

**А. И. ТАРАСОВ, О. А. ЛИТВИНЕНКО, И. А. МИХАЙЛОВА**

## **РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОТВЕРСТИЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

**АННОТАЦИЯ** Рассмотрены известные методы расчета расходных характеристик отверстий, которые широко применяются в системах охлаждения газовых турбин. Методы основаны на использовании понятий коэффициента расхода и коэффициента гидравлического сопротивления. Использование последнего в расчетах систем охлаждения является предпочтительным, так как он связывает расход воздуха с падением полного давления в каналах. Для использования коэффициента расхода в общем алгоритме расчета систем охлаждения установлено соотношение между ним и коэффициентом гидравлического сопротивления. В связи с тем, что обширные экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению отверстий относятся к несжимаемым средам, был разработан метод, позволяющий учитывать сжимаемость. Метод заключался в делении общих потерь полного давления в диафрагме на элементы, такие как потери давления на входе в отверстие, выходе из него и потери давления на трение. Ключевые слова: система охлаждения, газовая турбина, гидравлическое сопротивление, расход воздуха.

**A. TARASOV, O. LITVYNENKO, I. MUHAYLOVA**

## **A PAPER TITLE PUT HERE WITH TIMES NEW ROMAN 10 A PAPER TITLE PUT HERE WITH TIMES NEW ROMAN 10**

**ABSTRACT** Consideration was given to the known methods that are widely used for computation of the metering characteristics of the openings designed for gas turbine cooling systems. The methods are based on the use of such notions as the flow coefficient and the hydraulic resistance coefficient. The use of the latter is preferable for the design of cooling systems, because it correlates the air rate with the total pressure drop in the channels. To use the flow coefficient for the general cooling system computation algorithm the relation between it and the hydraulic resistance coefficient was established. Due to the fact that the extensive experimental data on the hydraulic resistance of openings are related to noncondensable media the method was developed that enables their use taking into account the compressibility. The method consists in the division of overall losses of the total pressure in the diaphragm into the elements, in particular opening inlet pressure losses, opening outlet pressure losses and friction pressure losses. The air density and the Mach number were defined for each element. The relationship was proposed to take into account the influence the setting angles of openings have on the hydraulic resistance. The method used for computation of the metering characteristics of openings showed a sufficiently good coincidence with experimental data when the pressure ratio values varied in the range of  $P_1/P_2 = 1$  to 2.5, a relative length of the channel was in the range of  $l/d = 6.4$  to 24.3 and setting angles of the opening were  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ . The data given in the paper are of great practical interest, because the gas turbine cooling system behavior is defined to a great extent by pressure losses in the multiple openings.

Key words: cooling system, gas turbine, hydraulic resistance and the air flow.

### **Введение**

В системах охлаждения газовых турбин часто встречаются короткие каналы небольшого проходного сечения, которые располагаются между каналами значительного большего поперечного сечения. Эти каналы, которые представляют собой по сути отверстия в стенках, обладают большим гидравлическим сопротивлением и регламентируют расходы воздуха в системе. Поэтому точность, с которой находятся расходные характеристики отверстий, является решающим фактором, определяющим надежность моделирования системы охлаждения в целом.

Течение воздуха в отверстиях зависит от ряда факторов, среди которых можно выделить следующие факторы: радиус закругления входной кромки отверстия, угла установки отверстия в стенке, наличие сносящего потока воздуха.

### **Цель работы**

Целью данной работы являлось развитие метода расчета гидравлического сопротивления удлиненных диафрагм с учетом сжимаемости среды в диапазоне перепадов давлений, как докритического, так и сверхкритического. Кроме того, совершенствование метода сводилось к изучению влияния на гидравлическое сопротивление угла расположения отверстия в теле диафрагмы.

### **Гидравлическое сопротивление и коэффициент расхода**

Существует два подхода к определению расхода воздуха в отверстиях с помощью гидравлического сопротивления  $\zeta$  и коэффициента расхода  $\mu$  [1]. Расчет систем охлаждения газовых турбин основан на использовании коэффициента гидравлического сопротивления, а экспериментальные данные для сжимаемых потоков более широко представлены относительно коэффициентов рас-

© А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова, 2017

хода. Поэтому имеется необходимость взаимного пересчета этих коэффициентов. Установим связь между ними с помощью некоторых допущений, учитывающих различие гидравлического и газодинамического подходов.

Массовый расход через сопло или диафрагму (отверстие) равен

$$G = C_d A \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_1^*}{RT_1^*} P_1^* \left( \frac{2}{\varepsilon^k} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \quad (1)$$

где  $\varepsilon = P_2/P_1^*$  – отношение статического давления в полости за соплом к полному давлению в полости перед соплом;  $C_d$  – коэффициент расхода сопла или диафрагмы;  $G$  – массовый расход;  $A$  – площадь поперечного сечения в горле сопла или площади поперечного сечения отверстия. Если ввести понятие плотности, определенной по полным параметрам, т.е.  $\rho_1^* = \frac{P_1^*}{RT_1^*}$  то (1) имеет вид

$$G = C_d A \sqrt{\frac{2k}{k-1} \rho_1^* P_1^* \left( \frac{2}{\varepsilon^k} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}. \quad (2)$$

При расчёте систем охлаждения рассматривается гидравлическая сеть, расход воздуха в каналах которой связан с падением полного давления

$$P_1^* - P_2^* = \zeta \frac{G^2}{2\rho_1 A^2}. \quad (3)$$

Для несжимаемой среды не имеет значения выбор определяющего сечения для определения плотности. Если среда сжимаемая, то плотность и соответственно  $\zeta$  относится к входному или выходному сечению из канала. Будем определять плотность по статическим параметрам потока на входе в канал. Если предположить, что статическое и полное давления в выходной камере приближенно равны между собой  $P_2^* \cong P_2$ , то

$$P_1^* (1 - \varepsilon) = \zeta \frac{G^2}{2\rho_1 A^2}. \quad (4)$$

Тогда, полагая, что в камере перед отверстием  $\rho_1^* \approx \rho_1$  и подставляя расход из (3) в (1) получим выражение для коэффициента гидравлического сопротивления

$$\zeta = \frac{1}{C_d^2} \frac{1 - \varepsilon}{\frac{k}{k-1} \left( \frac{2}{\varepsilon^k} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}. \quad (5)$$

или 
$$\zeta = C \frac{1}{C_d^2}, \quad (6)$$

где 
$$C = \frac{1 - \varepsilon}{\frac{k}{k-1} \left( \frac{2}{\varepsilon^k} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}. \quad (7)$$

Если отношение давлений меньше критического равного

$$\varepsilon_* = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (8)$$

то расход остается постоянным

$$G_* = \sqrt{\frac{k}{R} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} A \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \quad (9)$$

и коэффициент  $C$  становится для воздуха равным 2,012 (рис. 1).

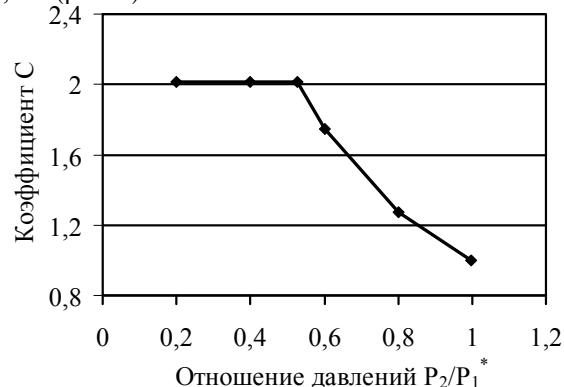


Рис. 1 – Зависимость коэффициента  $C$  от перепада давлений  $P_2/P_1^*$

Очевидно, что полученное соотношение (5) справедливо в том случае, если живое сечение предшествующей и последующей камер значительно больше живого сечения отверстия. Если имеется стеснение потоков перед и за отверстием, то в расчет следует внести поправки.

### Экспериментальные данные

Для обоснования метода расчета расхода через отверстия воспользуемся экспериментальными данными Гритша [2]. Рабочий участок экспериментальной установки Гритша представлял собой напорный и сбросной параллельные прямоугольные каналы, разделенные стенкой толщиной 30 мм. В стенке было выполнено одно отверстие диаметром 10 мм, которое располагалось под углами 90°, 45°, 30° соответственно в каждом из рассмотренных вариантов. Поперечное сечение каналов соответственно равнялось 20×60 и 41×90 мм<sup>2</sup>. Воздух подавался отдельно в верхний сбросной канал, и в нижний напорный канал. Гритш уделил особое внимание влиянию на коэффициент расхода сносных потоков в каждом из каналов. В настоящей статье мы воспользуемся только теми данными, которые были получены при отсутствии сносных потоков (значения критерия Маха было равным нулю в верхнем и нижнем канале).

### Метод определения коэффициента расхода

Методы определения расходных характеристик отверстий и диафрагм для сжимаемых сред опираются на определение коэффициента расхода  $C_d$ , в то время как расчеты гидравлических сетей охлаждения используют гидравлическое сопротивление  $\zeta$ . Разница между отверстием и диафрагмой заключается в том, что в первом случае размеры камер до и после отверстия считаются бесконечно большими.

Наиболее полно, на наш взгляд, метод расчета коэффициентов расхода в утолщенных диафрагмах изложен в статье Макгрихана (W. F. McGreehan) [3]. Метод расчета коэффициента расхода диафрагмы при совместных эффектах ряда параметров заключается в нормировании каждого отдельного коэффициента расхода по базовому значению и последующем вычислении произведения сомножителей. Результирующий коэффициент расхода утолщенной диафрагмы со скругленной входной кромкой определяется как

$$C_d = 0,06 \left( \frac{C_{dr}}{0,60} \right) \left( \frac{C_{dr,L}}{0,60} \right). \quad (10)$$

Эта зависимость не является окончательно и приведена здесь только для того, чтобы показать принцип построения метода. Практическая реализация метода выглядит сложнее. Индексы при коэффициентах расхода отражают влияние таких факторов, как закругление входной кромки отверстия, толщина диафрагмы. Кроме этих факторов были также учтены значения числа  $Re$  и скорости сносимого потока. Базовое значение коэффициента расхода было принято равным 0,6, которое соответствует тонкой диафрагме с острой входной кромкой при  $Re = 3,2 \cdot 10^4$ .

Коэффициент расхода по Макгрихану отличается от общепризнанного и равен

$$C_{dm} = \frac{G}{YA \sqrt{\frac{2P_1^*}{RT_1^*} (1-\varepsilon)}}, \quad (11)$$

где поправка на сжимаемость равна для диафрагмы

$$Y_0 = 1 - 0,41 \frac{P_1^* - P_2}{kP_1^*}, \quad (12)$$

а для сопла соответственно

$$\begin{cases} \frac{L}{d} < 0,8 \rightarrow \tau = -0,0914 \left( \frac{L}{d} \right)^4 - 1,2857 \left( \frac{L}{d} \right)^2 + 1,3311, \\ \frac{L}{d} < 2,0 \rightarrow \tau = 0,2775 \left( \frac{L}{d} \right)^4 - 1,9695 \left( \frac{L}{d} \right)^3 + 5,2265 \left( \frac{L}{d} \right)^2 - 6,2825 \left( \frac{L}{d} \right) + 2,9941, \\ \frac{L}{d} > 2,0 \rightarrow \tau = 0. \end{cases} \quad (17)$$

$$Y_n = \sqrt{\varepsilon^{\frac{2}{k}} \frac{k}{k-1} \frac{1-\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}{1-\varepsilon}}. \quad (13)$$

В общем случае не ясно когда нужно использовать ту или иную поправку и автор предлагает следующий подход

$$\begin{cases} Y = (1-X)Y_0 + XY_n, & C_d > 0,82, \\ X = 8,333(C_d - 0,82), \\ Y = Y_0, & C_d < 0,82. \end{cases} \quad (14)$$

Таким образом, коэффициент расхода по Макгрихану совпадает с коэффициентом расхода в (1) только для сопла. Если рассматривается диафрагма, то коэффициенты расхода связаны соотношением

$$C_d = C_{dm} \frac{Y_0}{Y_n}. \quad (15)$$

В [3] указывается, что расчет расходов системы охлаждения газовой турбины приводил к очень хорошему совпадению с экспериментом. К сожалению, в статье не указывается, чему равен коэффициент расхода при сверхкритических перепадах давления. Поэтому в данной статье было принято в качестве ограничения критическое отношение давлений (8).

### Метод определения гидравлического сопротивления в сжимаемой среде

Как указывалось ранее, использование коэффициента расхода в расчетах систем охлаждения имеет определенные неудобства, связанные с необходимостью задания как полного на входе, так и статического давления на выходе из канала. Поэтому обратимся к зависимостям для гидравлического сопротивления. В справочнике Идельчика [4] приводятся зависимости для различных конструкций диафрагм и в частности для утолщенной диафрагмы

$$\begin{aligned} \zeta = & 0,5 \left( 1 - \frac{A_0}{A_1} \right) + \tau \sqrt{1 - \frac{A_0}{A_1}} \left( 1 - \frac{A_0}{A_2} \right) + \\ & + \lambda \frac{L}{d} + \left( 1 - \frac{A_0}{A_2} \right)^2, \quad Re > 10^5. \end{aligned} \quad (16)$$

Графическое представление коэффициента, учитывающего относительную длину диафрагмы, была аппроксимирована тремя зависимостями

Для меньших чисел Рейнольдса в [4] приведен приближенный метод расчета гидравлического сопротивления.

Практически все экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению получены для несжимаемых сред, т.е. при малых значениях числа Маха. В тоже время отверстия и диафрагмы, как элементы системы охлаждения газовых турбин, работают при больших перепадах давления, при которых учет сжимаемости среды становится принципиальным.

Если учесть, что все опыты по изучению гидравлических потерь были выполнены с помощью пневмометрического метода, то в соответствии с [5] в отличие от (3) имеем определение коэффициента гидравлического сопротивления в виде

$$\zeta = \frac{P_1^* - P_2^*}{P_1^* - P_2^*}. \quad (18)$$

Известно, что полное давление в сжимаемой жидкости связано со статическим давлением соотношением

$$P^* = P \left( 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (19)$$

Разлагая (19) в степенной ряд и ограничиваясь его двумя членами, имеем

$$P^* \cong P + \frac{\rho w^2}{2} \left( 1 + \frac{1}{4} M^2 \right). \quad (20)$$

Тогда [1]

$$\begin{aligned} P_1^* - P_2^* &= \zeta \frac{\rho w^2}{2} \left( 1 + \frac{1}{4} M^2 \right) = \\ &= \zeta \frac{G^2}{2\rho A^2} \left( 1 + \frac{1}{4} M^2 \right). \end{aligned} \quad (21)$$

Отсюда следует, что для сжимаемых потоков приведенный коэффициент сопротивления может быть больше, чем для несжимаемых сред на 25 %

$$\zeta' = \zeta \left( 1 + \frac{1}{4} M^2 \right). \quad (22)$$

Очевидно, что здесь используется максимальное значение числа Маха и плотность среды также должна быть взята в сечении, где число Маха максимально.

Рассмотрим построение зависимости (16). Она состоит из трех членов (рис. 2), которые представляют собой соответственно коэффициент сопротивления на входе в отверстие  $\zeta_1$ , на выходе из него  $\zeta_3$ , и объединенные потери, обусловленные взаимодействием деформации потока на входе и выходе из него, а также потери на трение  $\zeta_2$

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3. \quad (23)$$

Очевидно, что эти члены определяют потери давления на каждом из участков, т.е.

$$\Delta p^* = \Delta p_1^* + \Delta p_2^* + \Delta p_3^* \quad (24)$$

или

$$\begin{aligned} \Delta p^* &= \frac{G^2}{2A^2} \left[ \frac{\zeta_1}{\rho_1} \left( 1 + \frac{M_1^2}{4} \right) + \right. \\ &\left. + \frac{\zeta_2}{\rho_2} \left( 1 + \frac{M_2^2}{4} \right) + \frac{\zeta_3}{\rho_3} \left( 1 + \frac{M_3^2}{4} \right) \right], \end{aligned} \quad (25)$$

$$\Delta p^* = \zeta' \frac{G^2}{2\rho_1 A^2}, \quad (26)$$

где

$$\zeta' = \rho_1 \left[ \frac{\zeta_1}{\rho_1} \left( 1 + \frac{M_1^2}{4} \right) + \frac{\zeta_2}{\rho_2} \left( 1 + \frac{M_2^2}{4} \right) + \frac{\zeta_3}{\rho_3} \left( 1 + \frac{M_3^2}{4} \right) \right],$$

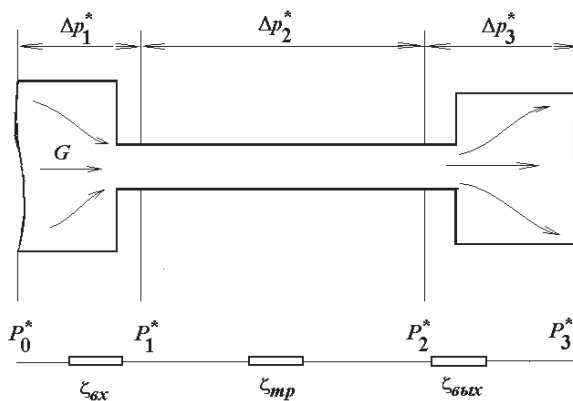


Рис. 2 – Схема характерных сечений гидравлической сети

Таким образом, в настоящей работе предложено рассматривать потери давления в отверстиях на каждом из участков с учетом плотности и Маха.

Расчет систем охлаждения основан на использовании полных давлений и температур. Поэтому непосредственное использование (25) или (26) невозможно без определения статических параметров потока. В [6] представлен алгоритм, который позволяет найти статические давления, температуру, число Маха по заданному массовому расходу и параметрам торможения. Кроме того, предложен метод запирания каналов охлаждения при достижении числа Маха равного единице. Метод заключается в ведении дополнительного гидравлического сопротивления на том участке канала, на котором  $M = 1$ .

#### Сравнение методов расчета $C_d$ с экспериментом и разработка метода расчета гидравлического сопротивления наклоненного отверстия

Выполним расчеты для условий эксперимента Гритша с отверстием  $d = 10$  мм, просверленным в стенке толщиной 30 мм по нормали к

поверхности. Таким образом, имеем отверстие с относительной длиной 3. Зададим для определенности параметры перед отверстием  $P_1^* = 5$  бар,  $T_1^* = 300$  К. Давление за перегородкой изменялось так, что  $P_1^*/P_2 = 1...2,5$ . При заданных условиях определялось гидравлическое сопротивление, а затем массовый расход и коэффициент расхода из (1) или (2). При расчете по [4] непосредственно рассчитывался коэффициент расхода.

Как следует из рис. 3 коэффициент расхода по методу Магрихана (15) значительно превышает экспериментальные значения, в то время как ко-

эффициент расхода  $C_{dm} = 0,795$ . Таким образом, рост коэффициента расхода обусловлен отношением коэффициентов сжимаемости для диафрагмы и сопла  $Y_0/Y_n$ . Очевидно, что изменением коэффициента сжимаемости для диафрагмы  $Y_0$  можно добиться лучшего совпадения. К сожалению, в [3] не дано объяснения того, почему этот коэффициент имеет вид (12). Поэтому поступая формально, константа 0,41 в (12) была заменена на 0,80, в результате чего было получено значительно лучшее совпадение с экспериментом. Однако такой подход в силу формальности не внушает доверия.

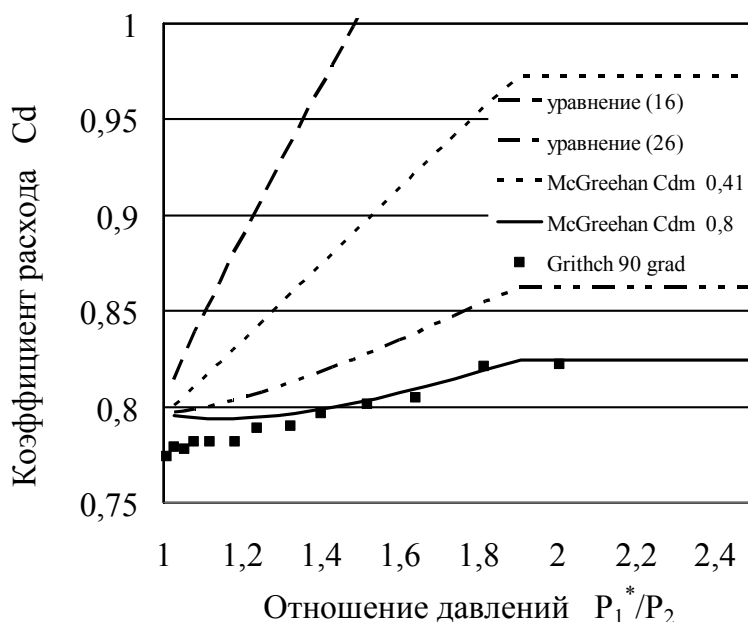


Рис. 3 – Сравнение методов расчета коэффициента расхода с экспериментальными данными

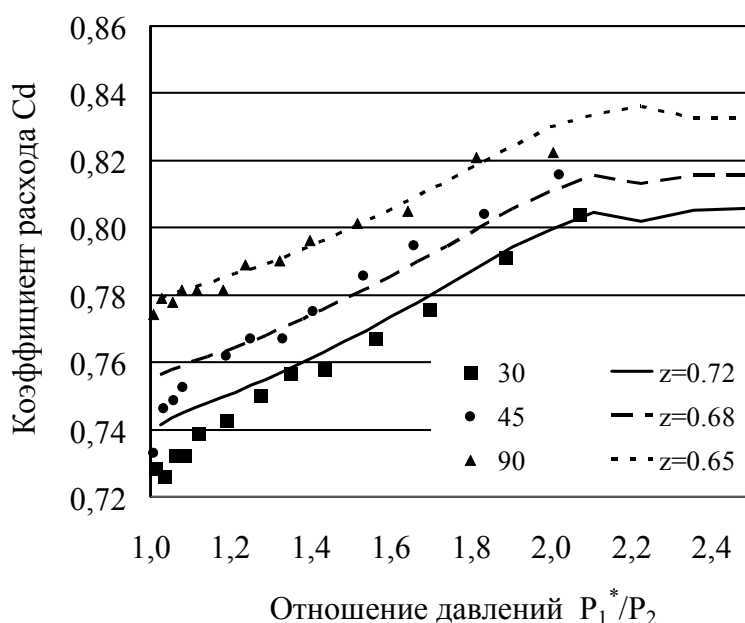
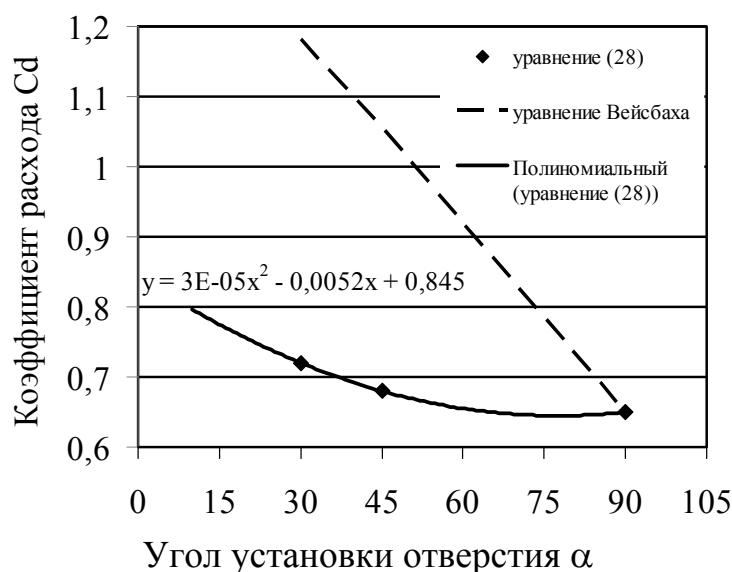


Рис. 4 – Влияние угла установки на коэффициент расхода

Рис 5 – Аппроксимация коэффициента  $z$ 

Непосредственное использование зависимостей для гидравлического сопротивления в несжимаемой жидкости (16) также продемонстрировало его непригодность.

Применение предложенного подхода для расчета гидравлического сопротивления (26) приводит к значительно лучшему соответствию эксперимента. Однако зависимость (26) должна все же быть улучшена как для данного случая, так и для случаев расположения отверстий под некоторыми углами к поверхности. Очевидно, что изменения угла расположения отверстия меняет условия входа в отверстие и, следовательно, коэффициент гидравлического сопротивления входа и в частности множитель  $z$

$$\zeta = z \left( 1 - \frac{A_0}{A_1} \right). \quad (27)$$

При использовании экспериментальных данных Гритша было учтено, что с изменением угла установки отверстия, изменялась относительная длина канала.

Угол, $\alpha$	30°	45°	90°
$L/d$	6,0	4,24	3,0

Подбором множителя  $z$  удалось получить достаточное соответствие расчета  $C_d$  с экспериментальными данными Гритша.

Аппроксимация этого множителя по трем точкам приводит к зависимости

$$z = 3 \cdot 10^{-5} \alpha^2 - 5,2 \cdot 10^{-3} \alpha + 0,845. \quad (28)$$

Отметим, что влияние угла установки отверстия в теле диафрагмы в соответствии с (28) оказалось значительно меньше, чем аналогичная

зависимость Вейсбаха [4], приведенной к условию  $z = 0,65$  при нормальном расположении отверстия (рис. 5).

### Выводы

Выполненные исследования показали, что зависимости для гидравлического сопротивления справедливы для не сжимаемых сред и могут быть также использованы и для газов, если учитывать предложенным способом. Этот способ предполагает деление общего гидравлического сопротивления на компоненты с последующим учетом сжимаемости для каждого из них, что позволяет использовать богатый экспериментальный материал, например [4], для расчета систем охлаждения газовых турбин.

### Список литературы

- 1 Швец, И. Т. Воздушное охлаждение деталей ГТ / И. Т. Швец, Е. П. Дыбан. – Киев : Наукова думка, 1974. – 487 с.
- 2 Michael, Gritsch. Effect of Cross Flows on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes With Varying Angles of Inclination and Orientation / Gritsch Michael // Journal of Turbomachinery. – October, 2001.
- 3 Макгрихан. Расходные характеристики утолщенных диафрагм со скругленной входной кромкой при закрутке потока / Макгрихан // Современное машиностроение. – 1989. – Серия А, № 4. – С. 141–146.
- 4 Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – Москва : Машиностроение, 1992. – 672 с.
- 5 Ainley, D. G. An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines / D. G. Ainley, G. C. R. Mathieson // Reports and Memoranda. – March, 1951. – No. 2891. – 34 с.

- 6 **Тарасов, А. И.** Расчет гидравлических сетей с учетом сжимаемости теплоносителя / **А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – № 3. – С. 92–101. – ISSN 2078-774X.
- 3 **McGreehan, W. F.** (1989), "Flow Characteristics of Long Orifices With Rotation and Corner Radiusing", *Modern machine building*, Series A, No. 4, pp. 141–146.
- 4 **Idelchik, I. E.** (1992), *Reference book on hydraulic resistance*, Mechanical engineering, Moscow, Russia.
- 5 **Ainley, D. G. and Mathieson, G. C. R.** (1951), "An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines", *Reports and Memoranda*, No. 2891, March, 34 p.
- 6 **Tarasov A. I. and Tran Cong Sang** (2010), "Hydraulic Networks Modeling With Compressibility Heat Carrier", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 92–101, ISSN 2078-774X.

#### Bibliography (transliterated)

- 1 **Shvec, Y. T. and Dyban, E. P.** (1974), *Air cooling of gas turbine parts*, Scientific thought, Kiev, Ukraine.
- 2 **Michael, Gritsch** (2001), "Effect of Cross Flows on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes With Varying Angles of Inclination and Orientation", *ASME, Journal of Turbomachinery*, October.
- 6 **Tarasov A. I. and Tran Cong Sang** (2010), "Hydraulic Networks Modeling With Compressibility Heat Carrier", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 92–101, ISSN 2078-774X.

#### Сведения об авторах (About authors)

**Тарасов Александр Иванович** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Харьков, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина; alx.tarasov@gmail.com.

**Tarasov Aleksandr** – Doctor of Technical Sciences, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

**Литвиненко Оксана Алексеевна** – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, ORCID 0000-0002-0182-2255.

**Lytvynenko Oksana** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

**Михайлова Ирина Александровна** – старший преподаватель кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, ORCID 0000-0002-1857-0787.

**Myhaylova Irina** – Lecturer of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

*Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:*

**Тарасов, А. И.** Расходные характеристики отверстий, применяемых в системах охлаждения газовых турбин / **А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 52–58. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.

*Please cite this article as:*

**Tarasov, A. I., Lytvynenko, O. A. and Myhaylova, I. A.** (2017), "Metering Characteristics of the Openings Used for the Cooling Systems of Gas Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10(1232), pp. 52–58, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.

*Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:*

**Тарасов, О. І.** Витратні характеристики отворів, які застосовуються в системах охолодження газових турбін. // **О. І. Тарасов, О. О. Литвиненко, І. О. Михайлова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 52–58. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.

**АНОТАЦІЯ** Розглянуто відомі методи розрахунку витратних характеристик отворів, які широко застосовуються в системах охолодження газових турбін. Методи засновані на використанні понять коефіцієнта витрати і коефіцієнта гідравлічного опору. Використання останнього в розрахунках систем охолодження є кращим, тому що він пов'язує витрату повітря з падінням повного тиску в каналах. Для використання коефіцієнта витрати в загальному алгоритмі розрахунку систем охолодження встановлено співвідношення між ним і коефіцієнтом гідравлічного опору. У зв'язку з тим, що відомі експериментальні дані по гідравлічному опору отворів відносяться до нестисливих серед, був розроблений метод, що дозволяє враховувати стисливість. Метод полягав у розподілі загальних втрат повного тиску в діафрагмі на елементи, такі як втрати тиску на вході в отвір, вихід з нього і втрати тиску на тертя.

**Ключові слова:** система охолодження, газова турбіна, гідравлічний опір, витрата повітря.

Поступила (received) 08.02.2017