

## РАЗДЕЛ 2. МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 536.7

### ПОТЕРЯННЫЕ СКОРОСТИ ПОТОКА В ОТКРЫТОЙ АДИАБАТНОЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

А.А. Балашов, Г.В. Пыжанкин

*Квадрат потерянной скорости потока  $W_n^2$ , характеризующий суммарную потерю кинетической энергии в открытой системе, представлен в виде отдельных составляющих от механического и термического воздействия газодинамических сопротивлений на потерю скорости потока. Приведен пример разделения потерь энергии на составляющие.*

*Ключевые слова: потерянная скорость, кинетическая энергия, газодинамический, механический, термический, потеря энергии, скорость потока, квадрат скорости.*

Особенности процессов протекающих в газоздушных трактах систем газообмена поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС) заключаются в том, что они происходят в движущемся рабочем теле (воздухе или газе). Теория и расчет такого рода процессов происходящих в потоках основываются на термогазодинамическом анализе, базирующемся на первом законе термодинамики, исходя из которого, можно получить основные соотношения, описывающие энергетический баланс в открытой термодинамической системе, а также выявить характер изменения параметров рабочего тела. Для характеристики термодинамического состояния движущегося в потоке рабочего тела, кроме основных заторможенных и статических термодинамических параметров ( $P$ ,  $\vartheta$  и  $T$ ), необходимо еще иметь коэффициенты расхода  $\mu$  и газодинамических потерь  $\xi$ , а также изменение энтропии  $\Delta S$ , теоретическую  $W_T$  и действительную  $W_d$  скорости потока. Однако движение рабочего тела по газоздушным каналам систем газообмена ПДВС имеет свои закономерности, которые отражены с приемлемой точностью в основных уравнениях термогазодинамики, а точно описывающие реальное течение в потоке уравнения, получаются весьма громоздкими, что затрудняет их использование для проведения анализа и практических расчетов. Поэтому при преобразовании или выводе уравнений термогазодинамики для открытых систем приходится принимать некоторые допущения:

- процесс расширения рабочего тела в потоке принимается адиабатическим;
- показатель изоэнтропного процесса расширения рабочего тела в потоке  $k$ , а сле-

довательно и удельные теплоемкости при постоянном давлении  $C_p$  и объеме  $C_v$  принимаются постоянными по потоку;

- используемое рабочее тело в потоке подчиняется уравнению Клапейрона-Менделеева.

В процессе развития термодинамики и газодинамики появляются новые как технические, так и теоретические факторы, требующие определенных изменений в системе термодинамического анализа при сохранении его основных принципиальных особенностей. К числу таких факторов, прежде всего, следует отнести разделение термодинамических процессов расширения рабочего тела, правда с некоторой долей условности, по признакам «закрытая система»–«открытая система» из-за того, что они обладают значительными преимуществами при использовании их в качестве «стержня» для расположения и распределения материала [5].

При рассмотрении процесса расширения рабочего тела в открытой термодинамической системе, следует оценить влияние газодинамических сопротивлений в канале на характер термодинамического процесса, так как из уравнения энергии для открытых адиабатных систем известно, что газодинамические сопротивления оказывают двойственное влияние на течение рабочего тела [7].

Из этого уравнения следует, что удельная работа  $\delta l_r$ , затрачиваемая на преодоление газодинамических сопротивлений, влияет на изменение внешней кинетической энергии рабочего тела, т. е.  $\delta l_r$  оказывает непосредственное механическое воздействие на действительную скорость в выходном сечении потока.

## ПОТЕРЯННЫЕ СКОРОСТИ ПОТОКА В ОТКРЫТОЙ АДИАБАТНОЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

Из другого уравнения для удельной внутренней энергии газа в потоке можно установить, что удельная работа  $\delta l_r$  преобразуется в теплоту газодинамических потерь  $\delta q_r$ , которая воспринимается потоком и создает дополнительное термическое сопротивление в канале.

Таким образом, механическое влияние газодинамических сопротивлений в канале непосредственно скажется на снижении внешней кинетической энергии и заторможенного давления в выходном сечении потока, а термическое влияние – на увеличении внутренней энергии, статической температуры и давления в том же сечении и, в связи с этим, появлении дополнительного термического сопротивления. А оба же воздействия вместе (механическое + термическое) отразятся на общем характере термодинамического процесса в адиабатной открытой системе с внутренним теплообменом [6, 7].

Тем не менее, при оценке степени влияния газодинамических сопротивлений в газоздушных каналах открытых систем на характер адиабатического процесса расширения рабочего тела необходимо сказать, что разделить влияние сопротивлений в каналах на потери кинетической и увеличение внутренней энергии рабочего тела в потоке весьма затруднительно. Без знания уточненных (физически более обоснованных) коэффициентов расхода  $\mu$ , газодинамических потерь  $\xi$  и изменения энтропии  $\Delta S$ , а также показателя адиабатного процесса расширения  $m$ , который в значительной степени и характеризует внутренний теплообмен в движущемся рабочем теле, возникающий вследствие преобразования газодинамических потерь в теплоту. В связи с этим показатель изоэнтропного процесса расширения  $\kappa$  в потоке не будет равен показателю адиабатного процесса  $m$  ( $m \neq \kappa$ ), который может изменяться в диапазоне  $1 \leq m \leq \kappa$  [1, 2, 3].

Таким образом, в настоящей статье суммарные газодинамические потери, образующиеся в результате преодоления потоком газодинамических сопротивлений в открытых системах, подразделяются на составляющие от механического и термического воздействия, и оценивается значимость этих воздействий на величину внешней кинетической энергии в потоке.

С целью определения влияния газодинамических сопротивлений в канале открытой адиабатной системы на газодинамические потери в ней, запишем уравнения двух изоэнтропных процессов расширения газа на входе

и выходе потока:

$$P_1^* \cdot \vartheta_1^{*\kappa} = P_T^* \cdot \vartheta_T^{\kappa} \quad (1)$$

$$P_2^* \cdot \vartheta_2^{*\kappa} = P_2 \cdot \vartheta_2^{\kappa} \quad (2)$$

где:  $P_1^*, P_2^*, P_2, P_T$  – соответственно первые два абсолютные заторможенные, статическое и теоретически достижимое давления в соответствующих сечениях потока;

$\vartheta_1^*, \vartheta_2^*, \vartheta_2, \vartheta_T$  – соответственно удельные объемы, определенные по заторможенным, статическим и теоретически достижимым параметрам потока в соответствующих сечениях;

$\kappa$  – показатель изоэнтропного процесса расширения газа в потоке.

Сопоставляя выражения (1) и (2) с учетом условия:

$$i_1^* = i_2^* \quad (3)$$

и уравнения состояния, после несложных преобразований получим:

$$\frac{T_2}{T_T} = \left( \frac{P_1^*}{P_2^*} \cdot \frac{P_2}{P_T} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (4)$$

где:  $T_T$  – абсолютная термодинамическая теоретически достижимая температура в изоэнтропном процессе расширения;

$T_2$  – абсолютная термодинамическая температура в адиабатном процессе расширения газа в выходном сечении потока;

$P_T$  – абсолютное теоретически достижимое статическое давление в изоэнтропном процессе расширения газа в потоке;

$P_2$  – абсолютное статическое давление в адиабатном процессе расширения газа в выходном сечении потока;

$i_1^*$  – энтальпия заторможенного потока во входном сечении;

$i_2^*$  – энтальпия заторможенного потока в выходном сечении.

Из выражения (4) следует, что в качестве базовых параметров в этой зависимости можно принять статические, теоретически достижимые в изоэнтропном процессе расширения рабочего тела абсолютные давление  $P_T$  и температуру  $T_T$ , т. е. параметры, при достижении которых выдерживается условие  $dS = 0$  или  $S_1 = S_2 = \text{const}$  [1].

Увеличение абсолютной температуры  $T_2$  в адиабатном процессе расширения рабочего тела относительно ее изоэнтропного уровня  $T_T$  (левая часть этого выражения)

вызвано появлением газодинамических потерь, которые увеличивают внутреннюю энергию и определяют её суммарную необратимую часть в адиабатном потоке.

Суммарной она именуется потому, что в правой части выражения (4) представлены те же газодинамические потери, но только в виде разделенных отношений заторможенных и статических давлений, которые заключены в скобках, и характеризуют два вида воздействия газодинамических сопротивлений на параметры потока.

Первый вид приводит к снижению как заторможенного давления на выходе  $P_2^*$ , так и действительной скорости в выходном сечении  $W_d$ , и таким образом, характеризует механический способ воздействия газодинамических сопротивлений на параметры потока.

Второй вид приводит к увеличению как статических температуры  $T_2$  и давления  $P_2$ , относительно изоэнтропного уровня  $T_T$  и  $P_T$ , так и к еще большему снижению действительной скорости в выходном сечении потока и, таким образом, будет характеризовать термический способ воздействия газодинамических сопротивлений на параметры потока, но только преобразованных в теплоту.

Таким образом можно констатировать, что левая часть зависимости (4), представленная отношением статических температур ( $T_2/T_T$ ), охарактеризует суммарные газодинамические потери, которые в правой части этого выражения представлены параметрами разделенными по отношению давлений ( $P_1^*/P_2^* \cdot P_2/P_T$ ) представляющих два способа воздействия газодинамических сопротивлений на параметры потока: основной – это механический ( $P_1^*/P_2^*$ ), и дополнительный – это термический ( $P_2/P_T$ ).

Для разделения суммарных газодинамических потерь в потоке по способам воздействия на них газодинамических сопротивлений необходимо, прежде всего, воспользоваться известным выражением для коэффициента газодинамических потерь  $\xi$ , которое выглядит таким образом:

$$\xi = \frac{W_T^2 - W_d^2}{W_d^2}, \quad (5)$$

где  $W_T$  и  $W_d$  – теоретическая и действительная скорости потока.

Если раскрыть числитель правой части этого выражения (5), то получим:

$$W_T^2 - W_d^2 = 2 \cdot C_p \cdot (T^* - T_T) - 2 \cdot C_p \cdot (T^* - T_2) = C_p \cdot (T_2 - T_T), \quad (6)$$

где  $\Delta T_\Sigma = T^* - T_T$  – суммарный перепад абсо-

лютных температур в изоэнтропном потоке;

$\Delta T = T^* - T_2$  – перепад абсолютных температур в адиабатном потоке;

$\Delta T_T = T_2 - T_T = \Delta T_\Sigma - \Delta T$ , – потерянный перепад абсолютных статических температур на преодоление газодинамических сопротивлений.

Здесь и далее:

$T^*$  – абсолютная заторможенная температура в открытой адиабатно-изоэнтропной системе;

$T_2$  – абсолютная статическая температура в открытой адиабатной системе;

$T_T$  – абсолютная статическая теоретически достижимая температура в открытой изоэнтропной системе;

$C_p$  – удельная теплоемкость при постоянном давлении.

Обозначим зависимость (6) через  $W_\Pi^2$  и назовем ее квадратом потерянной скорости потока, т.е. скоростью затраченной (от теоретически достижимого уровня  $W_T^2$ ) на преодоление газодинамических сопротивлений в канале

$$W_\Pi^2 = W_T^2 - W_d^2 = 2C_p \cdot T_2 \left(1 - \frac{T_T}{T_2}\right), \quad (7)$$

где  $T_T/T_2$  отношение статических температур.

Заменим в выражении (7) отношение статических температур  $T_T/T_2$  на зависимость (4), тогда выражение (7) для квадрата потерянной скорости потока будет выглядеть так:

$$W_\Pi^2 = C_p \cdot T_2 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \cdot \frac{P_T}{P_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \quad (8)$$

Квадрат потерянной скорости потока  $W_\Pi^2$  можно представить как сумму квадратов потерянных скоростей: при механическом  $W_{\Pi М}^2$  и термическом влиянии  $W_{\Pi Т}^2$ . На скорость потока газодинамических сопротивлений в канале, тогда будем иметь:

$$W_\Pi^2 = W_{\Pi М}^2 + W_{\Pi Т}^2. \quad (9)$$

Квадрат потерянной скорости потока от механического воздействия на неё газодинамических сопротивлений  $W_{\Pi М}^2$ , может быть определен используя зависимость (8) в предположении, что термическое воздействие на поток отсутствует, т.е.  $\frac{P_T}{P_2} = 1$ . Тогда можно записать, что

$$W_{\Pi М}^2 = 2C_p \cdot T_2 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2^*}{P_1^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \quad (10)$$

Квадрат потерянной скорости потока от термического воздействия на неё газодинамических сопротивлений  $W_{\Pi Т}^2$ , так же может быть определен, используя зависимость (8), и

## ПОТЕРЯННЫЕ СКОРОСТИ ПОТОКА В ОТКРЫТОЙ АДИАБАТНОЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

в предположении, что механическое воздействие на поток отсутствует, т.е.  $\frac{P_2^*}{P_1^*} = 1$ . Тогда можно записать, что

$$W_{\text{пт}}^2 = 2C_p \cdot T_2 \left[ 1 - \left( \frac{P_T}{P_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]. \quad (11)$$

Таким образом, получены три разновидности потерь скорости потока (рисунок 1):

1)  $W_{\text{п}}$  – суммарная потерянная скорость из-за совместного, механического и термического, влияния на поток газодинамических сопротивлений.

2)  $W_{\text{пм}}$  – потерянная скорость из-за механического влияния на поток газодинамических сопротивлений.

3)  $W_{\text{пт}}$  – потерянная скорость из-за термического влияния на поток газодинамических сопротивлений.

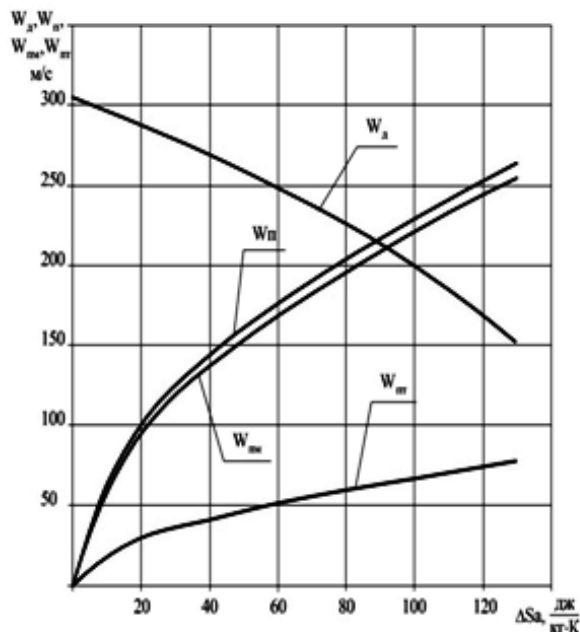


Рисунок 1 – Изменение действительной  $W_d$  и потерь скорости потока  $W_{\text{п}}$ ,  $W_{\text{пм}}$ ,  $W_{\text{пт}}$  от суммарной энтропии  $\Delta S_a$

### ПРИМЕР ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОДУВКИ

Статическая продувка воздухом выполнялась с целью определения влияния газодинамических сопротивлений расположенных в криволинейном канале на параметры, характеризующие внешнюю кинетическую энергию потока.

При статической продувке воздухом криволинейного канала получены следующие результаты осредненных по сечению пара-

метров:

–  $P_1^* = 176,6$  кПа ( $1,8 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ ) – абсолютное заторможенное давление на входе в канал;

–  $P_2^* = 149,1$  кПа ( $1,52 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ ) – заторможенное давление на выходе канала;

–  $P_2 = 99,5$  кПа ( $1,014 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ ) – абсолютное статическое давление на выходе канала;

–  $T^* = 298$  К – абсолютная температура заторможенного потока в адиабатном процессе расширения воздуха.

Обработка результатов статической продувки производилась по методике разработанной авторами этой статьи.

Расчетные параметры воздуха в потоке с использованием замеренных при продувке в  $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$  следующие:

– коэффициент газодинамических потерь  $\xi$ , определяемый по формуле:

$$\xi = \ln \frac{P_2^*}{P_1^*} / \ln \frac{P_2}{P_2^*} = \frac{\ln \frac{1,52}{1,8}}{\ln \frac{1,014}{1,52}} = 0,4177, \quad (12)$$

– статическая температура на выходе потока  $T_2$ , определяемая по формуле:

$$T_2 = T^* \left( \frac{P_2}{P_2^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 298 \left( \frac{1,014}{1,52} \right)^{1,4-1} = 265,5 \text{ К}, \quad (13)$$

– теоретически достижимая статическая температура в потоке  $T_T$ , определяемая по формуле:

$$T_T = T_2 - \xi \cdot \Delta T = (\xi + 1) \cdot T_2 - \xi \cdot T^* = (0,4177 + 1) \cdot 265,5 - 0,4177 \cdot 298 = 251,9 \text{ К},$$

– теоретически достижимое статическое давление  $P_T$  определяемое по формуле:

$$P_T = P_1^* \cdot \left( \frac{T_T}{T^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 1,8 \cdot \left( \frac{251,9}{298} \right)^{1,4} = 0,9989 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}, \quad (14)$$

Атмосферное давление в период продувки  $P_0 = 1,0 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ .

Относительная погрешность в определении  $P_T$  расчетным путем получится:

$$\delta P_T = \frac{1,0 - 0,9989}{1,0} \cdot 100 = 0,106 \text{ \%}.$$

Квадрат потерянной скорости потока  $W_{\text{п}}^2$  можно определить используя зависимость (7), тогда его значение будет следующим:

$$W_{\text{п}}^2 = 2 \cdot C_p \cdot T_2 \cdot \left( 1 - \frac{T_T}{T_2} \right) = 2 \cdot 1005 \cdot 265,5 \cdot \left( 1 - \frac{251,9}{265,5} \right) = 27336,0 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}.$$

Квадрат потерянной скорости потока от механического воздействия на неё газодинамических сопротивлений  $W_{\text{пм}}^2$ , может быть определен используя зависимость (8) в предположении, что термическое воздействие на поток отсутствует, т.е.  $\frac{P_T}{P_2} = 1$ . Тогда можно

записать, что

$$W_{\text{пм}}^2 = 2C_p \cdot T_2 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = 533554,5 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1,52}{1,8} \right)^{0,2857} \right] = 25160,8 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}.$$

Квадрат потерянной скорости потока от термического воздействия на неё газодинамических сопротивлений  $W_{\text{пт}}^2$ , может быть определен по зависимости (8) в предположении, что механическое воздействие на поток отсутствует, т.е.  $\frac{P_2^*}{P_1^*} = 1$ . Тогда можно записать, что

$$W_{\text{пт}}^2 = 2C_p \cdot T_2 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = 533554,5 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,9989}{1,014} \right)^{0,2857} \right] = 2276,1 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}.$$

Квадрат потерянной скорости потока  $W_{\text{п}}^2$  можно представить как сумму квадратов потерянных скоростей: от механического  $W_{\text{пм}}^2$  и термического  $W_{\text{пт}}^2$ . Влияния газодинамических сопротивлений в канале на скорость потока, тогда получим:

$$W_{\text{п}}^2 = W_{\text{пм}}^2 + W_{\text{пт}}^2 = 25160,8 + 2276,1 = 27436,9 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}.$$

Относительная погрешность:

$$\delta W_{\text{п}}^2 = \frac{27436,9 - 27336,0}{27436,9} \cdot 100 = 0,368 \%$$

Поэтому, если принять скорость потока  $W_{\text{п}}^2$  потерянную из-за воздействия газодинамических сопротивлений в канале на этом режиме продувки криволинейного канала воздухом за 100 %, то потерянная скорость потока  $W_{\text{пм}}^2$  от механического воздействия газодинамических сопротивлений составит:

$$\delta W_{\text{пм}}^2 = \frac{25160,8}{27436,9} \cdot 100 = 91,7 \%$$

Потерянная скорость  $W_{\text{пт}}^2$  от термического воздействия на поток газодинамических сопротивлений составит:

$$\delta W_{\text{пт}}^2 = \frac{2276,1}{27436,9} \cdot 100 = 8,3 \%$$

Таким образом, на основании вышеизложенного можно сказать, что из суммарной потерянной скорости потока  $W_{\text{п}}^2$  в адиабатной открытой системе определяемой по температурным параметрам потока на этом режиме продувки принятой за 100 %, потери скорости  $W_{\text{пм}}^2$  приходящиеся на механическое

воздействие газодинамических сопротивлений на параметры потока по давлению составляют 91,7 % (снижение заторможенного давления  $P_2^*$  на выходе потока), и только 8,3 % потери скорости  $W_{\text{пт}}^2$  приходится на термическое воздействие газодинамических сопротивлений на параметры потока по давлению (увеличение статического давления на выходе потока  $P_2$  относительно изоэнтропного уровня  $P_2$ ).

Кроме этого необходимо отметить, что при различных режимах течения рабочего тела по каналам, приведенные для примера процентные соотношения по потерям скоростей будут различными.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балашов, А. А. Газодинамические потери в адиабатных потоках поршневых двигателей / А. А. Балашов // Ползуновский вестник. – 2007. – № 4. – С. 18–23.
2. Балашов, А. А. Изменение энтропии и газодинамических потерь в элементах системы газообмена поршневых ДВС / А. А. Балашов, И. А. Карпов, Р. А. Вебер // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. Научный журнал. – 2008. – № 1. – С. 202–204.
3. Вулис, Л. А. Термодинамика газовых потоков / Л. А. Вулис. – Москва – Ленинград : Госэнергоиздат, 1950. – 305 с.
4. Жуковский, В. С. Термодинамика / В. С. Жуковский; под ред. А. А. Гухмана. – Москва : Энергоатомиздат, 1983. – 304 с.
5. Зысин, В. А. Техническая термодинамика потока / В. А. Зысин. – Изд-во Ленинград. ун-та, 1977. – 160 с.
6. Мамонтов, М. А. Некоторые случаи течения газа по трубам, насадкам и проточным сосудам / М. А. Мамонтов. – Москва : Оборонпром, 1951. – 490 с.

**Балашов А.А.**, доктор техн. наук, доцент, Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, раб. тел.: (3852)-36-75-86, сот. 8-909-502-5180, e-mail: aa\_balashov10@mail.ru.

**Пыжанкин Г.В.**, кандидат техн. наук, доцент, Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, раб. тел. (3852)-36-75-86, сот. 8-913-262-0231, e-mail: genavp1953@mail.ru.