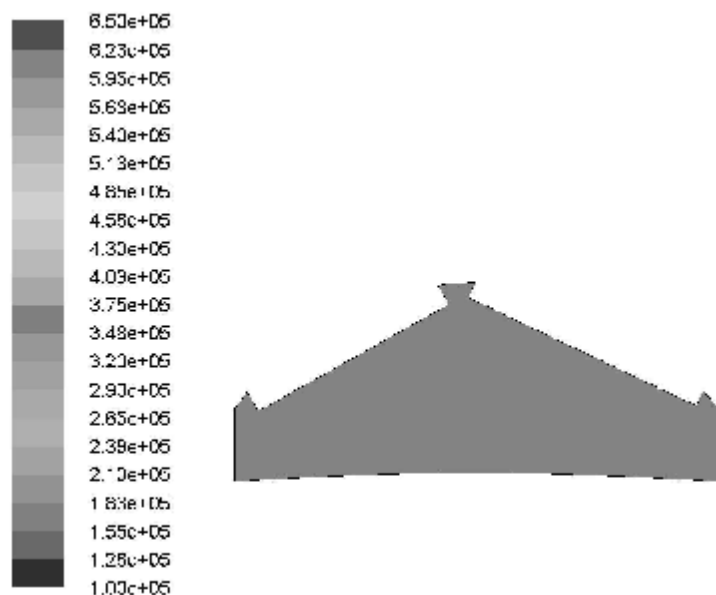


нейшем ее воспламенение и горение. Были получены распределения давлений, температуры, векторы скоростей, турбулентность потока, распределение топлива в цилиндре при различных положениях коленчатого вала.



В результате проведенного исследования можно сделать вывод, что полученные модели качественно описывают рабочие процессы, протекающие в двигателе внутреннего сгорания. Полученные результаты являются первым этапом создания виртуальной модели ДВС, которая позволит сократить расходы на создание нового и доводку существующего двигателя.

Рис. 4. Полное давление в ВМТ

#### Литература:

1. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990, с. 253
2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей./ Колчин А.И., Демидов В.П. - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.
3. Батулин О.В. Расчет течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса. Часть 2. Построение расчетных моделей в препроцессоре Gambite/ О.В. Батулин, И.И. Морозов, В.Н. Матвеев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. - 125с.
4. Батулин О.В. Расчет течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса. Часть 3. Работа в программе Fluent/ О.В. Батулин, И.И. Морозов, В.Н. Матвеев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. - 115с.

### **СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, РЕАЛИЗОВАННЫХ НА ОСНОВЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ОТТО И МИЛЛЕРА**

**Гусаков С.В.** (Российский университет дружбы народов)

В сороковых годах прошлого века Ральф Миллер предложил воздействовать на массу рабочего заряда в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания, управляя моментом закрытия впускного клапана [1], что реализует концепцию цикла Джеймса Аткинсона [2], и открывает пути повышения эффективности рабочих процессов ДВС. Эти идеи до последнего времени не были востребованы практиками из-за отсутствия надежных устройств оперативного управления моментами открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов на работающем двигателе. Разработка механизмов регулирования фаз газораспределения, типа: *VVT* фирмы *Toyota*, *VTEC* фирмы *Honda* или *Vanos* фирмы *BMW* позволила реализовать выдвиг-

нутые ранее идеи в серийных двигателях легковых автомобилей *Toyota Prius*, *Mazda Xedos*, *Lexus RX 450h*, *Mersedes ML 450 Hebrid* и др. [3]. Применение двигателей работающих по циклу Аткинсона-Миллера дает заметное снижение эксплуатационного расхода топлива.

Попробуем теоретически проанализировать одну из возможностей повышения КПД при работе на частичных нагрузках, поршневого двигателя с преимущественно количественным регулированием, путем изменения момента закрытия впускного клапана.

В последующих рассуждениях и зависимостях приняты следующие обозначения и сокращения:  $Q$ ,  $L$ ,  $p$  и  $V$  – теплота, работа, давление и объем, соответственно. Индексы:  $t$ ,  $i$ ,  $g$ ,  $mex$  и  $e$  – относящиеся к понятиям КПД, работы, потерям и т.п., и уточняющие их, как: термический, индикаторный, относительный, механический и эффективный, соответственно; индекс  $ck$  – отмечает параметр, относящийся к циклу в целом; индексы  $a$ ,  $c$ ,  $z$ ,  $b$  и  $r$  – определяют величины, характеризующие такие точки цикла, как: начало и конец сжатия, конец теплоподвода, конец расширения и условия выпуска заряда из цилиндра, соответственно; индексы:  $nx$  – насосные ходы,  $s$  - относящийся к циклу Отто,  $m$  – к циклу Миллера.

В качестве базового взят цикл Отто - термодинамический цикл поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме, который характеризуется: степенью сжатия  $e$ , показателем адиабаты  $k$  и степенью повышения давления  $I$ , определяющей количество подводимой к рабочему телу теплоты  $Q_1$ . Термический КПД цикла  $h_t = 1 - 1/e^{k-1}$  позволяет определить количество теплоты, вводимой в цикл  $Q_1 = L_{ck} / h_t$ , задавшись значением  $I$  и предварительно вычислив полезную работу цикла, как разность работ расширения и сжатия  $L_{ck-t} = L_{zb} - L_{ac}$ , которые для адиабатных процессов определяются, как

$$L_{ac} = \frac{p_c \cdot V_c - p_a \cdot V_a}{k-1}; L_{zb} = \frac{p_z \cdot V_c - p_b \cdot V_a}{k-1}, \text{ где } p_c = p_a \epsilon^k; p_z = \lambda p_c \text{ и } p_b = p_z / \epsilon^k.$$

При переходе от теоретического к действительному циклу полезная работа цикла  $L_{ck-i} = h_g \cdot L_{ck-t}$  уменьшается с учетом потерь теплоты от рабочего тела в стенке цилиндра и несвоевременности тепловыделения, на величину относительного КПД  $h_g$ , равного отношению индикаторного к термическому КПД  $h_g = h_i / h_t$ .

В теории ДВС, отношение эффективной к индикаторной работе – механический КПД, характеризует потери энергии внутри двигателя, складывающиеся из потерь на трение, затрат на привод вспомогательных агрегатов и потерь, связанных с работой, затрачиваемой на осуществление газообмена, так называемой работой насосных ходов, оцениваемой как  $L_{nx} = p_r(V_a - V_c) - p_a(V_a - V_c) = (p_r - p_a)V_h$ , где  $p_a = x_{in} \cdot p_o$  и  $p_r = x_{ex} \cdot p_o$  среднее давление в цилиндре во время наполнение и выпуска, соответственно. Абсолютное значение насосных потерь связано с давлением окружающей среды  $p_o$  и зависит от коэффициентов гидравлических потерь на впуске  $x_{in}$  (в том числе и при дросселировании) и потерь на выпуске  $x_{ex}$ .

Для удобства дальнейшего анализа выделим работу насосных ходов из условной работы механических потерь. Тогда располагаемая – эффективная работа  $L_{e-ck}$  меньше работы, совершаемой рабочим, равной разности индикаторной работы газовых сил и работы насосных потерь  $L_{su-ck} = L_{ck-i} - L_{nx}$ , кратно механическому КПД  $h_{mex}$ , учитывающему в нашем случае потери в двигателе на трение и привод агрегатов двигателя  $L_{e-ck} = h_{mex} \cdot L_{su-ck}$ . Значения индикаторного и эффективного КПД равны  $h_i = L_{ck-i} / Q_1$  и  $h_e = L_{e-ck} / Q_1$ , соответственно.

Цикл Отто – теоретическое приближение к рабочему процессу в двигателях с искровым зажиганием, является наиболее эффективным из термодинамических циклов поршневых двигателей. Однако действительному рабочему процессу ДВС, работающему на гомогенной топливо-воздушной смеси, свойственно существенное ухудшение топливной эффективности при работе на частичных нагрузках. Это связывают с различными причинами, в том числе и с дросселированием на впуске, осуществляемом, для уменьшения массового наполнения цилиндра свежей смесью, при необходимости снижения мощности двигателя.

Дросселирование приводит к снижению давления в начале сжатия  $p_{a_s} = h_p \cdot p_a$ , пропорционально снижению нагрузки и соответствующему уменьшению подводимой в цикле теплоты  $Q_{1_s} = h_p \cdot Q_1$ , где  $h_p$  - коэффициент подведенной теплоты - доля теплоты подводимой при частичной нагрузке от теплоты, вводимой в цикл на номинальной нагрузке. Увеличение разницы между давлениями  $p_r$  и  $p_{a_s}$  приводит к увеличению потерь на процессы газообмена  $L_{hx_s} = (p_r - p_{a_s}) \cdot (V_a - V_c)$ , что в конечном итоге приводит к снижению эффективного КПД. Остальные расчетные соотношения при моделировании частичных нагрузок цикла Отто, остаются аналогичными полной нагрузке:

$$p_{c_s} = p_{a_s} \cdot \varepsilon^k; \quad p_{z_s} = \lambda_s \cdot p_{c_s}; \quad \lambda_s = \frac{Q_{1_s} \cdot (k-1)}{V_c \cdot p_{c_s}} + 1; \quad L_{ac_s} = \frac{p_{c_s} \cdot V_c - p_{a_s} \cdot V_a}{k-1};$$

$$L_{zb_s} = \frac{p_{z_s} \cdot V_c - p_{b_s} \cdot V_a}{k-1}; \quad L_{ck_s} = L_{zb_s} - L_{ac_s}; \quad L_{ck_{si}} = \eta_g \cdot L_{ck_s};$$

$$L_{su_s} = L_{ck_{si}} - L_{hx_s}; \quad \eta_i = L_{ck_{si}} / Q_{1_s}; \quad L_{e_s} = \eta_{mex} \cdot L_{su_s}; \quad \eta_{e_s} = L_{e_s} / Q_{1_s}.$$

Рассмотрим вариант рабочего процесса с регулированием мощности запаздыванием закрытия впускного клапана, моделируемый циклом Миллера. В реальном двигателе на частичной нагрузке на такте сжатия при перемещении поршня от нижней мертвой точки ( $V_a$ ) до рабочего объема  $V_m$  впускной клапан открыт, и часть заряда выбрасывается во впускной трубопровод, снижая массовое наполнение цилиндра. Принимаем, что давление в цилиндре при этом остается постоянным  $p_m = p_a$ . Давление конца сжатия в этом случае будет  $p_{c_m} = p_m \cdot (V_m / V_c)^k$ . Работа сжатия  $L_{mc_m} = (p_{c_m} \cdot V_c - p_m \cdot V_m) / (k-1) = (p_{c_m} \cdot V_c - p_a \cdot V_m) / (k-1)$  происходит на участке  $V_m - V_c$  после закрытия впускного клапана. На участке  $c - z$  к рабочему телу подводится количество теплоты  $Q_{1_m} = h_p \cdot Q_1$ , меньше чем при максимальной мощности, причем снижение определяется условием  $h_p = (V_a - V_m) / (V_a - V_c)$  за счет потери части заряда. Давление конца подвода теплоты равно  $p_{z_m} = I_m \cdot p_{c_m}$ , где степень повышения давления  $I_m$  в этом случае может быть найдена из уравнения изохоры  $Q_{1_m} = V_c \cdot (p_{z_m} - p_{c_m}) / (k-1) = V_c \cdot p_{c_m} \cdot (I_m - 1) / (k-1)$ , после преобразования, как  $I_m = [h_p \cdot Q_1 \cdot (k-1)] / (V_c \cdot p_{c_m}) - 1$ . При расширении  $z - b$  совершается полезная работа  $L_{zb_m} = (p_{z_m} \cdot V_z - p_{b_m} \cdot V_a) / (k-1)$ . Теплоотвод на участке  $b - a'$  таков, чтобы давление  $p_{a'_m} = p_{c_m} / e^k$ , тогда работа сжатия на участке  $a' - m$  равна  $L_{a'_m} = (p_a \cdot V_m - p_{a'} \cdot V_a) / (k-1)$ , а работа цикла составит  $L_{ck_m} = L_{zb_m} - L_{a'_m} - L_{mc_m}$ . Работа, затрачиваемая на совершение насосных ходов в цикле Миллера, не зависит от количества подводимой теплоты, так как регулирование нагрузки осуществляется без дросселирования на впуске и величина  $L_{hx_m} = (p_r - p_a) \cdot (V_a - V_c) = (p_r - p_a) \cdot V_h$  постоянна. Индикаторная работа равна  $L_{ck_{mi}} = h_g \cdot L_{ck_m}$ , суммарная работа с учетом насосных ходов  $L_{su_m} = L_{ck_{im}} - L_{hx_m} = L_{ck_{im}} - (p_r - p_a) \cdot V_h$ , а эффективная работа цикла составит

$L_{e,m} = h_{mex} \cdot L_{su,im}$ . Соответственно индикаторный и эффективный КПД равны  $h_{i,m} = L_{ck,im} / Q_{1,m}$  и  $h_{e,m} = L_e / Q_{1,m}$ .

Рассмотрим результаты моделирования рабочего процесса Отто и Миллера при изменении коэффициента подведенной теплоты  $h_p$ . Исходные данные для расчета приведены в табл.1.

**Таблица 1.** Исходные данные для расчета.

П а р а м е т р	Обозначение	Значение
Рабочий объем цилиндра, л	$V_h$	1
Геометрическая степень сжатия	$e$	9
Показатель адиабаты	$k$	1,4
Давление на впуске в двигатель, кПа	$p_o$	100
Коэффициент гидравлического сопротивления на впуске	$x_{in}$	0,9
Коэффициент гидравлического сопротивления на выпуске	$x_{ex}$	1,1
Относительный КПД	$h_g$	0,9
Механический КПД	$h_m$	0,9
Степень повышения давления при максимальной нагрузке	$l$	3

В наиболее явной форме сравнение циклов можно провести на основе значений эффективных КПД (рис. 1) в функции нагрузки двигателя. Полной нагрузке соответствует значение коэффициента подведенной теплоты  $h_p$ , равное единице и эффективный КПД равен 46% для обоих циклов. При снижении нагрузки, в силу принятых в модели допущений, индикаторный КПД остается неизменным. Эффективный КПД падает, причем для рабочего процесса в основе которого лежит цикл Отто, более существенно (кривая 2), чем для цикла Миллера (кривая 3). При значении коэффициента подведенной теплоты  $h_p \cong 0,17$  двигатель с циклом Отто перестает вырабатывать полезную работу, в то время, как эффективный КПД двигателя с циклом Миллера составляет около 33%.

Приведенные данные достаточно красноречиво демонстрируют преимущества цикла Миллера на частичных режимах работы двигателя. Однако значение КПД цикла для различных нагрузок недостаточно для оценки повышения экономичности двигателя в процессе эксплуатации. Расход топлива зависит от мощности и его существенное относительное снижение на частичных нагрузках будет не столь заметно вследствие малых абсолютных значений расхода. Необходимо учитывать частоту вращения коленчатого вала, так как ей пропорционально количество рабочих ходов в единицу времени и, соответственно, расход топлива. И самое основное при эксплуатации, это распределение режимов работы двигателя по времени.

Реальные режимы эксплуатации транспортных двигателей моделируются в методиках испытаний ДВС на моторном стенде, в которых используются различные испытательные циклы. При испытаниях двигателей на соответствие нормам *EURO* на токсичность ОГ используется 13-ступенчатый цикл *ESC* (Правила ЕЭК ООН №96-02 или ГОСТ Р 41.49-2003), включающий 13 установившихся режимов, отличающихся частотой вращения коленчатого вала  $n$  и нагрузкой (первые 4 столбца табл.2) [4].

Анализ расчетных зависимостей эффективной работы цикла  $L_e$  от коэффициента подведенной теплоты  $h_p$ , позволил аппроксимировать линейную связь зависимостями:  $L_{e_s} = 658 \cdot h_p - 99$  и  $L_{e_m} = 577 \cdot h_p - 18$ . Используя их можно вычислить для циклов Отто и Миллера обратные зависимости значения коэффициента подведенной теплоты

$$\eta_{p_s} = \frac{99 + L_{e_s}}{658} = \frac{99 + L_e \cdot P_L / 100}{658}; \quad \eta_{p_m} = \frac{18 + L_{e_m}}{577} = \frac{18 + L_e \cdot P_L / 100}{577},$$

а значит и количества подводимой теплоты  $Q_{1pt_s(m)} = h_{p_s(m)} \cdot Q_1$ , от относительной нагрузки  $P_L$  (4 столбец табл.2).

Количество подводимой теплоты на каждом из режимов корректируется умножением на весовой коэффициент режима  $k_p$  и коэффициент кратности  $q_p$ , который учитывает изменение числа циклов при изменении частоты вращения реального двигателя.  $Q^*_{1pt_s(m)} = k_p \cdot q_p \cdot Q_{1pt_s(m)}$ . Для определенности, отношение номинальной частоты вращения, частоты максимального крутящего момента и минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала принято, как  $n_{ном}/n_{Mmax}/n_{xx min} = 3/2/1$ , то есть их кратности численно равны 3, 2 и 1.

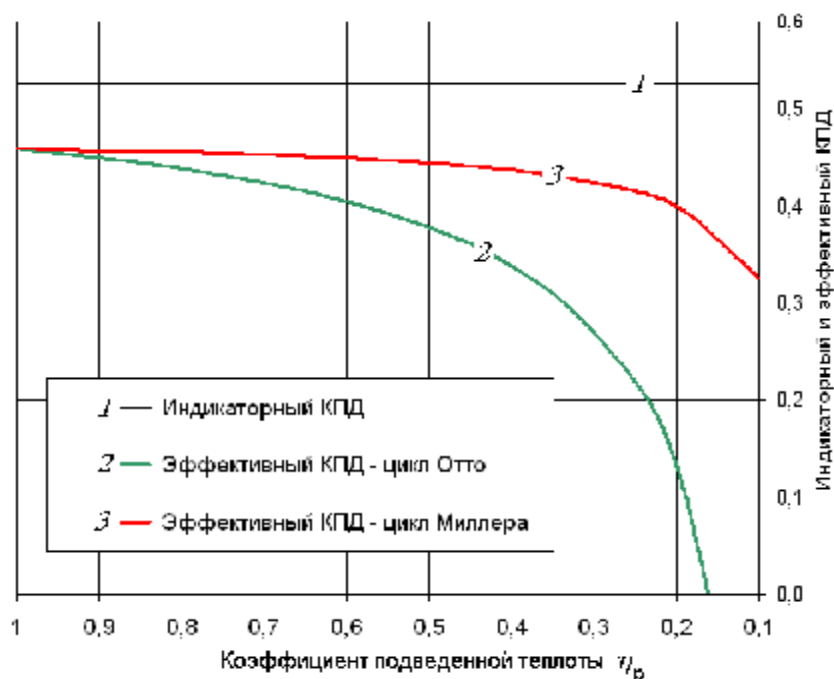


Рис. 1. Индикаторный (1) и эффективные коэффициенты полезного действия рабочих процессов основанных на термодинамических циклах Отто (2) и Миллера (3) в функции коэффициента подведенной теплоты

По сумме затрат теплоты на всех тринадцати режимах испытаний можно оценить эффективность работы двигателя с реализацией определенного рабочего процесса в условиях эксплуатации

$$Q_{13_s} = \sum_{j=1}^{13} k_{pj} \cdot q_{pj} \cdot Q_{1pt_sj} \quad \text{и} \quad Q_{13_m} = \sum_{j=1}^{13} k_{pj} \cdot q_{pj} \cdot Q_{1pt_mj}.$$

Как видно из табл.2 переход от цикла Отто к циклу Миллера при оценке эксплуатационной эффективности действительного цикла по 13-ступенчатому испытательному циклу дает снижение необходимых для выполнения цикла энергозатрат на 7,3% (с 1579 Дж в цикле Отто до 1439 Дж в цикле Миллера).

Таким образом, изменение способа регулирования мощности позволяет достаточно просто повысить эксплуатационную топливную экономичность транспортных ДВС с искровым зажиганием.

**Таблица 2.** Сопоставление эксплуатационной эффективности двигателей с циклами Отто и Миллера при испытаниях по 13-ступенчатому циклу

№ режима	Частота вращения, (кратность $q_p$ )	“Вес” режима $k_p$	Относит. нагрузка $P_L$ , %	Эффект. работа $L_{e(s,m)}$ , Дж	$h_{p,m}$	$Q_{1,m}$ , Дж	$Q^*_{1,m}$ с учётом режима, Дж	$h_{p,s}$	$Q_{1,s}$ , Дж	$Q^*_{1,s}$ с учётом режима, Дж
1,7,13	$n_{xx \min}$ (1)	0,0833	0	0	0,031	38,0	9,5	0,15	183	45,7
2	$n_{Mmax}$ (2)	0,08	10	60	0,135	165	26,4	0,242	295	47,2
3	$n_{Mmax}$ (2)	0,08	25	140	0,274	334	53,4	0,363	443	70,9
4	$n_{Mmax}$ (2)	0,08	50	280	0,516	629	100,6	0,576	702	112,3
5	$n_{Mmax}$ (2)	0,08	75	419	0,757	923	147,7	0,787	959	153,4
6	$n_{Mmax}$ (2)	0,25	100	559	1,0	1219	609,5	1,0	1219	609,5
8	$n_{НОМ}$ (3)	0,10	100	559	1,0	1219	365,7	1,0	1219	365,7
9	$n_{НОМ}$ (3)	0,02	75	419	0,757	923	55,4	0,787	959	57,5
10	$n_{НОМ}$ (3)	0,02	50	280	0,516	629	37,7	0,576	702	42,1
11	$n_{НОМ}$ (3)	0,02	25	140	0,279	334	20	0,363	443	26,7
12	$n_{НОМ}$ (3)	0,02	10	60	0,135	165	9,9	0,242	295	17,7
$\Sigma$		1,00					$Q_{13,m} = 1435,8$		$Q_{13,s} = 1548,7$	

### Литература:

1. Miller, R.H. Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output, ASME Transactions, Vol. 69, 1947, P. 453-457.
2. Atkinson J. Gas Engine / US Patent No 367496, Issue Date: August 2, 1887
3. Гусаков С.В. Гибридные силовые установки на основе ДВС: Учебное пособие. - Изд-во РУДН, 2008, 207 с.
4. Гусаков С.В., Патрахальцев Н.Н. Планирование, проведение и обработка данных экспериментальных исследований двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие. – М.: Изд-во РУДН, 2004, 167 с.

## РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИМЕНИМОСТИ СВЕРХВЫСОКОЙ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ С ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ В НАЧАЛЕ ТАКТА РАСШИРЕНИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

**Коломиец П.В., Ложкин М.Н.** (Тольяттинский государственный университет)

Предварительное сжатие рабочего тела, как способ повышения эффективности работы ДВС, имеет большое значение для всех типов двигателей. Известно, что чем выше степень сжатия, тем меньше необходимо количества топлива для получения единицы мощности. Поэтому, для достижения высоких эффективных показателей возникает необходимость повышения степени сжатия, однако для дизель-