

жидкости и должен быть тем меньше, чем выше температура охлаждающей жидкости.

Библиографический список

1. Меркулов А.П. Термодинамический анализ регенеративной схемы с самовакуумирующейся и охлаждаемой вихревыми трубами // Вихревой эффект и его промышленное применение: Сборник / Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1984. - С. 5-8.

2. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1969. - 183 с.

УДК 532.527

А.Н. Балалаев

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВИХРЕВЫХ УСТРОЙСТВ НА ИХ РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Расходными характеристиками вихревой трубы условимся считать коэффициент расхода тангенциального сопла dc , газодинамическую функцию расхода, осредненную по площади выходного сечения тангенциального сопла $\tilde{q}(R)$. Расход в этом случае находится как

$$G = dc \tilde{q}(R) G_{кр}, \quad (I)$$

где $G_{кр}$ - теоретический критический расход в рассматриваемом сечении сопла.

Такой выбор расходных характеристик обусловлен тем, что, во-первых, площадь выходного сечения тангенциального соплового ввода F_c известна, во-вторых, с достаточной точностью можно принять давление торможения газа в этом сечении равным входному полному давлению p_1^* , следовательно, можно подсчитать $G_{кр}$, в-третьих, газодинамическую функцию расхода можно найти теоретически в зависимости от геометрии и режимов работы вихревой трубы.

Следует отметить, что исследователи расходных характеристик вихревых устройств (например [1]) обычно определяют экспериментально произведение $dc \tilde{q}(R)$, называя его коэффициентом расхода.

Такой путь оправдан, если нет достаточно надежных методов теоретического нахождения $\tilde{q}(r)$, а диапазон изменения геометрических соотношений вихревой трубы невелик.

Задача раздельного экспериментального определения расходных характеристик вихревых труб α_c и $\tilde{q}(r)$ ставилась в литературе [2] и [3] и решалась следующим образом.

Торцевая стенка прямоугольного тангенциального сопла в его выходном сечении дренировалась в нескольких точках по высоте сопла (неравномерность величины давления газа наблюдается лишь по высоте сопла) для замера статического давления P_i . По величине осредненного приведенного давления

$$\tilde{E}(r) = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{n P_i^*}$$

находится $\tilde{q}(r)$. Была выявлена зависимость $\tilde{q}(r)$ от геометрии: относительной площади соплового ввода F_c , относительного радиуса диафрагмы \bar{e}_0 и от режимов работы: степени расширения газа $\bar{\pi}$, относительной доли охлажденного газа μ .

Замерив расход газа на входе в вихревую трубу расходомерной майбой, коэффициент расхода определяли по формуле (1) как

$$\alpha_c = \frac{G}{\tilde{q}(r) G_{\text{пот}}}$$

Оказалось, что коэффициент расхода зависит лишь от числа Рейнольдса и коэффициента относительной скорости и может быть описан выражением

$$\alpha_c = 1 - \frac{1,644}{Re^{0,25}} \cdot (1 - R_c^4). \quad (2)$$

Вид выражения (2) выбран в соответствии с выводами [4], согласно которым коэффициент расхода стремится к единице при возрастании числа Рейнольдса и при приближении скорости в сопле к скорости звука. Выражение (2) аппроксимирует экспериментальные данные со среднеквадратичной погрешностью 1,5%.

Метод расчета осредненной газодинамической функции в сопловом входе основан на допущениях, изложенных в [5], и заключается в следующем.

Для того чтобы найти скорость газа на срезе тангенциального сопла, достаточно определить статическое давление газа на стенке

камеры энергетического разделения (радиус r_2). Закон изменения давления газа по радиусу можно найти интегрированием уравнения Эйлера

$$\frac{df}{dz} = \rho \frac{v^2}{z}$$

при заданных законах распределения скорости и плотности [5].

Граничное условие для интегрирования находилось из решения уравнения расхода для сечения диафрагмы

$$\mu \cdot G = \int_0^{r_2} \rho v_z^2 2\pi r dr \quad (3)$$

при заданной доле охлажденного газа μ и скорости истечения, определяемой как

$$v_z^* = \pm \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}$$

Точность расчетного определения $\bar{q}(r)$ была повышена с учетом потерь давления газа в тангенциальном сопле. Если полное давление газа на входе в вихревую трубу p_1^* , то полное давление на срезе тангенциального сопла

$$p_c^* = p_1^* \left(\frac{d_c}{\varphi_c}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (4)$$

где коэффициент скорости φ_c находится по коэффициенту расхода d_c из уравнения

$$\frac{d_c}{\varphi_c} = \frac{1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \mathcal{R}^2}{1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \varphi_c^2 \mathcal{R}^2}$$

Числа Маха тангенциальной и осевой составляющих скорости газа на периферии камеры энергетического разделения находятся соответственно следующим образом:

$$M_1 = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_c^*}{p_1^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} = M_2^2, \quad (5)$$

$$M_2 = \frac{G}{\sqrt{\kappa RT_1} \int_{z_2}^{z_1} \rho 2\pi r dr} \quad (6)$$

Радиус разделения вихрей r_2 находится из вариационного принципа - принципа максимального потока энтропии через расходную область ($r_2 \leq r \leq r_1$) камеры ВТ: $G(S_c + \Delta S) = \max$, так как $S_c = \text{const}$, а $\Delta S = R \ln(P_1^*/P_c^*)$, то

$$\max \approx GR \ln \frac{P_1^*}{P_c^*} \quad (7)$$

Скорость газа на выходе из тангенциального сопла (на радиусе r_c) связана с тангенциальной составляющей скорости на радиусе r_1 уравнением сохранения момента количества движения

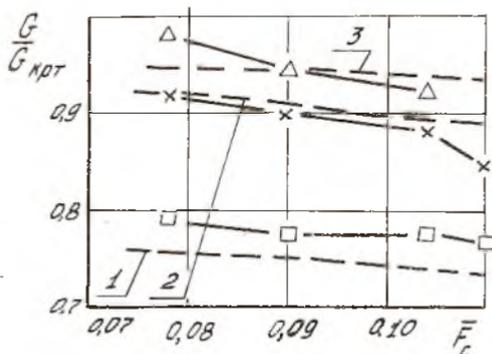
$$r_c = \frac{M_1}{\sqrt{\frac{2}{k+1} + \frac{k-1}{k+1} (M_1^2 + M_2^2)}} \cdot \frac{r_1}{r_c} \quad (8)$$

Газодинамическая функция, представляемая в выражении (1), находится по r_c .

Неизвестные величины в уравнениях (1)-(8) взаимосвязаны, число неизвестных соответствует числу уравнений. Для решения этой системы уравнений была составлена программа на языке Фортран для ЭВМ серии ЕС. Приведенные на рисунке результаты расчета сравниваются с опытными данными, полученными Дыскиным и Крамаренко. Данные сравниваются по расходу вихревой камеры без торцевых стенок ($\tau_2 = 1$).

Для расчета такой камеры также использовалась данная программа, но в уравнении (3) было принято $\mu = 0$ (весь расход G выходит через область $r_2 \leq r \leq r_1$) и $\tau_2 = \tau_2$ (в зоне $0 < r \leq r_2$ - рециркулярное движение), что говорит о пригодности программы для расчета вихревых камер.

Таким образом, созданная методика расчета расхода газа через вихревое устройство дает погрешность в его определении не более 6% и позволяет оцени-



Р и с. Зависимость относительного расхода от геометрии ВУ: при $\tau_2 = 0,42$, $\mu = 0,2$ - \square ; 1 - $\pi = 2$ - \times ; 2 - $\pi = 4$, а также при $\tau_2 = 1$, $\mu = 0$ - Δ , 3 - $\pi = 4$

вать влияние геометрии и режимов работы на расходные характеристики вихревых устройств.

Библиографический список

1. Дыскин Л.М., Крамаренко П.Т. О коэффициенте расхода вихревых труб /Горьковский университет им. Н.И.Лобачевского.-Горький, 1976.-10 с.-Деп. в ВИНТИ 04.06.76, № 4015-76.

2. Балалаев А.Н., Вилякин В.Е. Полуэмпирический метод расчета самовакумирующейся вихревой трубы/Куйбышевский авиационный институт.-Куйбышев, 1984.-19 с.-Деп. в ВИНТИ 05.09.84, № 6079-84.

3. Балалаев А.Н. Экспериментальное определение расходных характеристик вихревых устройств/Куйбышевский авиационный институт.-Куйбышев, 1985.- 9 с.-Деп. в ВИНТИ 04.02.85, № 954-85.

4. Девич М.Е. Техническая газодинамика.-М.:Энергия, 1974.-592 с.

5. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике.-М.:Машиностроение, 1969.- 183 с.

УДК 532.537.007.16

П.Т.Крамаренко

ГРАДИЕНТ ТЕМПЕРАТУРЫ В СИЛОВОМ ПОЛЕ

В закрученном потоке газа возникает перепад температуры по радиусу вихря. Анализ устройств, реализующих вихревой эффект, в подавляющем большинстве случаев ведется в предположении, что температура по радиусу вихря распределяется по адиабате [1]. Однако значительные различия между экспериментальными и теоретическими результатами вызывают сомнение в соответствии предложенного механизма энергообмена действительному.

Схема потока газа, движущегося спирально вдоль трубы, описывается системой уравнений движения, сплошности, энергии и состояния. Для рассматриваемого случая упростим систему уравнений, основываясь на следующем. Вязкость и теплопроводность могут проявить себя только при возникновении градиентов температуры и скорости, поэтому для