

А. М. И в а н е н к о

ВОПРОСЫ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА КЛАПАНОВ

Одним из параметров, который необходимо знать при теоретическом определении оптимальных фаз газораспределения, является коэффициент расхода клапанов. Знание коэффициента расхода клапанов дает возможность получать уточненные уравнения коэффициента наполнения, позволяющие достоверно судить о факторах, влияющих на процесс зарядки цилиндра.

Влияние конструктивного оформления элементов системы газораспределения двигателя на наполнение также учитывается коэффициентом расхода клапанов. К таким конструктивным элементам относятся размеры и формы клапанов; отношение диаметра клапана к диаметру горловины; кинематика клапанного привода и отношение хода поршня к его диаметру, определяющее при прочих равных параметрах скорость газа в клапанах.

Для определения коэффициента расхода клапанов необходимо знать скорость газа в проходном сечении клапана.

Рассматривая течение газа через дросселирующее осесимметричное отверстие, можно установить, что изменения состояния газа в процессе истечения следуют уравнению простого изменения состояния только тогда, когда течение происходит без трения различного вида и завихрений. В этом случае теоретическую скорость газа в сужении определяют по известному равенству:

$$W_0 = \sqrt{2gRT_0 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек,}$$

где T_0 и p_0 — соответственно температура и давление газа до входа в отверстие, p — давление в самом узком месте струи; k — показатель адиабаты.

При этом условии поток газа может снова преобразовать свою кинетическую энергию в потенциальную при помощи расширяющихся сопел и возвратиться в то состояние, от которого на-

чался процесс. На практике эти условия неосуществимы и изменения состояния текущих газов даже при отсутствии теплообмена неточно следуют уравнению адиабаты ($pV^k = \text{const}$).

Действительная скорость истечения газа меньше теоретической скорости, соответствующей располагаемой адиабатической работе. Величина ее при истечении газа через осесимметричное отверстие будет равна

$$W_d = W_0 \alpha \varphi,$$

где α — коэффициент сжатия струи; φ — коэффициент, учитывающий потери на трение о стенки отверстия и между молекулами (скоростной коэффициент).

Отсюда можно определить коэффициент расхода

$$\mu = \frac{W_d}{W_0} = \frac{W_0 \alpha \varphi}{W_0}$$

и тогда

$$\mu = \alpha \varphi.$$

Вопрос изменения коэффициента расхода хорошо изучен для простейших систем, в частности для дросселирующих отверстий, соосных с трубой.

Газораспределительная система двигателя представляет собой систему с дросселирующим отверстием кольцевой формы (клапанная щель), несимметрично расположенным по отношению к трубе за сужающим отверстием. Сопротивление клапанов не аналогично по своей природе сопротивлению сужающих соосных с трубой отверстий, в которых после внезапного сжатия происходит внезапное расширение потока. В клапанах имеет место более сложное явление. Помимо внезапных сужений и расширений, здесь наблюдаются сложные обходы и повороты потока. Все это связано как с местными повышениями скоростей, так и с отрывами потока от стенок, а следовательно, с вихреобразованиями, что вызывает большое сопротивление этих элементов. На сопротивление клапана в значительной степени влияет его положение. Экспериментами установлено, что коэффициент расхода зависит от величины проходного сечения клапана: он больше при малых сечениях.

Причина этого явления может быть объяснена тем, что газовый поток, выходящий через клапан, претерпевает ряд изменений по мере подъема клапана над седлом. Весь подъем клапана и изменение его проходного сечения можно разбить на четыре условные фазы:

а) при малых подъемах (фаза I) щель между клапаном и седлом хорошо направляет поток газа; по выходе из этой щели струи газа имеют скорости, направленные вдоль потока, коэффициент сжатия $\alpha \approx 1$, и значит $\mu \approx \varphi$;

б) при дальнейшем подъеме клапана наступает фаза II, когда поток газа отрывается от конуса клапана и начинается сжатие струи;

в) затем наступает фаза III, когда поток газа отрывается также и от седла. В этот момент сжатие струи усиливается;

г) наконец, фаза IV зависит уже не от клапана, а от формы и размера сосуда за клапаном. При большем сечении, открытом кла-

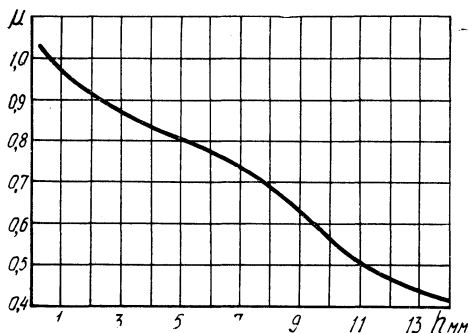


Рис. 1. Изменение коэффициента впускного клапана в зависимости от подъема h .

паном, поток газа обладает настолько большой энергией, что сохраняет свое строение до соприкосновения со стенками цилиндра.

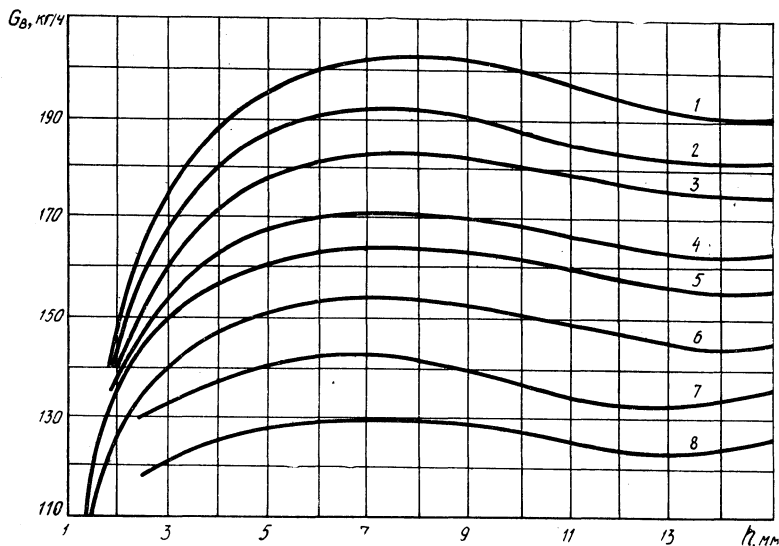


Рис. 2. Изменение расхода воздуха G_B в зависимости от подъема клапана при различном числе оборотов коленчатого вала двигателя: 1 — 1700 об/мин; 2 — 1600; 3 — 1500; 4 — 1400; 5 — 1300; 6 — 1200; 7 — 1100; 8 — 1000 об/мин

Стенки отклоняют поток в сторону и изменяют его направление, вызывая потерю энергии.

Характер изменения скоростного коэффициента трудно установить путем общих рассуждений, но ясно, что с увеличением подъема клапана уменьшается роль трения о стенки клапанной щели,

но увеличивается завихрение потока газа и сказывается резкое изменение направления движения.

Суммарное влияние коэффициентов α и φ приводит к уменьшению коэффициента расхода по мере подъема клапана.

Экспериментами установлено, что для каждого двигателя коэффициент расхода имеет свой характер изменения.

Нами проведены опыты по экспериментальному исследованию протекания коэффициента расхода впускной системы двигателя Д-50. Опыты проводились при разных подъемах клапана и разных расходах воздуха. В результате этих опытов составлены аэродинамические характеристики впускной системы, представленные в виде графических зависимостей на рис 1 и 2.

Выводы

1. Коэффициент расхода клапанной щели уменьшается с увеличением проходного сечения клапана, что существенно отличается от закона изменения этой величины для нормальных дроссельных устройств.

2. Коэффициент потери давления в широком диапазоне открытия клапана практически остается неизменным и равным 0,56—0,60. Таким образом, впускная система двигателя и по этому показателю существенно отличается от дросселирующей системы с осесимметричным сужающим круглым отверстием, где коэффициент потери давления быстро убывает с увеличением относительной площади проходного сечения сужения.

3. Впускная система двигателя отличается крайне неудовлетворительными аэродинамическими характеристиками, в результате чего расход воздуха через клапанную щель достигает максимального значения еще при таких подъемах клапана, когда проходное сечение щели меньше проходного сечения горловины, и при дальнейшем увеличении подъема расход сокращается.

4. Увеличение «время-сечение» впускных клапанов нецелесообразно проводить за счет увеличения подъема клапана.