

УДК 621.436.2.018

Е.М. Янкин

Элементы энтропийного анализа методов экономичности двигателей внутреннего сгорания

В поршневых двигателях эффективность преобразования химической энергии в работу газов оценивают индикаторным КПД η_i . Существует комплекс факторов, причастных к преобразованию энергии в рабочем цикле (термодинамических условий подвода теплоты в цикл). Для индивидуальной оценки влияния каждого из них предназначены методы анализа индикаторной экономичности.

Зарождение методологии связано с разработкой Н.Р. Брилингом [1] в 30-х гг. метода относительного коэффициента для количественной оценки влияния на значение η_i таких факторов как теплоотдача в стенки, несвоевременность и неполнота сгорания. Уже тогда широкое применение получил анализ посредством тепловых диаграмм (TS-диаграмм).

Любые построения в тепловой диаграмме следует рассматривать не только в отношении количественной оценки протекания рабочего процесса, но одновременно качественной оценки отдельных потерь и всего рабочего процесса в целом.

Важность применения тепловой диаграммы при анализе экономичности двигателей заключается в том, что энтропия выступает в качестве меры необратимого рассеяния энергии. Все необратимые процессы (к каковым относится и преобразование химической энергии топлива в работу газов) сопровождаются обесцениванием энергии, которая из более полезной формы переходит в менее полезную, сохраняясь количественно; энтропия увеличивается.

В результате совершенствования методологии (применение метода элементарных циклов и установление аналитической связи значения η_i с характеристикой ввода теплоты [2], принятие в качестве эталона идеального «воздушного» цикла Отто с постоянным показателем адиабаты $k = 1.41$ и подводом теплоты в верхней мертвой точке [3]) аналитическое выражение метода анализа приняло следующий вид:

$$\eta_i = 1 - \delta_w - \delta_{hc} - \delta_T - x_{нп},$$

где (δ_w – интегральные потери, определяемые наличием теплообмена; (δ_{hc} – интегральные потери, определяемые несвоевременностью ввода теплоты (отсутствует мгновенный подвод в верхней мертвой точке); (δ_T – интегральные потери, определяемые отводом теп-

лоты в эталонном цикле с $k=1.41$, а также изменением состава и температуры рабочего тела; $x_{нп}$ – величина неполноты сгорания.

Расчетные исследования проводились на основе индикаторной диаграммы дизельного двигателя типоразмера 13/14 с параметрами: степень сжатия – $\epsilon = 15.5$; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1.67$, число оборотов $n = 1800$ об/мин, эффективная мощность $N_e = 147.2$ кВт. Индикаторная диаграмма синтезировалась на основе алгоритма расчета рабочего цикла дизельного двигателя (математической модели) и переносилась в TS-диаграмму. Характеристика тепловыделения задавалась моделью И.И. Вибе с осредненными для дизелей параметрами: продолжительность сгорания $\phi_z = 80$ градусов поворота коленчатого вала и показатель характера сгорания $m = 0.2$.

Рассмотрим индивидуальный вклад каждого из факторов на процесс формирования тепловой диаграммы, количественное и качественное преобразование энергии.

На рисунке 1 представлена действительная тепловая диаграмма. На всех остальных рисунках эта диаграмма изображена тонкой линией в целях сравнения влияния различных факторов на формирование цикла. Данная диаграмма дает наглядное представление как об изменении температуры рабочего тела, так и его энтропии. Для точки начала рабочего цикла (точка «а» – окончание закрытия впускных

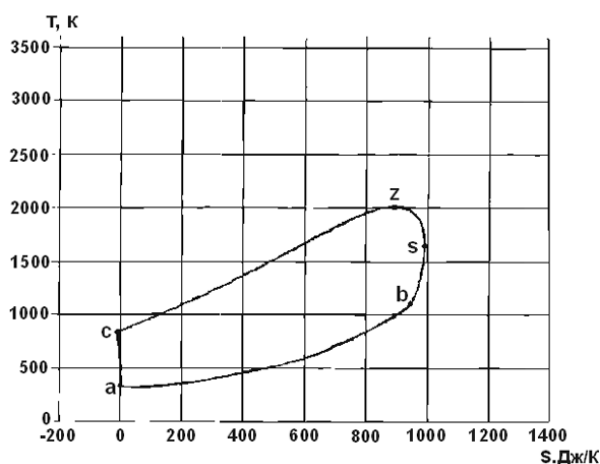


Рис. 1. Действительная тепловая диаграмма (TS-диаграмма)

клапанов) принято равенство нулю значения энтропии вследствие свойства аддитивности, а также упрощения определения изменения энтропии в цикле. Точка с соответствует началу подвода теплоты, точка z – максимальному значению температуры, точка b – началу открытия выпускных клапанов. Площадь a-c-z-b-a соответствует теплоте, затраченной на совершение индикаторной работы в рабочем цикле с учетом всех термодинамических потерь. Незначительное уменьшение энтропии на участке a-c вызвано уменьшением объема рабочего тела, несмотря на рост температуры из-за теплопритока от стенок цилиндра (температура рабочего тела в начале цикла ниже температуры стенок цилиндра). Участок диаграммы c-z характеризуется плавным повышением температуры и ростом энтропии, обусловленными постепенным вводом теплоты. После достижения максимальной температуры в точке z происходит дальнейшее незначительное увеличение энтропии, что вызывается догоранием незначительной части топлива. Достигнув максимального значения в точке s, энтропия снижается до уровня, соответствующего точке b на линии цикла. Это обуславливается уменьшением температуры в связи с наличием теплообмена и прекращением сгорания топлива к этому моменту.

Максимальное достигаемое значение энтропии составило 1000 Дж/К, значение энтропии в точке b равно 940 Дж/К, $\eta_i = 49,0\%$.

Обозначения точек на других рисунках тоже, но с соответствующими индексами.

При рассмотрении диаграммы без учета процесса теплообмена (рис. 2) индикаторная работа представляется площадью $a_w-c_w-z_w-b_w-a_w$. Отсутствие теплообмена приводит к выравниванию участков a_w-c_w и z_w-b_w , росту максималь-

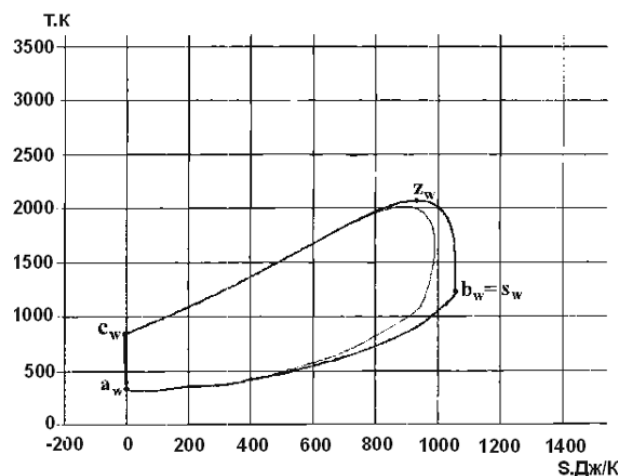


Рис. 2. TS-диаграмма без учета процесса теплообмена

ной температуры и энтропии. Точки b_w и s_w совпадают. Максимально достигаемое значение энтропии составило 1060 Дж/К, $\eta_i = 53,0\%$.

На рисунке 3 представлена тепловая диаграмма с мгновенным подводом теплоты в ВМТ. Индикаторная работа представляется площадью $a_{nc}-c_{nc}-z_{nc}-b_{nc}-a_{nc}$. Мгновенный подвод теплоты приводит к резкому росту температуры и энтропии, которая при таких условиях достигает максимального значения 1220 Дж/К при $\eta_i = 51,5\%$. Точки z_{nc} и s_{nc} совпадают.

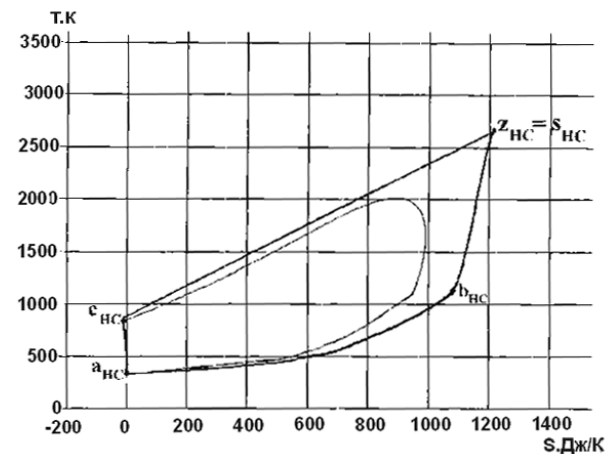


Рис. 3. TS-диаграмма с мгновенным подводом теплоты

На рисунке 4 изображена диаграмма с постоянным в течение всего цикла показателем адиабаты $k = 1.41$. Особенности этой диаграммы следующие: достигается более высокая максимальная температура в точке z_k ; максимальное значение энтропии 820 Дж/К значительно ниже значений, приведенных на предыдущих диаграммах (рис. 2-3). Значение энтропии в точке b_k равно 770 Дж/К, $\eta_i = 60,5\%$.

Эталонная «воздушная» диаграмма с мгновенным подводом теплоты в ВМТ без тепло-

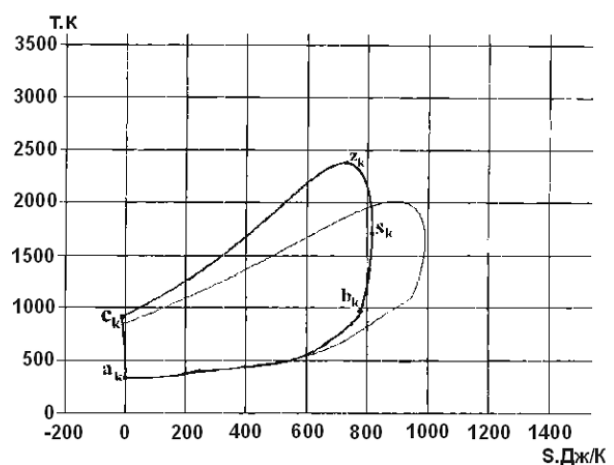


Рис. 4. TS-диаграмма с постоянным показателем адиабаты $k = 1.41$

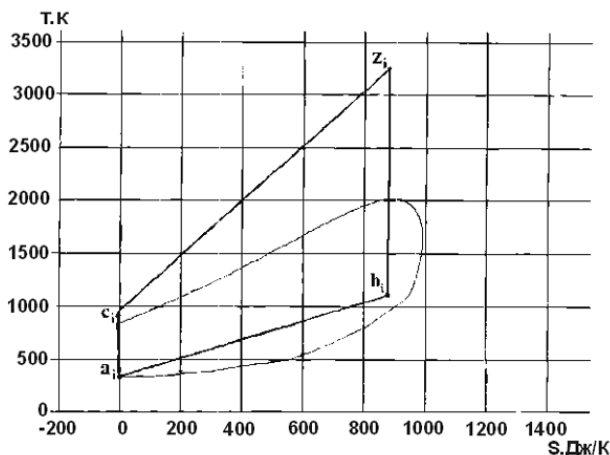


Рис. 5. TS-диаграмма
«воздушного» цикла Отто

обмена с постоянным показателем адиабаты приводится на рисунке 5. Как видно из рисунка, все линии цикла представляют собой ломаную, состоящую из прямых, характеризующих отдельные идеальные процессы: адиабатическое сжатие a_i-c_i , мгновенный подвод теплоты c_i-z_i , адиабатическое расширение z_i-b_i , мгновенный отвод теплоты теплоприемнику b_i-a_i . Здесь максимум энтропии равен 870 Дж/К. КПД такого цикла может быть также рассчитан с помощью среднеинтегральных температур подвода и отвода теплоты и сведении к КПД цикла Карно. Здесь индикаторный КПД равен термическому $\eta_i = 67,5\%$.

Качественные и количественные показатели циклов, полученные посредством TS-диаграмм, приведены в таблице. В ней указаны максимальные значения энтропии S_{MAX} , значе-

Цикл	S_{MAX} , Дж/К	S_b , Дж/К	η_i %
Действительный	1000	940	49,0
Без теплообмена	1060	1060	53,0
Без несвоевременности подвода	1220	1080	51,5
С постоянным показателем адиабаты	820	770	60,5
Эталонный «воздушный» Отто	870	870	67,5

ния энтропии S_b в точках b и величина индикаторного КПД η_i .

Из анализа таблицы и рисунков 2–5 можно сделать следующие выводы:

1. Предлагаемое энтропийное приложение к методу анализа экономичности поршневых ДВС позволяет наглядно оценить влияние термодинамических условий в цикле не только на количественный, но и качественный показатель преобразования энергии.

2. Важное значение при качественном анализе действительного цикла в рассматриваемом методе играет показатель адиабаты. В циклах без учета влияния теплообмена и несвоевременности подвода теплоты индикаторный КПД рос с увеличением энтропии. В цикле с постоянным показателем адиабаты происходит одновременное улучшение количественных и качественных показателей (повышение КПД и меньшая величина роста энтропии). Видимо, в приближении действительного показателя адиабаты к «воздушному» заключается один из эффективных способов преобразования энергии в цикле ДВС.

Литература

1. Брилинг Н.Р., Вихерт М.М., Гутерман И.И. Быстроходные дизели. М., 1951.
2. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. М., 1960.

3. Дудкин В.И. Метод анализа использования теплоты в рабочем цикле поршневого ДВС // Молодые ученые и специалисты Алтая – народному хозяйству. Барнаул, 1982.