

ТЕПЛОТЕХНИКА

Э. А. МКРТУМЯՆ, Р. С. АПВАЗЯՆ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНОГО К.И.Д. ДИЗЕЛЯ
ПО НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ

Процесс трансформации химической энергии топлива в механическую работу в цилиндре дизеля сопровождается тепловыми и механическими потерями. Имея различную природу, эти потери оказывают различное влияние на количественную и качественную картину протекания нагрузочной характеристики. Это дает возможность по нагрузочным характеристикам с достаточной для практических расчетов точностью определить закономерность протекания индикаторного к.и.д. дизеля под воздействием того или иного внешнего или внутреннего фактора. В статье дается новый, графо-аналитический метод определения индикаторного к.и.д. дизеля по нагрузочной характеристике.

Уравнение нагрузочной характеристики. При работе дизельного двигателя по нагрузочной характеристике основным фактором внешнего воздействия на рабочий процесс двигателя является количество топлива, подаваемого за цикл. Изменение подачи топлива за цикл влечет за собой изменение коэффициента избытка воздуха, условий смесеобразования и, как следствие этого, изменение рабочего процесса дизеля, а и турбопоршневых дизелях также и рабочего процесса турбины и компрессора. Следствием всех этих изменений и является изменение мощности и удельного расхода дизеля по нагрузочной характеристике. Поэтому нагрузочную характеристику целесообразно представить в виде зависимости среднего эффективного давления от расхода топлива, причем, в качестве единицы расхода топлива следует выбрать такую его удельную величину, которая не зависит ни от скоростного режима, ни от конструктивных особенностей дизеля. Такую универсальную величину расхода топлива можно установить из рассмотрения структуры аналитического выражения удельного эффективного расхода топлива, записанного в виде

$$g_e = \frac{27 \cdot 10^3 \cdot K_1}{P_e} \quad (1)$$

где $K_1 = g_n / V_h$ — представляет собой удельное количество топлива, введенного в двигатель $[g/cm^3]$; g_e — цикловой расход топлива, в g ; V_h — рабочий объем двигателя, в cm^3 ; P_e — среднее эффективное давление, в kG/cm^2 .

Величина K характеризует «топливонапряженность» рабочего объема двигателя. Она не зависит ни от скоростного режима двигателя, ни от его конструкции.

Взаимосвязь между средним эффективным давлением и «топливонапряженностью» можно установить из рассмотрения (1), записанного в виде

$$g_e = \frac{27 \cdot 10^3}{W_e} \quad (2)$$

где $W_e = P_e K$ — эффективная работа дизеля, отнесенная к одному грамму введенного в двигатель топлива, в $\text{кгс}/\text{см}^2$.

Удельную эффективную работу W_e можно определить из баланса работы дизеля как разность между удельной индикаторной работой W_i и удельной работой трения W_r , отнесенной к одному грамму введенного в двигатель топлива, т.е.

$$\frac{P_e}{K_i} = \frac{P_i}{K_i} - \frac{P_{\text{мн}}}{K_r} \quad (3)$$

где $P_{\text{мн}}$ — среднее давление механических потерь, Индикаторная удельная работа, полученная от сгорания одного грамма топлива, будет.

$$\frac{P_i}{K_i} = A H_u \gamma_i = C \gamma_i \quad (4)$$

где H_u — теплотворная способность топлива, в $\text{ккал}/\text{г}$; A — механический эквивалент тепла, в $\text{кгс}/\text{см}^2/\text{ккал}$; $C = A H_u = \text{const}$ (для среднего состава дизельного топлива $C = 441 \cdot 10^3 \text{ кгс}/\text{см}^2$).

Подставив значение P_i/K_i в (3), получим аналитическое выражение нагрузочной характеристики

$$P_e = C K_i \gamma_i - P_{\text{мн}} \quad (5)$$

Характерные особенности кривой $P_e = f(K_i)$. Из уравнения (5) очевидно, что среднее эффективное давление по нагрузочной характеристике при заданном расходе топлива K_i определяется двумя параметрами — индикаторным к.п.д. γ_i и средним давлением механических потерь $P_{\text{мн}}$. Рассмотрим влияние этих параметров на нагрузочную характеристику.

На индикаторный к.п.д. современного быстроходного дизеля сильно влияют: степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, степень повышения давления при сгорании, степень равномерности распределения топлива по объему камеры сгорания.

В условиях нормальной эксплуатации изменение подачи топлива по нагрузочной характеристике слабо сказывается на степени повышения давления при сгорании. Непосредственное влияние на γ_i степени распределения топлива по объему камеры сгорания также не велико. Что касается коэффициента избытка воздуха, то наиболее сильное

изменение он претерпевает по нагрузочной характеристике. Таким образом, закономерность изменения индикаторного к.п.д. по нагрузочной характеристике, в основном, диктуется характером изменения и ней коэффициента избытка воздуха.

На рис. 1 приведена типичная нагрузочная характеристика дизеля

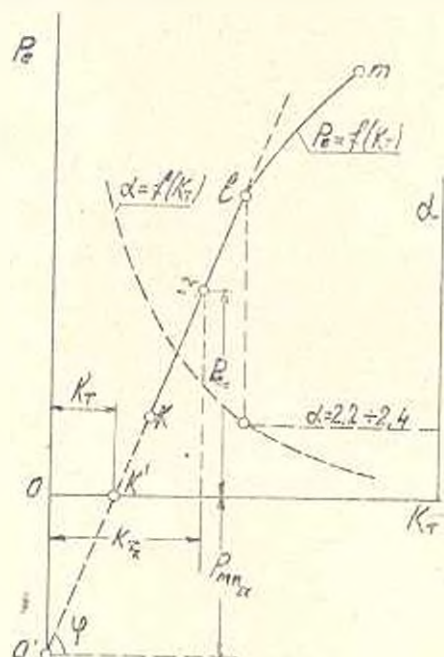


Рис. 1. Типичная нагрузочная характеристика дизельного двигателя.

в системе координат $P_e - K$. Там же нанесена зависимость $\alpha = f(K_t)$. Кривая $P_e = f(K_e)$ четко разграничивается на два характерных участка: прямолинейный KI , протекающий в области малых и средних нагрузок, и криволинейный Im , соответствующий области больших нагрузок. Коэффициент избытка воздуха в зависимости от K_t изменяется в широких пределах: от очень больших значений до $\alpha = 1,4 \div 1,3$, причем, прямолинейный участок располагается в диапазоне изменения α от $5,5 \div 5,0$ до $2,4 \div 2,2$, а криволинейный — от $2,4 \div 2,2$ до $1,4 \div 1,3$.

Если принять, что среднее давление механических потерь с нагрузкой не изменяется или растет прямо пропорционально ей, то, как это вытекает из соотношения (5), прямолинейность участка KI нагрузочной характеристики может быть обусловлено только постоянством индикаторного к.п.д. на этом участке. Опыт подтверждает это предположение.

На рис. 2 изображены кривые зависимости относительного изменения индикаторного к.п.д. дизеля от коэффициента избытка воздуха

* При расходах меньших, чем $0,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{сек}$ значения P_e выпадают из прямолинейного закона вследствие ухудшения распыла топлива через форсунки при малых подачах.

[1]. Эти кривые имеют две характерные области: область рабочих величин коэффициента избытка воздуха от $\alpha=1,3 : 1,4$ до $\alpha=2,2 : 2,4$, где индикаторный к.п.д. быстро возрастает при увеличении α , и область больших величин коэффициента избытка воздуха от $\alpha=2,2 : 2,4$ до $\alpha=5,0 : 5,5$, которая соответствует прямолинейному участку

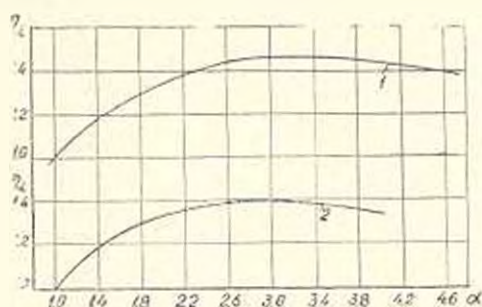


Рис. 2. Относительное изменение индикаторного к.п.д. дизелей и зависимости от коэффициента избытка воздуха:
1 — по данным А. И. Толстова [2].
2 — по данным Д. А. Портнова [1].

нагрузочной характеристики, где индикаторный к.п.д. остается практически неизменным. Проведенные нами эксперименты показали, что, независимо от размерности, способа подачи воздуха и скоростного режима работы дизеля, точке I (рис. 1), разделяющей прямолинейный участок от криволинейного, соответствуют значения $\alpha=2,4 : 2,2$.

Это означает, что в дизелях с объемно-плунжерным смесеобразованием граница полного сгорания лежит в пределах $\alpha=2,4 : 2,2$.

Определение $P_{\text{мш}}$ и η_i по кривой $P_e=f(K_{\text{тх}})$. Из проведенного анализа следует, что прямолинейный участок весьма стабилен и составляет более 2/3 общей протяженности нагрузочной характеристики. Продолжив на рис. 1 прямолинейный участок KI в направлении малых нагрузок, отсечем на оси абсцисс отрезок OK'' , пропорциональный расходу топлива на холостом ходу $K_{\text{тхх}}$, и на продолжении оси ординат — отрезок OO' , пропорциональный среднему давлению механических потерь на холостом ходу $P_{\text{мшхх}}$.

Согласно (5), для произвольного значения $K_{\text{тх}}$ на прямолинейном участке искомая величина среднего давления механических потерь будет

$$P_{\text{мшг}} = CK_{\text{тг}} \eta_i - P_{e \text{ г}} \quad (6)$$

Заменив в (6) $C\eta_i = \text{const} = C_1$ и подставив, согласно рис. 1,

$$P_{e \text{ г}} = \text{tg} \varphi (K_{\text{тг}} - K_{\text{тхх}}) \text{ и } P_{\text{мшхх}} = \text{tg} \varphi \cdot K_{\text{тхх}},$$

получим

$$K_{м1,х} = K_{м0,х} + K_{1,х}(C_1 - \mu g \tau) \quad (7)$$

или

$$K_{м0} = K_{м0,х} - C_2 K_{1,х} \quad (8)$$

где $C_2 = C_1 - \mu g \tau$; μ — отношение масштабов.

Из (8) видно, что характер кривой $K_{м0,х} = f(K_{1,х})$ зависит от знака у постоянной C_2 :

при $C_1 > \mu g \tau$ с повышением нагрузки растет $P_{м0}$

при $C_1 < \mu g \tau$ с повышением нагрузки уменьшается $P_{м0}$;

при $C_1 = \mu g \tau$ $P_{м0}$ от нагрузки не зависит.

Имеющиеся в литературе экспериментальные данные, относящиеся к исследованиям механических потерь в дизелях, достаточны для определения искомого значения C_1 . Большинство исследователей, однако, считает, что среднее давление механических потерь слабо зависит от нагрузки. Д. А. Портнов [1] на основе обобщения результатов различных дизелей утверждает, что отношение давления всасывания к давлению на выпуске, которым, в основном, определяется величина механических потерь на насосные ходы, мало изменяется даже в мощных турбопоршневых дизелях. Таким образом, без большой погрешности можно принять, что на данном скоростном режиме и при неизменных прочих регулировочных параметрах дизеля *среднее давление механических потерь не зависит от нагрузки и равно среднему давлению механических потерь дизеля на режиме холостого хода*.

Приняв $K_{м0,х} = K_{м0,х0}$, можем, согласно (5), определить значение индикаторного к.и.д. для любой нагрузки $K_{1,х}$ по нагрузочной характеристике из соотношении

$$\eta_i = \frac{P_{ср} + P_{м0,х}}{CK_{1,х}},$$

где $P_{м0,х} = \mu g \tau \cdot K_{м1,х0}$.

Для прямолинейного участка нагрузочной характеристики, где

$$P_{ср} = \mu g \tau (K_{1,х} - K_{1,х0}),$$

$$\eta_i = \frac{\mu g \tau}{C} = \text{const.}$$

т. е. индикаторный к.и.д. прямо пропорционален тангенсу угла наклона нагрузочной характеристики к оси абсцисс.

Таким образом, графо-аналитический метод определения индикаторных показателей дизелей по их нагрузочным характеристикам, излагаемый в статье, можно использовать для глубокого анализа рабочего процесса дизелей, применяя при этом сравнительно доступные средства.

Է. Ա. ՄԻՔՏՈՒՄՅԱՆ, Ռ. Ս. ԱՆՉԱԶՅԱՆ

ԻՌԶԵԼԻ ԻՆՏԵՐԱՆՏՈՐԱՅԻՆ Ա.Գ.Ի.-Ի ՈՐՈՇՈՒՄԸ ԸՈՏ ԲԵՏՆԱԺԱՅՈՒԹՅԱՆ,
ԲՆՈՒԹՆԵՐԻ

Ա մ փ ո փ ո մ

Հաջնում շարադրված է դիզելի ինդիվիդուալային օգտակար զործողության զործակցի որոշման նոր՝ գրաֆոտանալիսիկ մեթոդ: Առաջարկվող մեթոդը կարող է ծառայել համեմատարար մատչելի միջոցներից դիզելային շարժիչների պրոցեկտիսի վերլուծություն կատարելու համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Портнов Д. А. Бистроходные турбокомпрессионные двигатели с воспламенением от сжатия. Машгиз, М., 1963.
2. Тодитов А. И. Процессы сгорания топлива и сгорания в бистроходном двигателе с воспламенением от сжатия при малых: Труды ВНИИОЭ Машгиз, 1964.