

УДК 621.436.2.018

В.И. Дудкин, Е.М. Янкин

### К методу оценки влияния термодинамических условий подвода теплоты в цикл на индикаторный КПД поршневых двигателей внутреннего сгорания

В теории двигателей внутреннего сгорания (ДВС) комплекс факторов рабочего процесса, причастных к экономичности преобразования энергии в рабочем цикле, по принципу их связи со значением индикаторного КПД, подразделяют на две группы: внутренние факторы, имеющие прямую связь со значением индикаторного КПД и внешние факторы, имеющие непосредственное отношение к организации рабочего процесса в двигателе, но косвенно, через внутренние факторы, связанные со значением индикаторного КПД.

При этом внешние факторы различают по принадлежности к параметрам конструкции двигателя и режимам его работы, а также параметрам, определяющим организацию преобразования энергии в цилиндре двигателя (например, момент закрутки свежего заряда).

Внутренние факторы различают по принадлежности их участия в процессе преобразования энергии в обратимых или необратимых циклах. К факторам обратимых циклов относят значение теплоемкости рабочего тела, а также место подвода и отвода теплоты в цикле.

Факторами необратимых циклов являются источники их внешней и внутренней необратимости. Так, согласно условиям существования источников внешней необратимости циклов в рабочем цикле ДВС таковыми являются: теплообмен с окружающей средой, утечки рабочего тела через неплотности ЦПГ, а также неполнота сгорания. Источники внутренней необратимости цикла: изменение состава рабочего тела в процессе подвода теплоты, эндотермические реакции и превращения (затраты энергии на испарение топлива в камере сгорания, диссоциацию, образование промежуточных продуктов сгорания – сажи, CO, сложных углеводородов), диссипативные явления.

Среди внутренних факторов особую роль в эффективности использования подведенной теплоты в цикл  $Q_{\text{подв}}$  играет неполнота сгорания  $Q_{\text{нп}}$ , которая определяет величину располагаемой теплоты в цикле

$$Q_{\text{расп}} = Q_{\text{подв}} - Q_{\text{нп}} \quad (1)$$

Количественная оценка влияния остальных внутренних факторов на значение индикатор-

ного КПД, включая термодинамические условия подвода теплоты в цикл, возможна только на уровне второго закона термодинамики и может производиться, например, с помощью феноменологического метода [1, 2], основанного на методе элементарных адиабатных циклов [3]. Подход к анализу КПД, реализованный в феноменологическом методе, в принципе полностью соответствует подходу, предложенному для построения энтропийного метода анализа [4], где коэффициенты эксергетических потерь определяются отношением эксергетических потерь отдельных узлов теплоэнергетической установки к количеству подведенной теплоты в цикл  $Q_{\text{подв}}$ . Отличительные особенности в построении феноменологического метода анализа связаны с необходимостью рассматривать вместо узлов теплоэнергетической установки, определяющих ее КПД, внутренние факторы рабочего процесса. В этих целях в качестве цикла максимальной работоспособности был принят идеальный «воздушный» цикл Отто, и наряду с эксергетическими потерями в цикле появилась необходимость учитывать также и убыль эксергии.

Согласно теоретическим представлениям, принятым в эксергетическом методе термодинамического анализа тепловых энергетических установок [5], факторы обратимых циклов причастны к формированию убыли эксергии (анергии  $A_i$ ), а источники необратимости циклов – к потере эксергии  $D_j$ . При этом источники внешней и внутренней необратимости определяют соответственно внешние  $D$  и внутренние  $D_i$  потери эксергии.

В соответствии с изложенным следует признать, что феноменологический метод по сути является приложением энтропийного метода к анализу экономичности действительных циклов поршневых ДВС.

Схематичное представление связи индикаторной работы  $L_i$  с эксергетическими функциями  $A_i$  и  $D_j$  можно представить в виде диаграммы баланса энергии (рис.), а аналитическая связь индикаторного КПД с этими функциями будет иметь следующий вид:

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_{нп}}{Q_{подв}} - \frac{A_э + A_{нс} + A_k + D_w + D_{ут} + D_{вн}}{Q_{подв}} =$$

$$= 1 - x_{нп} - \sum_i \frac{A_i}{Q_{подв}} - \sum_j \frac{D_j}{Q_{подв}} \text{ или} \quad (2)$$

$$\eta_i = 1 - x_{нп} - \sum_i \delta_i - \sum_j \delta_j, \quad (3)$$

где  $\delta_i, \delta_j$  – коэффициенты соответственно убыли и потери эксергии;  $x_{нп}$  – относительная доля не-полноты сгорания.

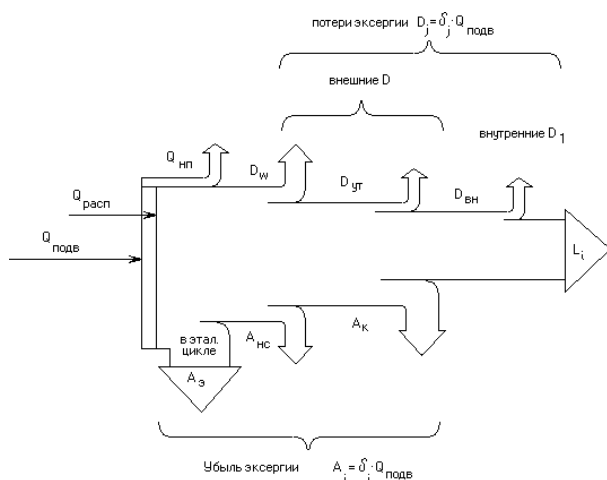


Диаграмма баланса энергии по энтропийному методу для действительного цикла поршневого двигателя

Расчет эксергетических функций производится в развитии цикла, значение каждой из которой связано со следующими показателями:

а) отдачей теплоты теплоприемнику в эталонном цикле (идеальный «воздушный» цикл Отто):

$$A_э = Q_{подв} \cdot \int_0^{x_B} d\delta_э, \quad (4)$$

где  $x_B$  – относительная доля подведенной теплоты за весь цикл;

$$d\delta_э = \frac{dx}{\epsilon_c^{k_э-1}}, \quad (5)$$

где  $\epsilon_c$  – номинальная степень сжатия;  $dx$  – относительный коэффициент подвода теплоты в элементарном цикле;  $k_э = 1,4$  – показатель адиабаты, характеризующей состояние рабочего тела, представляющего собой атмосферный воздух, находящийся при нормальных условиях окружающей среды.

Коэффициент  $d\delta_э$  оценивает относительную долю убыли эксергии  $A_э$  в процессе подвода теплоты  $dx$  в максимально достижимом по значению экономичности элементарном цикле при данных конструктивных параметрах ДВС;

б) несвоевременностью подвода теплоты в идеальном «воздушном» цикле:

$$A_{нс} = Q_{подв} \cdot \int_0^{x_B} d\delta_{нс}; \quad (6)$$

$$d\delta_{нс} = dx \left( \frac{1}{\epsilon_T^{k_э-1}} - \frac{1}{\epsilon_c^{k_э-1}} \right), \quad (7)$$

$\epsilon_T$  – текущая степень сжатия в момент подвода теплоты  $dx$ .

Коэффициент  $d\delta_{нс}$  определяет относительную долю убыли эксергии  $A_{нс}$  в соответствии с заданной характеристикой ввода теплоты в цикл;

в) изменением теплоемкости рабочего тела:

$$A_k = Q_{подв} \cdot \int_0^{x_B} d\delta_k \quad (8)$$

$$\text{где } d\delta_k = d\delta_{ог} + d\delta_c + d\delta_T + d\delta_0. \quad (9)$$

Особенности протекания процесса преобразования энергии в рабочем цикле поршневого ДВС заключается в том, что он происходит в условиях большой не только температурной неоднородности, но и неоднородности по составу рабочего тела в объеме камеры сгорания  $V_{КС}$  именно в период благоприятных термодинамических условий для преобразования тепловой энергии в работу. Для учета этой особенности в энтропийном методе необходимо ввести представления интегрального  $dx$  и его дифференциальных составляющих второго порядка малости  $dx_j(X, Y, Z)$  коэффициентов подвода теплоты, учитывающих состояние рабочего тела, существующего в ограниченном элементарном объеме  $dV$  с координатами  $X, Y, Z$ .

В этом случае коэффициенты  $d\delta_{ог}, d\delta_c, d\delta_T$  определяют относительную долю убыли эксергии  $A_k$  вследствие увеличения значения теплоемкости благодаря влиянию «чистых» продуктов сгорания, находящихся в составе остаточных газов, а также изменений состава и температуры рабочего тела в развитии цикла в объеме  $dV$ .

Расчет значений указанных коэффициентов производится путем введения соответствующих ступеней идеализации состояния рабочего тела:

$$\begin{cases} d\delta_{ог} = \int \left( \frac{1}{\epsilon_T^{k_T(X,Y,Z)-1}} - \frac{1}{\epsilon_T^{k_C(X,Y,Z)-1}} \right) dx_j(X,Y,Z), \\ d\delta_c = \int \left( \frac{1}{\epsilon_T^{k_C(X,Y,Z)-1}} - \frac{1}{\epsilon_T^{k_T(X,Y,Z)-1}} \right) dx_j(X,Y,Z), \\ d\delta_T = \int \left( \frac{1}{\epsilon_T^{k_T(X,Y,Z)-1}} - \frac{1}{\epsilon_T^{k_э(X,Y,Z)-1}} \right) dx_j(X,Y,Z). \end{cases} \quad (10)$$

где  $k$  – текущее значение показателя адиабаты в объеме  $dV$  камеры сгорания в месте подвода теплоты  $dx_j$ ;  $\kappa_c$ ,  $\kappa_r$ ,  $\kappa_s$  – показатели адиабат в объеме  $dV$ , в котором последовательно исключают влияние на значение теплоемкости рабочего тела сначала «чистых» продуктов сгорания, находящихся в остаточных газах, затем изменения состава и, наконец, температуры рабочего тела;  $d\delta_0$  – коэффициент убыли эксергии вследствие различного состояния рабочего тела на участках сжатия и расширения в объеме  $dV$ ;

г) потерями теплоты:

$$D_j = Q_{\text{подв}} \cdot \sum_{j=1}^3 \int_0^{x_B} d\delta_j = Q_{\text{подв}} \cdot \left[ \int_0^{x_B} d\delta_w + \int_0^{x_B} d\delta_{yt} + \int_0^{x_B} d\delta_{bh} \right], \quad (11)$$

$$\text{где } d\delta_j = dx_j \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_r^{k-1}} \right), \quad (12)$$

$dx_j$  – относительные коэффициенты потери теплоты в элементарном цикле:

1) по поверхности камеры сгорания в результате теплообмена с окружающей средой,  $dx_w$ ;

2) вследствие утечек рабочего тела через неплотности ЦПГ,  $dx_{yt}$ ;

3) наличия эндотермических реакций и превращений  $dx_{bh}$ .

Коэффициенты  $d\delta_w, d\delta_{yt}$  определяют соответственно относительную долю внешней потери эксергии  $D_w$  и  $D_{yt}$ , связанной с условиями сопряжения ЦПГ с окружающей средой, а коэффициент  $d\delta_{bh}$  – величину внутренней потери эксергии  $D_{bh}$ , связанной как с наличием эндотермических реакций и превращений, так и диссипативными явлениями.

Как следует из изложенного, энтропийный метод анализа экономичности циклов поршневых ДВС позволяет схематизировать сложные физико-химические процессы, происходящие в процессе преобразования энергии, дает возможность производить оценку влияния на индикаторный КПД цикла термодинамических условий как во времени, так и по месту подвода теплоты в объеме цилиндра поршневого ДВС.

## Литература

1. Дудкин В.И. Резервы повышения индикаторной экономичности и пути их реализации в современных тракторных дизелях: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1984.
2. Матиевский Д.Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла дизеля // Двигателестроение. 1984. № 6.
3. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделе-

- ния и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. М., 1960.

4. Селиверстов В.М., Бажан П.И. Термодинамика, теплопередача и теплообменные аппараты: Учебник. М., 1988.

5. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М., 1973.