

МЕТОД АНАЛИЗА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ИНДИКАТОРНОГО КПД В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ РАБОТЕ НА РАПСОВОМ МАСЛЕ

А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский, Д.А. Щербаков

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, г. Барнаул

Приведен метод анализа эффективности преобразования теплоты в поршневом двигателе внутреннего сгорания. Рассмотрена графическая схема и аналитические выражения преобразования теплоты в полезную работу. Выполнен анализ индикаторного КПД поршневого двигателя, работающего на рапсовом масле с применением топливной аппаратуры типа Common Rail.

Ключевые слова: поршневой двигатель, рабочий процесс, метод анализа, теплота, рапсовое масло, индикаторный КПД, коэффициент неиспользования теплоты.

METHOD OF THE ANALYSIS AND RESULTS OF PROBE OF INDICATOR EFFICIENCY IN THE PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH USE OF RAPE OIL

A. E. Svistula, G. D. Matiyevsky, D. A. Scherbakov

Polzunov Altai State Technical University, Barnaul

The method of the analysis of efficiency of transformation of warmth in the piston internal combustion engine is given. The graphic scheme and analytical expressions of transformation of warmth to useful work is considered. The analysis of indicator efficiency of the piston engine using rape oil with the fuel Common Rail equipment is made.

Keywords: piston engine, working process, analysis method, warmth, rape oil, indicator efficiency, warmth non-use coefficient

В двигателе внутреннего сгорания преобразование скрытой химической энергии топлива в тепловую энергию и затем в полезную механическую работу, снимаемую потребителем с коленчатого вала двигателя, происходит в два укрупненных этапа [1]. На первом этапе теплота, представляющая разность между располагаемой теплотой $g_u H_u$, выделившейся в цилиндре двигателя в результате сгорания цикловой порции топлива g_u , и тепловыми потерями, преобразуется в механическую индикаторную работу газов L_i , для чего реализуется рабочий цикл двигателя. На втором этапе осуществляется распределение механической индикаторной работы L_i на полезную или эффективную работу двигателя L_e и механические потери L_m .

Отсюда, целесообразно дифференцировать анализ эффективности процессов преобразования теплоты на первом и втором этапах (рисунок 1).

Согласно работе [1] эффективный КПД η_e можно представить:

$$\eta_e = 1 - \Delta X_{np} - \sum \delta_i - \sum l_m. \quad (1)$$

В этом выражении 1 – относительное количество располагаемой теплоты $g_u H_u$, введенной в цикл, ΔX_{np} и сумма коэффициентов δ_i характеризуют потери располагаемой и неиспользование выделившейся теплоты в цикле, а группа коэффициентов l_m – потери работы или части теплоты, преобразованной в индикаторную работу.

Эффективность преобразования теплоты на первом этапе оценивается индикаторным КПД [1]:

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{нп} - \sum \delta_i = 1 - \Delta X_{нп} - \delta_{\text{э}} - \delta_{\text{нс}} - \delta_{\text{к}} - \delta_{\text{в}}; \quad (2)$$

здесь коэффициент $\Delta X_{нп}$ характеризует неплоту выделения теплоты, связанную с недогоранием или прямыми потерями топлива [2]. Все остальные коэффициенты, обозначенные через δ , есть коэффициенты неиспользования теплоты в цикле: $\delta_{\text{э}}$ – в эталонном цикле [3]; $\delta_{\text{нс}}$ – от несвоевременности ввода теплоты [4, 5]; $\delta_{\text{к}} = \delta_{\text{т}} + \delta_{\text{с}}$ – от изменения состояния (температуры и состава) рабочего тела (РТ) и уменьшения показателя адиабаты κ ; $\delta_{\text{в}}$ – по всевозможным причинам отвода теплоты по ходу развития цикла [6]:

$$\delta_{\text{э}} = \frac{1}{\varepsilon_o^{\kappa_{1,4}-1}} \sum_1^m \Delta X_n;$$

$$\delta_{\text{нс}} = \sum_1^m \Delta X_n / \varepsilon_n^{\kappa_{1,4}-1} - \frac{1}{\varepsilon_o^{\kappa_{1,4}-1}} \sum_1^m \Delta X_n;$$

$$\delta_{\text{к}} = \varphi_n \sum_1^m \Delta X_n / \varepsilon_n^{\kappa_n-1} - \sum_1^m \Delta X_n / \varepsilon_n^{\kappa_{1,4}-1};$$

$$\delta_{\text{в}} = \sum_1^m \Delta X_{wn} - \sum_1^m \Delta X_{wn} / \varepsilon_n^{\kappa_n-1},$$

здесь ε_n , ε_o – степень сжатия текущая и в ВМТ; κ – показатель адиабаты; ΔX_n и ΔX_{wn} – соответственно доли выделившейся и отведенной теплоты; φ_n – коэффициент, учитывающий переменность показателя κ_n .

Суммарный коэффициент механических потерь, определяющий потери теплоты на втором этапе преобразования, находится суммированием отдельных составляющих [1]:

$$\sum I_m = I_{mp}^{пз} + I_{mp}^n + I_a + I_{нп} + I_{\partial} + I_n + I_{пр} \quad (3)$$

и представляет долю теплоты от $g_u H_u$, расходуемую на преодоление механических потерь.

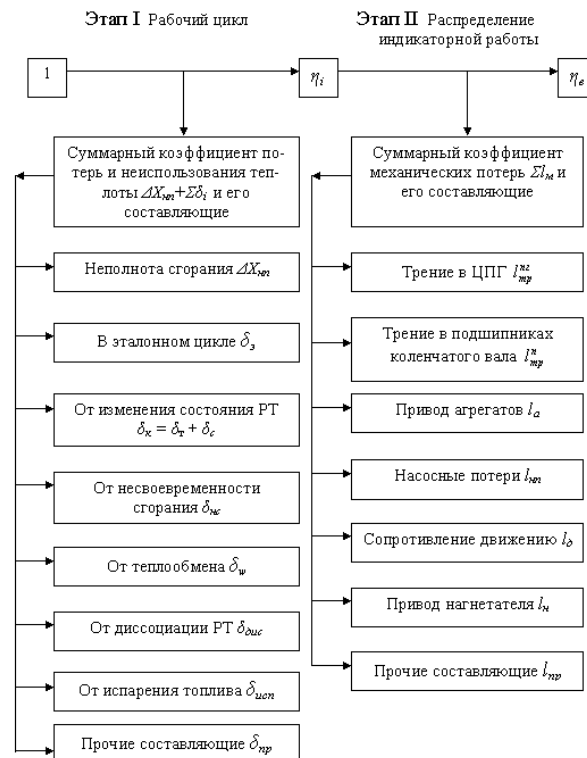


Рисунок 1 – Схема преобразования теплоты в полезную работу [1]

Суммарные механические потери L_m включают ряд основных составляющих: потери на трение L_{mp} в сопрягаемых деталях двигателя (поршень – кольца – гильза; подшипники коленчатого вала: шатунные и коренные; поршень – поршневой палец – головка шатуна); потери на привод вспомогательных

агрегатов и механизмов L_a (водяной, масляный и топливный насосы, вентилятор, магнето, генератор, прерыватель-распределитель, механизмы газораспределения и уравнивания и др.); потери на осуществление процессов газообмена, обеспечивающих очистку цилиндра от отработавших газов и

МЕТОД АНАЛИЗА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ИНДИКАТОРНОГО КПД В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ РАБОТЕ НА РАПСОВОМ МАСЛЕ

наполнение его свежим зарядом (насосные потери) L_{np} ; потери, связанные с сопротивлением, оказываемым движению деталей двигателя (шатун, коленчатого вала, маховика и др.) в масляной и воздушной среде L_{δ} ; необратимые потери на привод нагнетателя L_n при механическом наддуве; прочие потери, неучтенные предыдущими членами $L_{пр}$. В развернутом виде выражение (1) можно представить

$$\eta_e = 1 - \Delta X_{np} - \delta_{\alpha} - \delta_{\kappa} - \delta_{nc} - \delta_w - \delta_{usc} - \delta_{usp} - \delta_{пр} - I_{np}^{па} - I_{np}^{п} - I_a - I_{np} - I_{\delta} - I_n - I_{пр}. \quad (4)$$

Таким образом, выражение (4) является уравнением баланса теплоты и работы в двигателе. Баланс записан на единицу теплоты. В такой записи численно равны одинаковые по смыслу коэффициенты и работы. То есть, индикаторный и эффективный КПД численно равны индикаторной и эффективной работе соответственно, а сумма коэффициентов механических потерь – работе механических потерь.

На рисунке 1 выражение (4) представлено в виде структурной схемы. Уравнение баланса (1) или (4) записано на все количество теплоты $X_e = 1 - \Delta X_{np}$, выделившейся в цилиндре и принявшей участие в цикле преобразования в полезную механическую работу. В общем случае оно справедливо и для любого промежуточного значения количества выделившейся теплоты $X_n(\varphi)$, лежащего в диапазоне $0 \leq X_e$ и соответствующего углу φ ,

$$\begin{aligned} \eta_{en}(\varphi) &= X_n(\varphi) - \sum \delta_{in}(\varphi) - \sum I_{mn}(\varphi) \\ \eta_{en}(\varphi) &= \eta_{in}(\varphi) - \sum I_{mn}(\varphi) \\ \eta_{in}(\varphi) &= X_n(\varphi) - \sum \delta_{in}(\varphi) \end{aligned} \quad (5)$$

Коэффициент η_{in} показывает работу, получаемую в результате преобразования теплоты X_n в цикле, сформированном реальным развитием необратимых процессов до рассматриваемого значения угла φ и последующим изменением состояния РТ по адиабате с показателем, определяемым состоянием РТ при угле φ [1]. Коэффициент η_{en} меньше η_{in} на величину работы механических потерь $\sum I_{mn}$, накопленной к моменту достижения угла φ , а следовательно, представляет эффективную работу теплоты X_n в двигателе. Поэтому η_{en} и η_{in} – коэффициенты эффективного использования теплоты в цикле и в двигателе. На момент завершения цикла при $\varphi = 360^\circ$ коэффициент η_{in} будет характеризовать совер-

шенство преобразования единицы располагаемой теплоты топлива в индикаторную работу реального цикла, а коэффициент η_{en} – в эффективную работу двигателя, т. е. первый станет равным η_i , а второй – η_e .

Метод анализа эффективности преобразования теплоты успешно использован для оценки мероприятий по доводке рабочего процесса [7-13]. Метод реализован для сравнительного анализа показателей рабочего процесса дизеля на рапсовом масле [14] (одноцилиндровый отсек дизеля УК-2 размерностью $S/D = 130/140$) при его работе с разделенной топливной аппаратурой (ТА) с непосредственным впрыскиванием (далее штатная), а также с ТА повышенного давления типа CR [15] и с беспилотным и пилотным впрыском порции топлива (п.т.) (таблица 1).

Таблица 1 – Характеристика ТА [15]

Тип ТА	п, мин -1	УОВТ основ нов-ная, о п.к.в.	УОВТ пилот лот-ная, о п.к.в.	Давление	ε
Штатная	1750	23	-	В распылителе 27 МПа	16
CR	1750	16	-	В рампе 150 МПа	15
CR с пилотом 5%	1750	16	6	В рампе 150 МПа	15

Результаты обработки индикаторных диаграмм на тепловыделение показывают (рисунок 2), что количество выделившейся теплоты X_i во взрывной фазе составляет для штатной ТА 10%, для ТА CR без пилотной п.т. – 19%, для ТА CR с пилотной п.т. – 6%, что соответственно определяет наименьшую жесткость процесса ТА CR с пилотной п.т.

В ТА CR без пилотной п.т. по сравнению со штатной ТА, топливо поступает при более высоком давлении и с большей скоростью, в результате чего за период задержки воспламенения большее его количество подготовлено к сгоранию, что вызывает резкий рост количества теплоты X_i , выделившейся во взрывной фазе. Для ТА CR с пилотной п.т. количество топлива, подготовленного к сгоранию за период задержки, ограничено величиной пилотной порции, что и определяет меньшее значение теплоты X_i , выделившейся во взрывной фазе. Основная порция топлива

поступает в развитый очаг пламени, что предопределяет её быстрое сгорание [16-17]. Изменение индикаторного КПД и коэффициентов неиспользования теплоты в зависимости от нагрузки показано на рисунке 3.

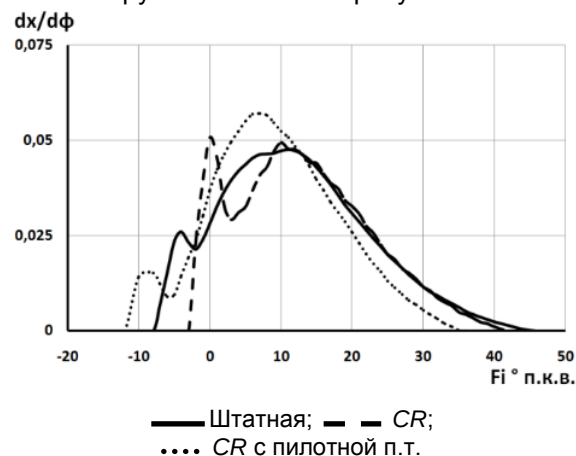


Рисунок 2 – Скорость тепловыделения при

Графики изменения коэффициента неиспользования теплоты вследствие изменения температуры δT показывают, что переход на ТА CR даёт рост δT по отношению к штатной ТА, на 0,01 на режиме малых нагрузок и снижение до 0,008 на режиме средних и максимальных нагрузок, а применение пилотной п.т. в ТА CR незначительно влияет на этот коэффициент. Увеличение этого коэффициента происходит по причине роста максимальной температуры.

Графики изменения коэффициента неиспользования теплоты вследствие изменения состава δc показывают, что переход на ТА CR без пилотной п.т. даёт незначительный рост величины δc по отношению к штатной ТА, применение пилотной п.т. в ТА CR не ведет к серьезному изменению этого коэффициента.

Графики изменения коэффициента неиспользования теплоты вследствие теплообмена δw показывают незначительный рост при переходе от штатной ТА к ТА CR в среднем на 0,002, а применение пилотной п.т. даёт рост по отношению к той же ТА без пилота еще в среднем еще на 0,001. Это связано с тем, что в ТА CR значительно большие значения максимального давления сгорания по отношению к штатной ТА за счет роста температуры рабочего тела.

Графики изменения коэффициента неиспользования теплоты вследствие несвоевременности ее ввода δns показывают, что при переходе от штатной ТА к ТА CR без пилотной п.т. заметно снижение величины δns , в среднем на 0,014 ед., происходит это из-за

уменьшения по времени продолжительности ввода теплоты.

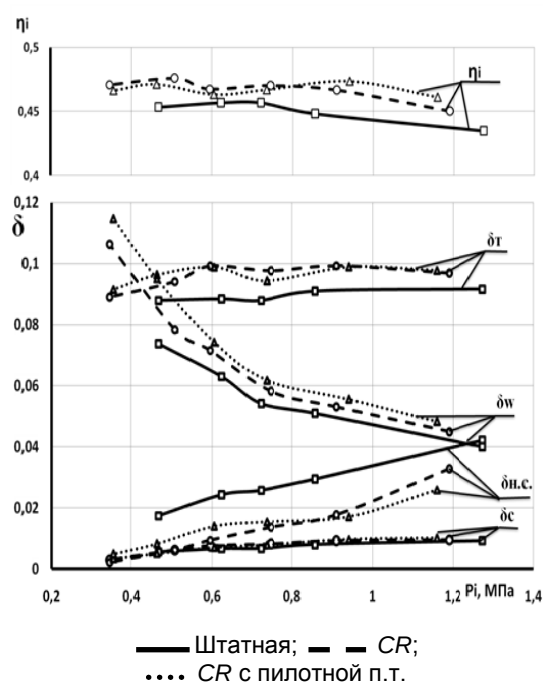


Рисунок 3 – Коэффициенты неиспользования теплоты по нагрузочной характеристике при $n=1750 \text{ мин}^{-1}$

Применение пилотной п.т. в ТА CR на режиме малых и средних нагрузок по отношению к той же системе без пилотной п.т. практически не дает изменений, так как на этих режимах отличий в протекании рабочего процесса почти не наблюдается, но на режиме близком к максимальной нагрузке заметно понижение величины δns примерно на 0,01 ед. по сравнению к ТА CR без пилотной п.т. при тех же нагрузках. Объясняется это уменьшением продолжительности фазы диффузионного горения и, следовательно, более оптимальным характером тепловыделения.

Изменение коэффициентов неиспользования теплоты в итоге определяет характер протекания индикаторного к.п.д. (рисунок 3), который соответствует изменению индикаторного расхода топлива g_i [17].

Таким образом, рассмотренный метод анализа динамики преобразования теплоты в механическую работу позволяет дифференцировать влияние на η_e различных процессов с учетом особенностей их развития и может быть успешно использован в комплексе теоретических и экспериментальных доводочных работ по применению альтернативных топлив. Анализ рабочего процесса дизеля на рапсовом масле позволил выявить следующее: переход от штатной ТА к ТА CR

МЕТОД АНАЛИЗА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ИНДИКАТОРНОГО КПД В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ РАБОТЕ НА РАПСОВОМ МАСЛЕ

ведет к незначительному увеличению коэффициентов неиспользования теплоты цикла вследствие изменения температуры δt и теплообмена δw , при этом уменьшается коэффициент неиспользования теплоты вследствие несвоевременности её ввода δn_s , а коэффициент неиспользования теплоты вследствие изменения состояния остается практически без изменения. Применение пилотного впрыска в ТА CR показывает, что коэффициенты неиспользования теплоты вследствие изменения температуры δt и состава δs остаются практически без изменений, а коэффициент неиспользования теплоты вследствие теплообмена δw увеличивается. При этом коэффициент неиспользования теплоты вследствие несвоевременности её ввода δn_s имеет рост значений на режимах малых и средних нагрузок и уменьшение при увеличении нагрузки. Индикаторный КПД на больших нагрузках выше для ТА CR с пилотной п.т. Отмеченное позволяет рекомендовать пилотный впрыск для применения в ТА CR на больших нагрузках.

Список литературы

1. Ефремов, И.Ф. Метод анализа топливной экономичности поршневых ДВС / И.Ф. Ефремов, Д.Д. Матиевский // Двигателестроение. - 1986. - № 10. - С. 3 - 6.
2. Матиевский, Д.Д. Участие сажи в рабочем цикле дизеля и индикаторный КПД / Д.Д. Матиевский, В.И. Дудкин, С.А. Батурин // Двигателестроение - 1983. - № 3. - С. 54-56.
3. Свистула, А.Е. Анализ неиспользования теплоты в эталонном цикле ДВС / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский // Двигатель-2007: матер. Межд. конф. - М.:МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2007. - С.127-131.
4. Свистула, А.Е. Расчет и анализ коэффициента несвоевременности выделения теплоты в поршневых двигателях [Электронный ресурс] / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2007. - № 1. - Режим доступа: <http://old.technomag.edu.ru/doc/63195.html>.
5. Матиевский, Д.Д. Несвоевременность выделения теплоты в циклах ДВС / Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула // Ползуновский вестник. - 2007. - № 4. - С. 79-87.
6. Матиевский, Д.Д. Расчетно-экспериментальные методы исследования граничных условий теплообмена и его влияние на индикаторный КПД ДВС/ Д.Д. Матиевский, В.А. Синицын // Вестник АлтГТУ: прил. к журналу "Ползуновский альманах" - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2000. - №2. - С.20-25.
7. Свистула, А.Е. Снижение расхода топлива и вредных выбросов дизеля при дополнительном диспергировании топлива [Электронный ресурс] / А.Е. Свистула // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2007. - №4. - Режим доступа: <http://old.technomag.edu.ru/doc/65367.html>.
8. Свистула, А.Е. Снижение сажевыделения и расхода топлива в дизеле присадкой газа и воды к топливу / А.Е. Свистула // Ползуновский Вестник. - 2007. - №4. - С.95-103.
9. Свистула, А.Е. Двойная подача топлива в дизеле с топливной системой непосредственного действия разделенного типа / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский // Ползуновский вестник. - 2009. - № 4. - С. 166-172.
10. Таусенев, Е.М. Экспресс-исследование температуры топливopроводов дизельной топливной системы разделенного типа / Е.М. Таусенев, К.В. Кох, А.Е. Свистула, Е.А. Герман // Ползуновский вестник. - 2013. - № 4-3. - С. 95-99.
11. Балашов, А.А. Разработка экспериментальной системы дополнительного выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / А.А. Свистула, А.А. Балашов, С.В. Яров // Вестник академии военных наук. - 2011. - № 2 (35). - С. 278-284.
12. Балашов, А.А. Уточненная методика обработки результатов статической продувки воздушных элементов систем газообмена двигателей с двойным выпуском отработавших газов / А.А. Балашов, А.Е. Свистула, С.В. Яковлев // Ползуновский вестник. - 2010. - № 1. - С. 203-206.
13. Свистула, А.Е. Оптимизационная скоростная характеристика двигателя / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский // Вестник Сибирского отделения академии военных наук. - 2011. - № 10. - С. 111-117.
14. Мысник, М.И. Анализ теплофизических свойств альтернативных топлив для двигателей внутреннего сгорания / М.И. Мысник, А.Е. Свистула // Ползуновский вестник. - 2009. - № 1-2. - С. 37-43.
15. Свистула, А.Е. Исследование характеристик струи рапсового масла, распыленного форсункой Common Rail / М.И. Мысник, А.Е. Свистула // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. - 2016. - Т. 3. - № 1. - С. 21-25.
16. Свистула, А.Е. Анализ работы дизеля на рапсовом масле с использованием топливной аппаратуры Common Rail / А.Е. Свистула, М.И. Мысник // Известия Волгоградского государственного технического университета. - 2012. - Т. 4. - № 12 (99). - С. 14-18.

Свистула Андрей Евгеньевич, д.т.н., профессор, зав.кафедрой ДВС, АлтГТУ им. И.И. Ползунова, тел. (3852)298722.

Матиевский Герман Дмитриевич, к.т.н., доцент каф. ОБД, АлтГТУ им. И.И. Ползунова, тел. (3852)290890.

Щербаков Дмитрий Александрович, магистрант ФЭАТ, АлтГТУ им. И.И. Ползунова, тел. (3852)298722.