

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ЧЕРЕЗ ЩЕЛЬ
МЕЖДУ ДРОССЕЛЬНОЙ ЗАСЛОНКОЙ И ТРУБОЙ

В. П. БЕЛЬТЮКОВ

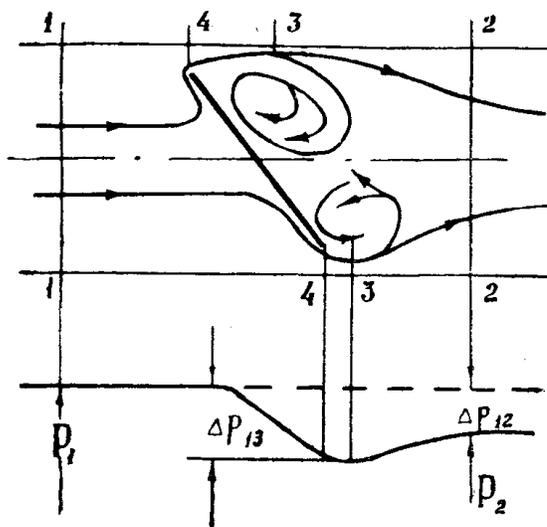
(Представлено профессором доктором Г. И. Фуксом)

Знание величины коэффициента расхода через щель между дроссельной заслонкой и трубой оказалось необходимым при расчете пневмодинамических регуляторов скорости карбюраторных двигателей внутреннего сгорания для установления зависимости поворачивающего момента на оси заслонки от угла прикрытия ее и числа оборотов двигателя.

Для определения коэффициента расхода часто (напр. [1]) пользуются формулой

$$\mu = \frac{G}{F_4 \sqrt{2g \cdot \Delta p_{12} \gamma_1}}, \quad (1)$$

где G — весовой расход воздуха,
 F_4 — площадь трубы в свету в сечении 4—4 (фиг. 1),
 γ_1 — удельный вес воздуха перед заслонкой,
 $\Delta p_{12} = P_1 - P_2$ — перепад давлений на заслонке.



Фиг. 1

Формула (1) получена из уравнения расхода для несжимаемой жидкости, поэтому применение ее при исследовании вопроса истече-

ния при сильно прикрытой дроссельной заслонке не может быть оправдано. Кроме того, проведенные автором эксперименты показали, что величина коэффициента расхода, определенного по формуле (1), сильно меняется в зависимости от угла прикрытия и формы дроссельной заслонки (фиг. 2).

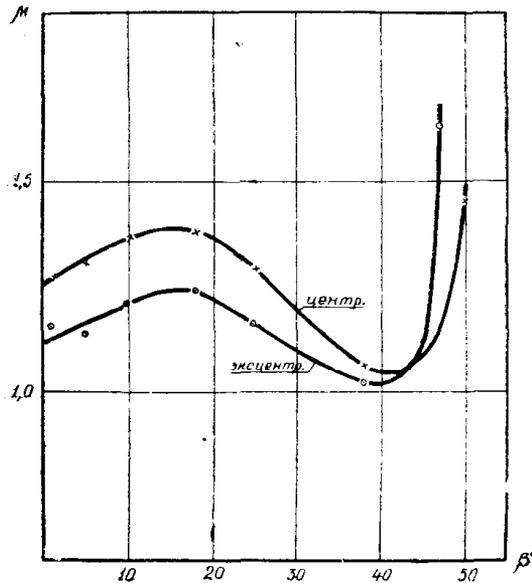
Неверным кажется нам и применение [3, 4] выражения,

$$\mu = \frac{G}{f F_1 \sqrt{P_0 \gamma_0 \psi}} \quad (2)$$

где F_1 — площадь поперечного сечения трубы перед заслонкой,

$f = \frac{F_4}{F_1}$ — относительное проходное сечение дросселя.

Во-первых, в формуле (2) давление P_1 и удельный вес воздуха γ_1 перед заслонкой заменены атмосферным давлением P_0 и удельным весом всасываемого воздуха γ_0 . Такая замена допустима только в случае, если со-



Фиг. 2

противления до заслонки очень малы, чего нельзя сказать о сопротивлениях во всасывающей системе двигателей внутреннего сгорания.

Во-вторых, формула (2) не учитывает скорость V_1 в сечении 1—1 перед дроссельной заслонкой. Наши подсчеты показали, что влиянием скорости V_1 на величину коэффициента расхода можно пренебречь только при сильно прикрытом дросселе. При полном открытии дросселя ошибка в определении μ может составлять 10—15%.

В-третьих, входящая в формулу (2) величина ψ определяется как функция $\frac{P_2}{P_1}$, т. е. как функция разности Δp_{12} . Количество же воздуха, проходящего по трубе, в которой установлена дроссельная заслонка, определяется не разностью $P_1 - P_2$, а перепадом Δp_{13} давлений между сечением до заслонки P_1 и в месте наибольшего сжатия струи возле нее P_3 (фиг. 1). Разность давлений Δp_{12} не пропорциональна разности Δp_{13} и, кроме того, сильно зависит от места отбора давления P_2 .

Формула для определения коэффициента расхода, как функции разности $P_1 - P_3$, была выведена нами на основании следующих соображений.

Баланс энергии, отнесенный к 1 кг воздуха, для сечений 1—1 и 3—3 запишется в виде:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma_1} + z_1 + \frac{U_1}{A} = \frac{V_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma_3} + z_3 + \frac{U_3}{A} + \xi \frac{V_3^2}{2g} \quad (3)$$

Пренебрегая изменением нивелирной высоты на участке 1—3 и считая процесс истечения адиабатическим, получим после преобразований

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{V_3^2}{2g} - \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{\gamma_1} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \xi \frac{V_3^2}{2g} \quad (4)$$

Из этого выражения

$$V_3 = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}} \cdot \sqrt{V_1^2 + 2g \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{\gamma_1} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \varphi V_{\text{теор}}. \quad (5)$$

Здесь $\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}}$ — коэффициент скорости,

$$V_{\text{теор}} = \sqrt{V_1^2 + 2g \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{\gamma_1} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ — скорость в сечении}$$

3—3 при отсутствии потерь на трение (теоретический случай $\xi=0$).
Согласно уравнению неразрывности расход воздуха через сечение 3—3

$$G = V_3 \alpha F_4 \gamma_3, \quad (6)$$

где $\alpha = \frac{F_3}{F_4}$ — коэффициент сжатия струи.

Для принятого нами адиабатического процесса истечения

$$\gamma_3 = \gamma_1 \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (7)$$

Подставляя выражения (5) и (7) в уравнение (6), получим

$$\begin{aligned} G &= \varphi \sqrt{V_1^2 + 2g \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{\gamma_1} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \cdot \alpha f F_1 \gamma_1 \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \\ &= \mu f \sqrt{G^2 \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} + F_1^2 \gamma_1 P_1 \psi^2}, \end{aligned} \quad (8)$$

где $\mu = \alpha \varphi$ — коэффициент расхода, (9)

$$\psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (10)$$

Из уравнения (8) определяем коэффициент расхода

$$\mu = \frac{1}{f \sqrt{\left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} + \frac{P_1}{\gamma_1 V_1^2} \cdot \psi^2}}.$$

Последнее выражение удобнее представить в виде

$$\mu = \frac{1}{f \sqrt{\left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} + \frac{P_1}{q_1} \cdot \frac{\psi^2}{2g}}}, \quad (11)$$

где $q_1 = \frac{\gamma_1 V_1^2}{2g}$ — скоростной напор в сечении 1—1 перед заслонкой.

По сравнению с обычно применяемыми [5, 2] формула (11) отличается тем, что, во-первых, определяемый ею коэффициент расхода учитывает лишь сжатие струи и потери на трение при протекании газа через щель между дроссельной заслонкой и трубой, тогда как обычно μ учитывает еще и величину относительного проходного сечения дросселя, скорость потока перед заслонкой, распределение скоростей по сечению потока и влияние места отборов давления; во-вторых, формула (11) учитывает скорость воздуха в сечении 1—1 до заслонки и, в-третьих, коэффициент расхода определяется как функция перепада давлений до заслонки и в месте наибольшего сжатия струи возле нее.

Последнее обстоятельство полностью согласуется с теорией истечения. Основные уравнения этой теории являются следствием применения уравнения Бернулли к сечению 1—1 и 3—3, в которых струи потоков параллельны оси трубопровода, и, следовательно, давление по всему сечению потока постоянно. Правда, в расчетные формулы обычно входят более удобно измеряемые давления до и после дроссельного прибора, а отклонение, вызываемое изменением мест отбора давлений, учитывается введением дополнительного коэффициента [5].

Экспериментальное определение давления в месте наибольшего сжатия струи представляет большие трудности, поэтому была выведена зависимость P_3 от давления в каком-либо сечении за заслонкой P_2 , которое легко можно определить опытным путем.

Обычно [7] процесс дросселирования газа рассчитывается как процесс изотермический (при этом газ принимается идеальным).

Для расчета процесса дросселирования реального газа необходимо задаться уравнением реального газа и зависимостью $c_p = f(P)$. Мы не располагаем этими данными для бензино-воздушной смеси, а эксперименты на двигателе Л6/3 показали, что температура смеси при дросселировании не остается постоянной, поэтому давление P_3 определялось нами следующим образом.

Пренебрегая изменением внутренней энергии и потерями на трение между третьим и вторым сечениями, получим:

$$P_3 = P_2 \frac{\gamma_3}{\gamma_2} - \frac{\gamma_3 V_2^2}{2g} \left[\frac{1}{f^2 \left(\frac{\gamma_3}{\gamma_2} \right)^2} - 1 \right]. \quad (12)$$

В этом выражении величина γ_3 —удельный вес воздуха в сечении 3—3—нам не известна. Считая в первом приближении $\gamma_3 = \gamma_2$, получим приближенное выражение для P_3

$$P'_3 = P_2 - \frac{\gamma_2 V_2^2}{2g} \left(\frac{1}{f^2} - 1 \right). \quad (13)$$

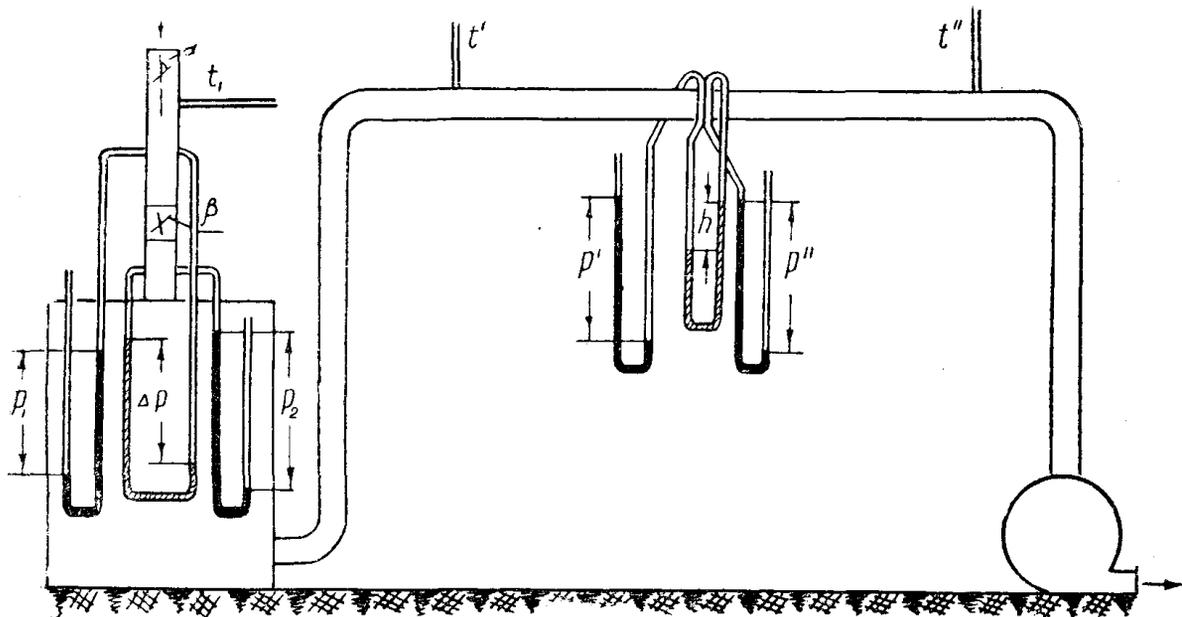
Сечения третье и второе расположены близко друг от друга, поэтому приближенно можно считать, что процесс истечения на участке 3—2 адиабатический. Тогда значение γ_3 может быть определено по формуле

$$\gamma_3 = \gamma_2 \left(\frac{P'_3}{P_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (14)$$

Подставляя найденную величину в выражение (12), получим уточненное значение P_3 . В случае необходимости могут быть сделаны последующие приближения.

Формула (11) и была использована нами для определения коэффициента расхода через щель между дроссельной заслонкой и трубой как в условиях постоянного воздушного потока (при продувке на установке с воздуходувкой), так и в условиях пульсирующего потока рабочей смеси (при обработке результатов экспериментов на работающем двигателе).

Установка для продувки состояла из воздуходувки, приводимой во вращение электромотором, системы трубопроводов и ресивера. На прямом участке трубопровода была установлена нормальная диафрагма для измерения расхода воздуха, выполненная в полном соот-



Фиг. 3

ветствии с „Правилами № 169“... [5]. К ресиверу, с помощью короткого патрубка с фланцем, крепилось специальное приспособление для продувки заслонок. Схема установки представлена на фиг. 3.

Эксперименты проводились с плоской центрально расположенной заслонкой, такой же заслонкой, расположенной эксцентрично, и дроссельной заслонкой серийного карбюратора К-49. Параметры продуваемых заслонок приведены в таблице 1.

Продувка трех различных по форме дроссельных заслонок на установке с воздуходувкой позволяет утверждать, что в условиях

Таблица 1

Заслонки	Плоская центральная	Плоская эксцентричная	К-49
Диаметр трубы d_1 , мм	40,2	40,0	40,0
Относительный эксцентриситет $\frac{e}{B}$	0	0,0425	0,0375
Максимальный угол прикрытия, β_{\max}	52,5°	49,7°	53,0°
Толщина заслонки, t мм	2,0	2,0	—

постоянного воздушного потока величина коэффициента расхода μ , определенного по формуле (11), не зависит от формы дроссельной заслонки и угла прикрытия ее и составляет в среднем $0,70 \pm 0,04$ (фиг. 4 и табл. 2).

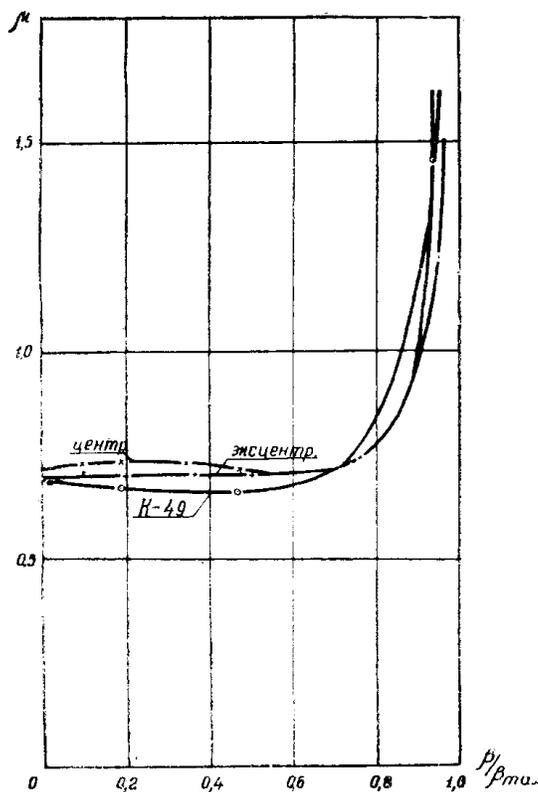
Таблица 2

Значение коэффициента расхода μ для плоской центрально расположенной заслонки

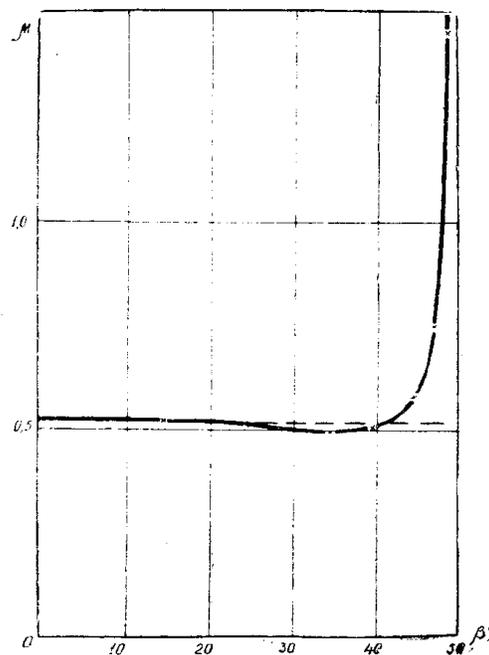
$\alpha^\circ \backslash \beta^\circ$	1	5	10	18	25	38	50
0	0,726	0,737	0,745	0,731	0,731	0,737	1,196
10	0,733	—	0,740	—	0,722	0,737	1,590
20	0,733	0,742	0,724	0,728	0,709	0,730	1,229
30	0,724	0,705	0,728	—	0,698	0,720	1,135
40	0,673	—	—	—	0,685	0,683	0,986
Ср. ар.	0,718	0,728	0,734	0,730	0,709	0,721	1,227

Некоторое уменьшение μ с увеличением угла прикрытия заслонки до $\frac{\beta}{\beta_{\max}} \approx 0,6$ (фиг. 4) можно объяснить уменьшением обеих составляющих его величин—коэффициента сжатия струи α и коэффициента скорости φ . При увеличении угла прикрытия скорость движения воздуха, отнесенная к сечению в свету, увеличивается, а это приводит к увеличению потерь и уменьшению площади эффективного сечения F_3 .

Крутой подъем кривой коэффициента расхода в области поч-



Фиг. 4



Фиг. 5

ти полного прикрытия заслонки объясняется, по нашему мнению, наличием не учитываемого зазора между трубой и заслонкой при полном прикрытии последней. В самом деле, если зазор отсутствует совершенно, то при полном прикрытии заслонки ($f=0$) расход будет равен нулю и μ — неопределенность. При наличии неучитываемого зазора при полном прикрытии заслонки расход уже не будет равен нулю и $\mu = \infty$.

Для определения величины коэффициента расхода в условиях пульсирующего потока рабочей смеси автором были проведены эксперименты на работающем двигателе Л-6/3¹).

Значения μ подсчитывались по формуле (11). Результаты экспериментов по определению коэффициента расхода через щель между дроссельной заслонкой и стенками смесительной камеры по данным продувки на двигателе Л-6/3 представлены табл. 3 и фиг. 5.

Т а б л и ц а 3

β°	Пределы изменения, n об/мин	Соответствующее значение μ	Среднее арифм. значение μ	Число режимов
0	1377—2388	0,573—0,531	0,518	10
15	1371—2387	0,546—0,501	0,517	10
25	1368—2386	0,501—0,486	0,508	10
35	1366—2358	0,493—0,494	0,488	10
40	1348—2392	0,500—0,525	0,499	11
45	1294—2387	0,566—0,595	0,571	12
47,5	1228—2242	0,682—0,835	0,743	12
49	1115—1930	1,28—1,70	1,45	12

Характер изменения кривой $\mu = f(\beta)$ совершенно аналогичен протеканию кривой коэффициента расхода при продувке заслонок на установке с воздуходувкой и, на наш взгляд, объясняется теми же причинами.

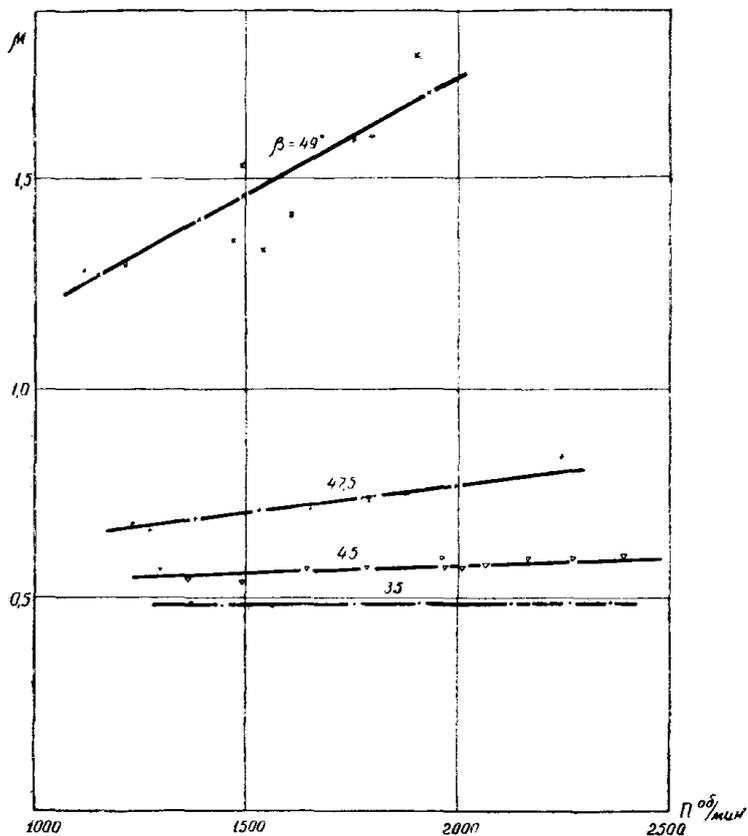
До $\beta = 45^\circ$ ($f = 0,076$) с достаточной для практических целей точностью можно считать, что коэффициент расхода и в условиях работы на двигателе не зависит ни от угла прикрытия заслонки, ни от расхода (числа оборотов двигателя) и составляет $0,52 \pm 0,03$. Для углов прикрытия, больших 45° , значения μ возрастают с увеличением n и значительно более резко — с увеличением β (фиг. 5 и 6).

Эксперименты на двигателе Л-6/3 показали, что коэффициент расхода в сильной степени зависит от частоты пульсации потока, определяемой при постоянном числе оборотов числом цилиндров двигателя. Если в условиях постоянного потока (эксперименты на установке с воздуходувкой) $\mu \approx 0,7$, то на двухцилиндровом двигателе Л-6/3 $\mu \approx 0,5$. Такое уменьшение коэффициента расхода с уменьшением числа цилиндров двигателя может быть подтверждено теоретически.

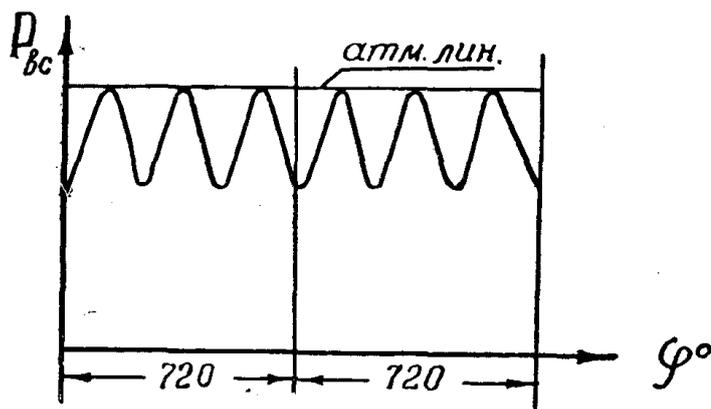
В самом деле, при работе поршневого двигателя давление во всасывающем трубопроводе не является постоянным. Например, для двигателя ГАЗ—51 [6] изменение давления во всасывающей системе представляется кривыми, приведенными на фиг. 7. Колебания давления при отсутствии резонансных явлений во всасывающем трубопро-

1) Двухцилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель. Мощность 6 л. с. при 2200 об/мин. Объем цилиндров 597 куб. см. Заслонка плоская эксцентрично расположенная $d_1 = 32,2$ мм, $t_1 = 0,95$ мм, $\beta_{\max} = 50,1^\circ$, $\frac{e}{B} = 0,03$.

воде будут тем больше, чем меньше число цилиндров двигателя и чем он тихходнее. Вследствие инерции жидкости обычные U-образные дифференциальные манометры показывают не действительное



Фиг. 6



Фиг. 7

давление в пульсирующем потоке, а некоторое среднее за цикл работы двигателя давление.

Расход воздуха двигателем может быть подсчитан по величине средней скорости воздуха во всасывающем трубопроводе $V_{\text{ср}}$

$$G = V_{\text{ср}} F_1 \gamma_1 T, \quad (15)$$

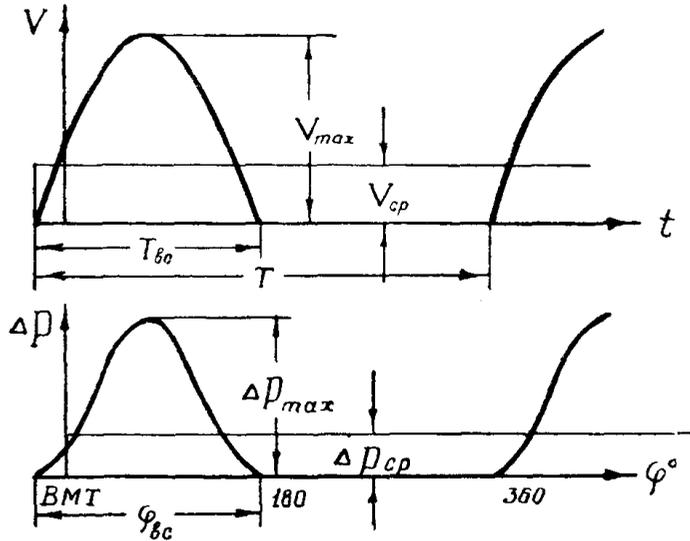
где T — время между двумя тактами всасывания.

В то же время, принимая в первом приближении [6], что скорость воздуха в процессе всасывания изменяется по закону синуса (фиг. 8), получим

$$G = F_1 \gamma_1 \int_0^{T_{вс}} V_{\max} \sin \frac{\pi t}{2T_{вс}} dt = V_{\max} F_1 \gamma_1 \frac{2T_{вс}}{\pi}. \quad (16)$$

Если пренебречь сжимаемостью, то скорость газа может быть определена по формуле

$$V = \mu f \sqrt{\Delta p}. \quad (17)$$



Фиг. 8

С учетом этого, уравнение (15) может быть записано в виде

$$G = \mu_{cp} f F_1 \gamma_1 \sqrt{\Delta p_{cp}} T,$$

а уравнение (16) — в виде

$$G = \mu_{\max} f F_1 \gamma_1 \sqrt{\Delta p_{\max}} \frac{2T_{вс}}{\pi}.$$

Приравнявая эти выражения, находим

$$\mu_{cp} = \mu_{\max} \sqrt{\frac{\Delta p_{\max}}{\Delta p_{cp}}} \cdot \frac{2T_{вс}}{\pi T}. \quad (18)$$

Из фиг. 8 видно, что

$$\Delta p_{cp} T = \int_0^{T_{вс}} \Delta p \cdot dt.$$

После несложных преобразований получим

$$\Delta p_{cp} T = \Delta p_{max} \cdot \frac{T_{вс}}{2}.$$

Откуда

$$\sqrt{\frac{\Delta p_{max}}{\Delta p_{cp}}} = \sqrt{\frac{2T}{T_{вс}}}. \quad (19)$$

Подставляя полученное выражение в формулу (18), находим

$$\mu_{cp} = \mu_{max} \sqrt{\frac{2T}{T_{вс}}} \cdot \frac{2T_{вс}}{\pi T} = \frac{\mu_{max}}{\pi} 2 \sqrt{\frac{2T_{вс}}{T}},$$

или (см. фиг. 8)

$$\mu_{cp} = \frac{\mu_{max}}{\pi} 2 \sqrt{\frac{2\varphi_{вс}}{\varphi}}. \quad (20)$$

Для четырехтактного двигателя угол поворота между двумя тактами всасывания $\varphi = \frac{720}{i}$, где i — число цилиндров.

Подставляя значение φ в выражение (20), получим окончательно:

$$\mu_{cp} = \frac{\mu_{max}}{\pi} \sqrt{\frac{i\varphi_{вс}}{90}}. \quad (21)$$

Если принять $\mu_{max} = 0,704$ (значение коэффициента расхода, полученное при продувке плоской эксцентрично расположенной заслонки на установке с воздуходувкой), $\varphi_{вс} = 213^\circ$ (продолжительность такта всасывания двигателя Л-6/3), то для одноцилиндрового двигателя μ_{cp} равно 0,345, для двухцилиндрового — 0,491 и для четырехцилиндрового — 0,691. Таким образом, уже для четырехцилиндрового двигателя можно пренебречь влиянием пульсации на величину коэффициента расхода.

Подсчитанные для двухцилиндрового четырехтактного двигателя значения μ близки к значениям коэффициента расхода, определенным при продувке на двигателе Л-6/3 ($\mu \approx 0,5$). Это позволяет надеяться, что формула (21) правильно отражает зависимость коэффициента расхода от числа цилиндров двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Криволуцкий В. А. Испытания дроссельной заслонки нагнетателя мотора ВК-105, тр. ЛКВВИА, вып. 12, 1947.
2. Макаров А. Н. и Шерман М. Я. Расчет измерительных и регулирующих дроссельных устройств, Металлургиздат, М., 1953.
3. Акопян С. И. Двигатели внутреннего сгорания с впрыском топлива и электрическим зажиганием, ГОНТИ, М., 1945.
4. Орлин А. С. (под ред.). Двигатели внутреннего сгорания, т. I, Машиздат, М., 1951.
5. Правила № 169 по измерению расхода жидкостей, газов и пара при помощи сопел и диафрагм и руководящие указания к правилам № 169, Каталогиздат НКМ, 1938.
6. Матвеев Е. А. Гидравлический расчет и исследование рабочего процесса эмульсионного карбюратора (диссертация), М., 1949.
7. Литвин А. М. Техническая термодинамика, ГЭИ, М-Л, 1947.