

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ПРОТОЧНЫХ КАНАЛАХ ПОРШНЕВЫХ ДВС

А.А.Балашов, Р.А.Вебер, И.А.Карпов

*В статье проведен анализ изменения показателя адиабатного расширения воздуха в потоке  $m$ , коэффициента газодинамических потерь  $\xi$  и зависимостей для их определения с учетом основных особенностей протекания физических процессов в элементах газозвдушенных трактов поршневых ДВС.*

Существующие расчетные методики для определения параметров потока движущегося во впускных выпускных трассах двигателей внутреннего сгорания отличаются значительной сложностью из-за трехмерности, турбулентности и нестационарности, т.к. движение газа в элементах системы газообмена сопровождается газодинамическими потерями, внутренним и внешним теплообменом. Поэтому в практике расчетов широко применяются методики, основанные на квазистационарной модели, которая обеспечивает удовлетворительную сходимость результатов расчетов с помощью модели с реальными условиями в потоке полученными экспериментально, что и определяет её теоретическую ценность.

Влияние газодинамических сопротивлений в проточных каналах учитывается, как правило, приближенно на основе формулы Дарси-Вейсбаха, но это не вносит больших погрешностей в расчет, так как в этом случае, факторы участвующие в расчете, приводят к незначительному изменению параметров потока.

Квазистационарная методика с успехом применяется при плавном изменении параметров потока при течении газа по трубопроводам, т.к. в этом случае газодинамические потери на трение и вихреобразование не являются определяющими, потому что основные потери проявляются при преодолении потоком местных сопротивлений, т.е. органов газораспределения (впускные и выпускные клапаны, продувочные и выпускные окна), в этом случае этот фактор является определяющим. Механическое воздействие газодинамических сопротивлений на поток приводит к падению полного напора в потоке из-за отрывных течений и вихреобразований, энергия которых трансформируется в теплоту усваиваемую им, в результате чего появляется термическое воздействие тех же газодинамических сопротивлений на параметры потока, которое скажется на изменении внутренней энергии газа и характере термодинамического

*ПОЛЗУНОВСКИЙ ВЕСТНИК № 4 2008*

процесса. Следовательно, процесс перехода потока из состояния на входе (сечение 1-1) к состоянию на выходе (сечение 2-2) эквивалентен некоторому условному адиабатному процессу с показателем  $m$ . С увеличением доли механического воздействия газодинамических сопротивлений на поток снижается действительный теплоперепад, характеризующий обратимую долю адиабатного процесса расширения, а также реализующий действительную скорость в выходном сечении потока.

Кроме определения показателя адиабатного процесса изменения параметров газа в потоке  $m$ , для реализации квазистационарной модели необходимо знать газодинамические потери, характеризующиеся коэффициентом газодинамических сопротивлений  $\xi$ . Для этих целей, как для определения  $m$ , так и  $\xi$ , может быть использован обширный опытный материал по статическим продувкам каналов с клапанами или результаты индицирования несоосных ходов двигателей. Методика расчета при этом может базироваться на уравнениях как нестационарного течения с привлечением опытных данных, так и квазистационарного. И в том, и другом случаях газодинамические потери как от механического воздействия сопротивлений на поток, так и от термического оцениваются суммарно для всего канала от сечения 1-1 до сечения 2-2.

Как следует из сопоставления цифр, приведенных в работе, влияние механической составляющей газодинамических потерь в значительной степени превосходит влияние термической составляющей в адиабатном потоке, а наиболее важными факторами, влияющими на показатель адиабатного процесса  $m$ , являются величины  $\xi$  и числа Маха  $M$ . Причем коэффициент газодинамических потерь  $\xi$  зависит от конструктивных факторов систем «канал-клапан» или «окно-поршень» и формы подводящих и отводящих каналов. Кроме этого следует отметить, что произведение  $\xi \cdot M^2$  не может принимать произвольные значения, т.к. множители входящие в не-

го взаимосвязаны между собой, т.е. при больших значениях коэффициента  $\xi$  скорость газа на выходе из канала незначительна, что влияет на величину  $M$ . При  $\xi=0$  энергетических преобразований в потоке не происходит и показатель адиабаты будет равен показателю изэнтропы  $m=k$ , действительная скорость на выходе потока  $W_\delta$  будет равна теоретической  $W_T$ , т.е.  $W_\delta=W_T$ .

Газодинамические потери вызывающие внутренний теплообмен при адиабатном расширении газа в потоке описываются известными дифференциальными уравнениями:

$$\delta q_z = C_v \cdot dT + P \cdot dv; \quad (1)$$

$$\delta q_z = C_p \cdot dT - v \cdot dP; \quad (2)$$

$$\delta q_z = Ca \cdot dT; \quad (3)$$

$$\delta q_z = T \cdot dS; \quad (4)$$

$$\delta q_z = \xi \cdot W \cdot dW, \quad (5)$$

где  $\delta q_z$ ,  $C_p$ ,  $C_v$ ,  $Ca$ ,  $P$ ,  $T$ ,  $v$ ,  $S$  и  $W$  - соответственно удельная теплота газодинамических потерь, удельные теплоемкости при постоянном давлении, объеме и адиабатного процесса, абсолютное давление, температура, удельный объем, энтропия и скорость газа в потоке.

Местное решение этих уравнений осуществлялось на первом этапе с целью определения показателя адиабатного процесса расширения рабочего тела в открытой термодинамической системе  $m$  и коэффициента газодинамических потерь  $\xi$  в потоке.

Решая совместно (1) и (3), а также (2) и (3) и разделив полученные выражения друг на друга, будем иметь

$$\frac{C_a - C_p}{C_a - C_v} = -\frac{dP}{P} \cdot \frac{v}{dv}. \quad (6)$$

$$\text{Обозначим } m = \frac{C_a - C_p}{C_a - C_v}, \quad (7)$$

где под  $m$  будем понимать показатель адиабатного процесса расширения газа в потоке.

Откуда используя зависимость (7) и принимая во внимание, что  $C_p = k \cdot C_v$  с учетом [5], можно записать, что

$$C_a = C_p \cdot \frac{m-k}{k \cdot (m-1)} \quad (8)$$

или

$$C_a = C_v \cdot \frac{m-k}{m-1}. \quad (9)$$

Далее решая совместно (3) и (5) с учетом (8), получим

$$\delta q_z = \frac{k-m}{k \cdot (m-1)} \cdot W \cdot dW. \quad (10)$$

В этом выражении обозначим  $\xi = \frac{k-m}{k \cdot (m-1)}$ , (11)

где  $\xi$  - коэффициент газодинамических потерь.

Это выражение может быть переписано в другом виде:

$$m = \frac{k \cdot (\xi + 1)}{k \cdot \xi + 1}, \quad (12)$$

откуда, с учетом известной зависимости

$$\xi = \frac{1}{\varphi^2} - 1 \text{ или } \varphi^2 = \frac{1}{\xi + 1}, \quad (13)$$

$$\text{получаем } m = \frac{k}{k - (k-1) \cdot \varphi^2} \quad (14)$$

$$\text{или } \varphi^2 = \frac{k \cdot m - 1}{m \cdot k - 1}, \quad (15)$$

где  $\varphi$  - коэффициент скорости, определяется ещё и по отношению действительной скорости потока к теоретически достижимой в выбранном сечении.

Кроме этого, показатель адиабатного процесса расширения газа в потоке можно получить, используя и комбинируя те же зависимости (1,2,3), в результате чего получим:

$$m = k - (k-1) \cdot \frac{\delta q_z}{P \cdot dv}. \quad (16)$$

Для установления связи параметров движущегося по каналу адиабатного потока и определения газодинамических потерь между выбранными сечениями, необходимо рассмотреть два уравнения, одно из которых будет уравнением изэнтропного процесса расширения, а другое адиабатного - связывающее оба сечения между собой:

$$P_1^* \cdot v_1^{*m} = P_2 \cdot v_2^m; \quad (17)$$

$$P_2^* \cdot v_2^{*k} = P_2 \cdot v_2^k,$$

где  $P_1^*$  и  $P_2^*$  - абсолютные давления заторможенного потока, соответственно в сечениях 1-1 и 2-2;  $P_2$  - абсолютное статическое давление в выходном сечении потока 2-2;  $v_1$  и  $v_2$  - удельные объемы, определяемые по статическим параметрам потока в соответствующих сечениях;  $v_1^*$  и  $v_2^*$  - удельные объемы, определяемые по параметрам заторможенного потока;  $m$  и  $k$  - показатели (соответ-

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ПРОТОЧНЫХ КАНАЛАХ ПОРШНЕВЫХ ДВС

ственно) адиабатного и изоэнтропного процессов расширения газа в потоке.

Совместное решение этих уравнений производится с учетом равенства энтальпии заторможенного потока, а с учетом принятого допущения  $C_p = \text{const}$  по потоку, соответственно будет и равенство температур заторможенного потока в сечениях 1-1 и 2-2

$$i_1^* = i_2^* \text{ или } T_1^* = T_2^*. \quad (18)$$

Решая уравнения (17) с учетом изоэнтропных и адиабатных зависимостей, производя замену и комбинируя с учетом выражения (18) будем иметь:

$$\left(\frac{P_2}{P_1^*}\right)^{\frac{m-1}{m}} = \left(\frac{P_2}{P_2^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

или 
$$\frac{P_2}{P_2^*} = \left(\frac{P_2}{P_1^*}\right)^{\frac{k}{m} \cdot \frac{m-1}{k-1}}. \quad (19)$$

Заменим показатель степени в этом выражении (19) на приведенный в выражении (15), в результате получим

$$\frac{P_2}{P_2^*} = \left(\frac{P_2}{P_1^*}\right)^{\varphi^2}, \quad (20)$$

а с учетом выражения (13) окончательно будем иметь:

$$\frac{P_2}{P_2^*} = \left(\frac{P_2}{P_1^*}\right)^{\frac{1}{\xi+1}} = \left(\frac{P_2^*}{P_1^*}\right)^{1/\xi}. \quad (21)$$

Откуда определится коэффициент газодинамических потерь

$$\xi = \frac{\ln \frac{P_2^*}{P_1^*}}{\ln \frac{P_2}{P_2^*}}. \quad (22)$$

Таким образом, получено выражение для определения коэффициента газодинамических потерь в зависимости от отношения давлений, но для проведения более детального анализа небезынтересно было бы выяснить как зависит этот коэффициент от перепада температур. С этой целью запишем известное выражение

$$\xi = \frac{W_T^2 - W_0^2}{W_0^2}, \quad (23)$$

где  $W_0$  - действительная скорость в адиабатном потоке;  $W_T$  - теоретическая скорость в изоэнтропном потоке.

Раскрывая зависимость (23) получим

$$\xi = \frac{2 \cdot C_p \cdot \Delta T_\Sigma - 2 \cdot C_p \cdot \Delta T}{2 \cdot C_p \cdot \Delta T} = \frac{\Delta T_\Sigma - \Delta T}{\Delta T}, \quad (24)$$

где  $\Delta T_\Sigma = T^* - T_T$  - перепад абсолютных температур заторможенного потока  $T^*$  и теоретически достижимой температуры  $T_T$  в изоэнтропном процессе расширения;  $\Delta T = T^* - T_2$  - перепад абсолютных температур заторможенного потока  $T^*$  и статической температуры  $T_2$  в адиабатном процессе расширения газа в потоке.

Тогда преобразуя далее выражение (24) будем иметь

$$\xi = \frac{\Delta T_\Sigma - \Delta T}{\Delta T} = \frac{T^* - T_T - T^* + T_2}{T^* - T_2} = \frac{T_2 - T_T}{T^* - T_2} = \frac{\Delta T_T}{\Delta T}, \quad (25)$$

где  $\Delta T = T_2 - T_T$  - перепад абсолютных статических температур в адиабатном потоке  $T_2$  и теоретически достижимой температуры  $T_T$  в изоэнтропном потоке.

Перепад статических температур  $\Delta T_T$  характеризует как необратимую часть адиабатного процесса расширения газа в потоке, так и степень подогрева того же газа, движущегося по каналу, относительно его изоэнтропного уровня, определенного теоретическим путем. Увеличение  $\Delta T_T$  говорит о росте газодинамических потерь и, соответственно, об увеличении энтропии.

Дальнейшее преобразование выражения (25) будет выглядеть так:

$$\xi = \frac{\Delta T_T}{\Delta T} = \frac{T_2 - T_T}{T_2^* - T_2} = \frac{1 - T_T/T_2}{T^*/T_2 - 1}. \quad (26)$$

С учетом известного из газовой динамики выражения  $T^*/T_2 = 1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2$ , выражение (26) преобразуется к виду

$$\xi = \frac{1 - T_T/T_2}{1 + \frac{k-1}{2} \cdot M^2 - 1} = \frac{1 - T_T/T_2}{k-1/2 \cdot M^2}. \quad (27)$$

Откуда, после преобразования выражения (27), получим

$$\frac{T_T}{T_2} = 1 - \frac{k-1}{2} \cdot \xi \cdot M^2 \quad (28)$$

или 
$$\frac{T_2}{T_T} = \frac{2}{2 - (k-1) \cdot \xi \cdot M^2}, \quad (29)$$

где  $M$  - число Маха.

Таким образом, используя выражения (25), (28) и (29), можно определить теорети-

чески достижимую температуру в потоке  $T_T$  при изоэнтропном расширении газа в адиабатном процессе

$$T_T = T_2 - \xi \cdot \Delta T$$

$$\text{или } T_T = T_2 \cdot \left(1 - \frac{k-1}{2} \cdot \xi \cdot M^2\right), \quad (30)$$

$$\text{или } T_T = \frac{T_2 \cdot (2 - (k-1) \cdot \xi \cdot M^2)}{2}.$$

После определения температуры  $T_T$  можно определить теоретически возможное статическое давление  $P_T$  в изоэнтропном процессе расширения газа по известной зависимости

$$P_T = P_1^* \left(\frac{T_T}{T_1^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (31)$$

Рассмотрим процессы адиабатного и изоэнтропного расширения газа в потоке с целью определения действительной и теоретически возможной скорости истечения. Для этого аналитическое выражение первого закона термодинамики для потока, с учетом принятого ранее допущения  $C_p = const$ , запишем в виде:

$$T^* = T_2 + \frac{W_0^2}{2 \cdot C_p} \quad (32)$$

$$\text{и } T^* = T_T + \frac{W_T^2}{2 \cdot C_p},$$

где  $W_0$  и  $W_T$  - действительная и теоретическая скорости потока в выходном его сечении.

$$W_0 = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot (T^* - T_2)} = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot T^* \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T^*}\right)} =$$

$$= \sqrt{2 \cdot C_p \cdot T^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad ; \quad (33)$$

$$W_T = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot (T^* - T_T)} = \sqrt{2 \cdot C_p \cdot T^* \cdot \left(1 - \frac{T_T}{T^*}\right)} =$$

$$= \sqrt{2 \cdot C_p \cdot T^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad . \quad (34)$$

С целью проверки полученных зависимостей была выполнена статическая продувка каналов с клапанами двигателей размерностью  $\chi 13/14$  и  $\chi 12/12$  воздухом. Продувка

производилась при абсолютных заторможенных параметрах воздуха на входе в канал (в цилиндре)  $P_1^* = 0.12 \div 0.78$  МПа и  $T_1^* = 298 \div 305$  К для двигателей размерностью  $\chi 13/14$  производства ПО АМЗ а так же  $P_1^* = 0.12 \div 0.24$  МПа и  $T_1^* = 300 \div 308$  К для двигателей размерностью  $\chi 12/12$ . Отношение давлений для двигателей  $\chi 13/14$  изменялись в пределах  $P_2/P_1^* = 0.835 \div 0.15$ , а для двигателей  $\chi 12/12$   $P_2/P_1^* = 0.835 \div 0.416$ , процесс расширения воздуха принимался адиабатным.

По приведенным выше зависимостям были проведены расчеты и построены графики.

На рисунке 1 представлены графики изменения показателей изоэнтропного  $k$  и адиабатного  $m$  процессов расширения воздуха в потоке в зависимости от отношения давлений  $P_2/P_1^*$ , полученных в результате обработки данных статической продувки выпускного канала с клапанами двигателя размерностью  $\chi 12/12$ . Анализируя данные приведенные на графике можно сказать, что показатель изоэнтропного процесса расширения воздуха  $k_s$  не зависит от отношения давлений, постоянен во всем диапазоне и равен  $k=1,41$ . Однако этого нельзя сказать о показателе адиабатного процесса  $m$ , который изменяется для подъемов клапана  $h_{кл}=6,0; 8,0; 12,0$  мм в диапазоне  $m=1,008 \div 1,032$ .

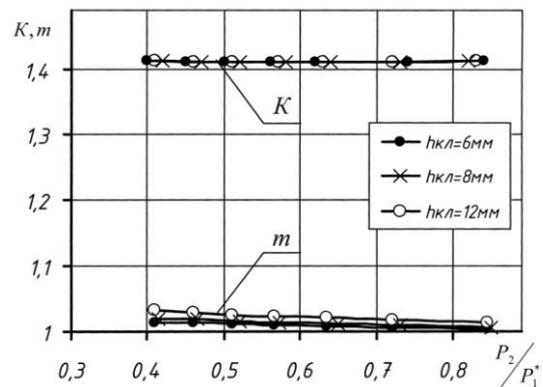


Рис. 1. Изменение показателей  $K$  и  $m$  от отношения давлений

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ПРОТОЧНЫХ КАНАЛАХ ПОРШНЕВЫХ ДВС

Для выпускного канала двигателя размерностью  $\text{Ч}13/14$  производства ПО АМЗ (рисунок 2) наблюдается практически та же картина, только диапазон изменения  $m$  становится несколько шире ( $h_{\text{кл}}=1,0; 2,0; 3,0; 6,0; 12,0 \text{ мм}$ )  $m=1,001 \div 1,1$ . Некоторая разница в диапазоне изменения  $m$  (особенно на больших подъемах клапанов) для выпускных каналов с клапанами двигателей размерностью  $\text{Ч}12/12$  и  $\text{Ч}13/14$  объясняется тем, что головка двигателя  $\text{Ч}12/12$  продувалась вместе со штатным выпускным коллектором, а головка двигателя  $\text{Ч}13/14$  без него.

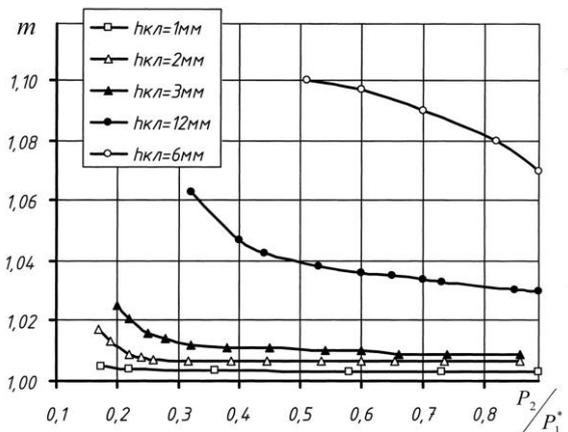


Рис. 2. Изменение показателя адиабаты  $m$  от отношения давлений

Такой узкий диапазон изменения  $m$  определяется в основном геометрической сложностью продуваемой системы (дроссельное устройство – клапан и поворот потока под углом  $\approx 90^\circ$ ), которые способствуют появлению отрывов пограничного слоя в пристеночной области течения и образованию в связи с этим развитых вихревых зон, которые и определяют величину местных сопротивлений.

Кроме этого, с увеличением расхода воздуха и, соответственно, увеличением действительной скорости в выходном сечении потока при уменьшении отношения  $P_2/P_1^*$  (при  $h_{\text{кл}}=\text{const}$ ), происходит снос вихревых зон потоком массы, что приводит к снижению необратимых газодинамических потерь и обуславливает отмеченный незначительный рост показателя  $m$  (рисунок 1 и 2), особенно на малых подъемах.

Таким образом, анализируя графики изменения  $m$  при различных подъемах клапа-

нов  $h_{\text{кл}}$  и отношениях давлений  $P_2/P_1^*$  можно сказать, что на малых подъемах клапанов  $h_{\text{кл}}=1,0; 2,0; 3,0 \text{ мм}$  процесс изменения параметров воздуха в выпускных каналах можно принимать изотермическим.

Кроме показателей адиабатного  $m$  и изоэнтропного  $k$  процессов расширения воздуха в потоке были определены коэффициенты газодинамических потерь  $\xi$  и скорости  $\varphi$ .

На основании проведенных расчетов по результатам высоконапорной продувки воздухом выпускного канала с клапаном двигателя размерностью  $\text{Ч}13/14$  по полученным выражениям можно сказать, что коэффициенты газодинамических потерь  $\xi$  снижаются по мере увеличения подъема клапана  $h_{\text{кл}}$  и уменьшения отношения давлений  $P_2/P_1^*$  (рисунок 3). Это обстоятельство можно объяснить тем, что по мере увеличения подъема клапана  $h_{\text{кл}}$  и уменьшения отношения давлений  $P_2/P_1^*$ , растет расход воздуха и, соответственно, действительные скорости истечения в выходном сечении потока, что приводит к уменьшению вихревых зон или к их сносу, т.е. к снижению газодинамических потерь характеризуемых коэффициентом  $\xi$ .

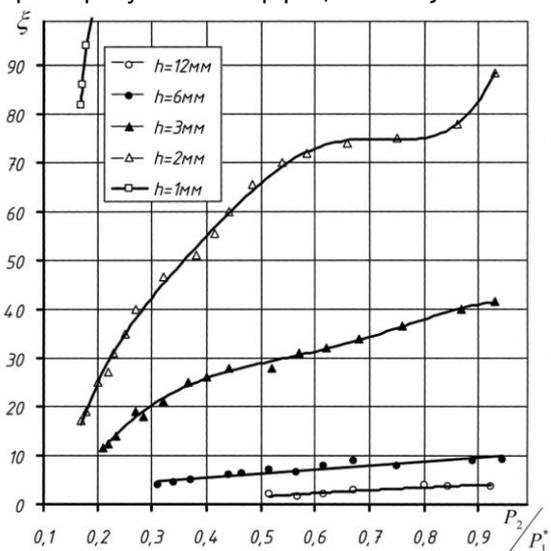


Рис. 3. Зависимость коэффициента газодинамического сопротивления  $\xi$  от отношения давлений

Тоже самое можно сказать анализируя изменение коэффициента скорости  $\varphi$  в зависимости от подъема клапанов  $h_{\text{кл}}$  и отношения давлений  $P_2/P_1^*$ . Коэффициент скорости  $\varphi$  незначительно растет с уменьшением от-

ношения давлений  $P_2/P_1^*$  и достаточно интенсивно растет с увеличением подъема клапана (рисунок 4).

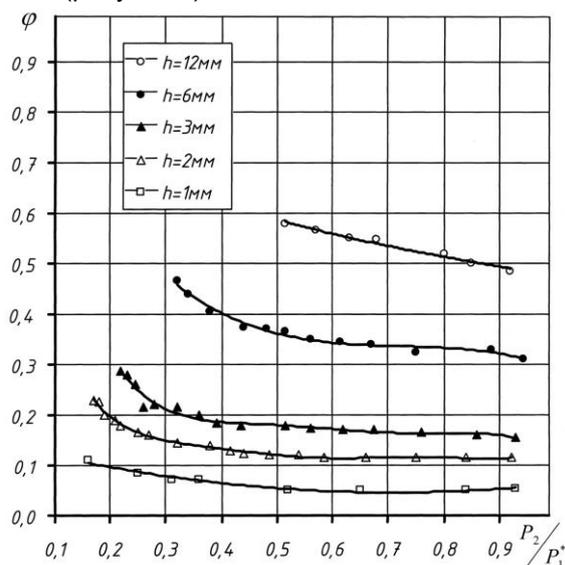


Рис. 4. Зависимость коэффициента скорости истечения  $\phi$  от отношения давлений

Таким образом, проведенный анализ изменения показателя адиабатного расширения воздуха в потоке  $m$  и коэффициента газодинамических потерь  $\xi$  показывает, что зависимости (12), (14) и (16) для определения показателя  $m$ , а так же зависимости (22), (25) и (27) для определения коэффициента  $\xi$ , отражают основные особенности протекания фи-

зических процессов в элементах газоздушных трактов поршневых ДВС. Необходимость в использовании подобных зависимостей возникает при определении расходных характеристик через органы газообмена поршневых ДВС, каналы лопаточных машин, Пневматических устройств и в других подобных случаях. Опыт их применения для различных элементов как поршневых ДВС, так и других пневматических устройств показывает, что они помогают раскрыть сущность протекающих газодинамических процессов и обеспечивают большую наглядность.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович.- М.: Наука, 1969. – 820 с.
2. Балашов А.А. Определение газодинамических потерь в проточных каналах ДВС / А.А. Балашов. Меж. вузов. сб. исследование и совершенствование быстроходных дизелей. АлтГТУ им. И.И. Ползунова.- Барнаул: Б.И., 1997. С 133-142.
3. Егоров Я.А. Показатель процесса изменения параметров газа в потоке // Двигатели внутреннего сгорания -1982.- Вып. 35.- С. 43-49.
4. Мамонтов М.А. Некоторые случаи течения газа по трубам, насадкам и проточным сосудам / М.А. Мамонтов.- М.:Оборонгиз, 1951.- 490 с.
5. Теплотехника: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, М.Г.Шатров, Г.М. Камфер и др.: Под ред. В.Н. Луканина.-5-е изд. стер.-М.: Высшая школа, 2006.-671с.