

ОБ АНАЛИТИЧЕСКОМ ВЫРАЖЕНИИ ВНЕШНЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В. П. БЕЛЬТЮКОВ

(Представлено проф. докт. техн. наук В. К. Нечаевым)

При решении уравнения движения автомобиля возникает задача интегрирования выражений, содержащих крутящий момент двигателя M . Характеристики же двигателей внутреннего сгорания обычно представляются графически—в виде кривых, снятых при испытании. В связи с этим возникает необходимость аналитического выражения этих характеристик. Желательно, чтобы это выражение было по возможности простым, легко интегрировалось и обеспечивало хорошее совпадение описываемой им кривой с экспериментально снятой характеристикой.

Известные нам формулы для аналитического выражения внешней характеристики двигателя внутреннего сгорания могут быть разделены на две категории.

Коэффициенты в формулах первого типа являются постоянными для всех двигателей данного способа смесеобразования. Эти формулы [1,2] просты; для нахождения входящих в них коэффициентов требуется знание обычно лишь одной точки экспериментальной кривой, но величина отклонения, вычисленного по ним значения крутящего момента от действительного, может достигать 20%. Такую степень точности нельзя признать удовлетворительной.

Коэффициенты в формулах второго типа постоянны лишь для данного двигателя. Формулы эти [3] достаточно точны, но для построения по ним внешней характеристики двигателя требуется знать две точки на этой кривой, а вычисление входящих в них громоздких коэффициентов требует много времени.

Автор предлагает ¹⁾ использовать для аналитического выражения внешней характеристики двигателя внутреннего сгорания формулу, достаточно простую, точную и отражающую в известной мере физическое существо происходящих в двигателе процессов. Коэффициенты, входящие в нее, легко подсчитываются по двум экспериментально определенным точкам внешней характеристики.

Как известно, крутящий момент, развиваемый двигателем, пропорционален среднему эффективному давлению p_e . Уменьшение p_e (а следовательно и M) на падающей части характеристики объясняется двумя обстоятельствами: уменьшением среднего индикаторного давления p_i и возрастанием среднего давления трения $p_{тр}$. Таким образом при любом числе оборотов n , большем n_m

$$p_i = p_{im} - \Delta p_i,$$

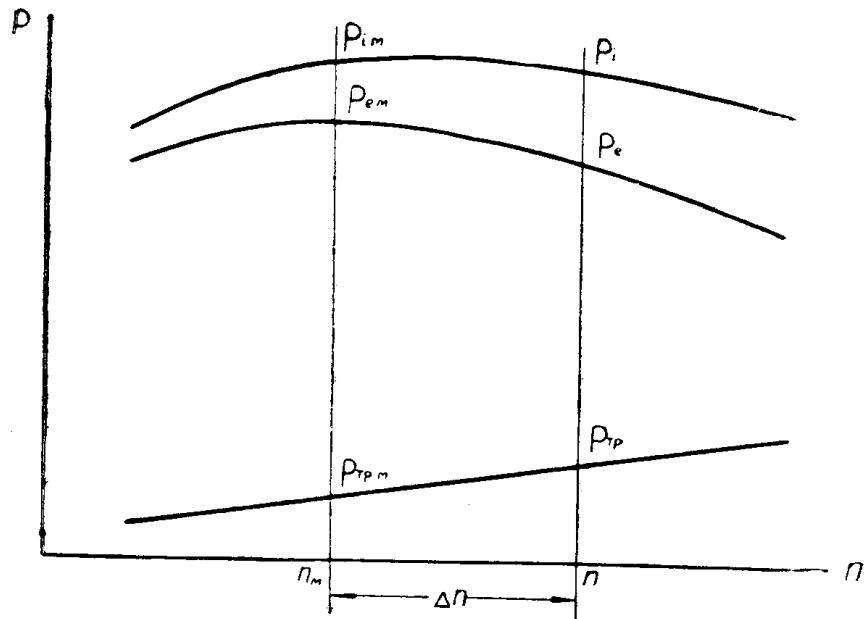
$$p_{тр} = p_{трm} + \Delta p_{тр}$$

$$\text{и } p_e = p_i - p_{тр} = p_{im} - \Delta p_i - p_{трm} - \Delta p_{тр} = p_{em} - \Delta p_i - \Delta p_{тр} \quad (1)$$

¹⁾ Впервые работа была доложена на научном семинаре кафедр „Двигатели внутреннего сгорания“ и „Автомобили и тракторы“ ТПИ, 26 октября 1950 г.

(в этих выражениях p_{im} , p_{ipm} и p_{em} соответственно: индикаторное давление, давление трения и эффективное давление при работе двигателя на режиме максимального крутящего момента (фиг. 1).

Изменение величины среднего индикаторного давления определяется целым рядом обстоятельств. Важнейшими из них являются: количество смеси, поступившей в цилиндр двигателя (характеризуемое коэффициентом наполнения η_v), и качество рабочего процесса (характеризуемое индикаторным к.п.д. η_i).



Фиг. 1

При работе по внешней характеристике η_i с достаточной степенью точности можно считать величиной постоянной. Количество же смеси, поступившей в двигатель за один цикл, при увеличении оборотов уменьшается вследствие возрастания аэродинамических сопротивлений всасывающей системы. При скоростях, соответствующих обычной скорости движения рабочей смеси во всасывающем трубопроводе (70—150 м/сек), аэродинамические сопротивления растут примерно пропорционально квадрату этой скорости. Поэтому при возрастании числа оборотов двигателя на величину $\Delta n = n - n_m$ (фиг. 1) потери на всасывание будут возрастать по закону

$$\Delta p_i = A \Delta n + B \Delta n^2, \quad (2)$$

где A и B — некоторые постоянные величины.

Потери же на трение возрастают прямо пропорционально увеличению числа оборотов двигателя

$$\Delta p_{тр} = D \Delta n, \quad (3)$$

здесь D — коэффициент пропорциональности.

Принятые закономерности изменения потерь на всасывание и на трение подтверждаются экспериментальными исследованиями [4, 5].

Подставив выражения (2 и 3) в уравнение (1), получим

$$p_e = p_{em} - A \Delta n - B \Delta n^2 - D \Delta n = p_{em} - B \Delta n^2 - C \Delta n. \quad (4)$$

Переходя к выражению для крутящего момента, будем иметь

$$M = M_m - B \Delta n^2 - C \Delta n. \quad (5)$$

После подстановки вместо Δn его значения $n - n_m$ и простейших преобразований получим

$$M = M_N \left(a + b \frac{n}{n_N} - c \frac{n^2}{n_N^2} \right). \quad (6)$$

Коэффициенты a , b и c в этом уравнении будем определять методом избранных точек [6], более простым по сравнению с обычно рекомендуемым [7] методом наименьших квадратов и дающим достаточную, для практических целей, точность.

Будем требовать, чтобы выполнялись следующие условия:

- 1) $M = M_m$ при $n = n_m$
- 2) $\frac{dM}{dn} = 0$ при $n = n_m$
- 3) $M = M_N$ при $n = n_N$.

Здесь M — значение крутящего момента при числе оборотов двигателя, равном n ;

M_N и n_N — крутящий момент и число оборотов двигателя при работе на режиме максимальной мощности;

M_m и n_m — тоже на режиме максимального крутящего момента.

Решив полученную систему трех уравнений, определим

$$c = \frac{\beta - 1}{(\alpha - 1)^2}; \quad a = \beta - \alpha^2 c; \quad b = 2\alpha c, \quad (7)$$

где

$$\alpha = \frac{n_m}{n_N} \text{ и } \beta = \frac{M_m}{M_N}.$$

Проведенная нами проверка показала, что предлагаемая формула (6) достаточно универсальна и при условии определения входящих в нее коэффициентов по формулам (7) дает хорошее совпадение как для падающей, так и для восходящей ветви кривой крутящего момента. Построенные по ней кривые крутящих моментов карбюраторных двигателей и дизелей с различными способами смесеобразования как двух, так и четырехтактных дают на всем диапазоне оборотов отклонения от действительных характеристик, не превосходящие 3%. Такую точность следует признать вполне достаточной, поскольку ошибки при экспериментальном снятии характеристик достигают примерно той же величины.

Формула (6) может быть использована не только для аналитического выражения опытной кривой крутящего момента, но и для построения кривой момента проектируемого двигателя, для которого известны M_N и n_N , коэффициент самоприспособляемости β и отношение оборотов $\frac{n_m}{n_N}$.

Используя известное соотношение $N = \frac{Mn}{716,2}$, полученную кривую можно перестроить в мощностную характеристику двигателя.

¹⁾ Можно показать, что вторая известная точка внешней характеристики может быть любой, а не обязательно соответствующей максимуму мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лейдерман С. Р. Характеристика автомобильных двигателей, Автомобильная промышленность № 9, 1948.
 2. Ленин И. М. Весовое наполнение и скоростная характеристика автомобильного карбюраторного двигателя. Вопросы машиноведения. Сборник статей, посвященный 60-летию акад. Чудакова, М., 1950.
 3. Хлыстов Ф. Л. Тяговые расчеты гусеничных и колесных автомашин, ОНТИ, 1937.
 4. Куров Б. А. Исследование впускных трубопроводов карбюраторных двигателей, Тр. НАМИ, вып. 59, 1951.
 5. Масленников М. М. Определение индикаторного к.п.д. и мощности трения авиационного двигателя, Тр. ЦИАМ, № 132, 1947.
 6. Уорсинг А. и Геффнер Д. Методы обработки экспериментальных данных Изд. иностр. лит., М., 1949.
 7. Сороко-Новицкий И. Испытания двигателей, М., 1954.
-