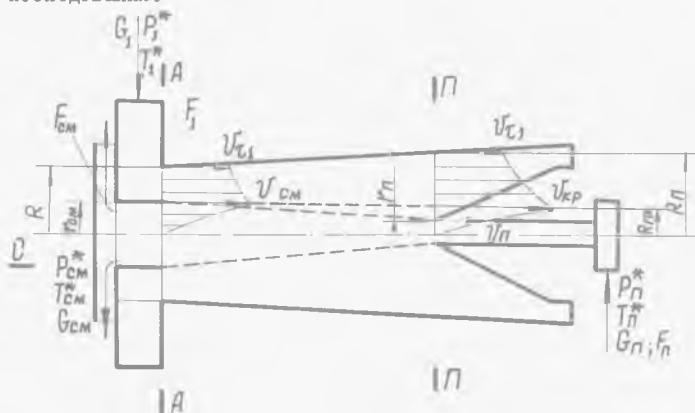


УДК 621.694.2(088.8)

В.И.Метенин, И.Н.Денисов, В.Б.Черепанов, В.Е.Самойлов
ПРИБЛИЖЕННАЯ МЕТОДИКА ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
ПРОТИВОТОЧНОГО ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА

Противоточные вихревые эжекторы (ПВЭ) используются в качестве основного элемента двухступенчатых холодильных аппаратов, применяются в схемах охлаждения радиоэлектронной аппаратуры, в импульсной вакуумной сушке и других областях техники [1,2]. Имеющиеся данные о рабочем процессе ПВЭ (рис.1) основываются исключительно на экспериментальных методах исследования.



Р и с. 1. Принципиальная схема течения газа в сопловых сечениях активного и пассивного газов и в выходном сечении вихревой камеры смешения

В настоящей работе дается приближенная методика термогазодинамического расчета ПВЭ.

Для установления геометрических параметров проточной части эжектора используются экспериментальные данные, а в некоторые теоретические зависимости вводятся опытные коэффициенты. Принимается также, что полное давление и температура торможения активного P_1^* , T_1^* и температура торможения пассивного T_n^* газов заданы, задан также коэффициент эжекции η .

При выводе расчетных уравнений, связывающих параметры газовых потоков в трех расчетных сечениях эжектора, примем следующие допущения и упрощения: тангенциальная составляющая скорости активного потока v_{t1} при входе в камеру смешения равна скорости истечения активного газа из сопла v_1 , а радиальная составляющая скорости $v_r = 0$; отношение высоты тангенциального сопла активного газа h к радиусу камеры смешения R мало и определяющим начальную циркуляцию является радиус R ; си-

ловое воздействие стенок камеры на потоки газов отсутствует: все расчетные параметры являются средними; отсутствуют тепловые и гидравлические потери; осевыми скоростями периферийного осевого потока, движущегося от сопла активного газа к пассивному, и центрального потока смеси газов, движущейся от сопла пассивного газа к диффузору смеси газов, пренебрегаем.

Ввод активного и пассивного газов в эжектор через активное и пассивное сопла и вывод смеси газов из камеры смешения в диффузор осуществляется тангенциально.

Прежде чем перейти к выводу основного расчетного уравнения, получим, исходя из уравнений сохранения массы и энергии, формулу для определения полной температуры смеси газов, т.е. уравнение энергии эжектора, выраженное через его параметры рабочего процесса.

Уравнение сохранения массы

$$G_{CM} = G_1(1+n), \quad \text{где } n = \frac{G_n}{G_1} - \text{коэффициент эжекции.}$$

Уравнение энергии

$$C_{CM} i_{CM} = G_1 i_1 + G_n i_n$$

или, с учетом уравнения сохранения массы, получим

$$i_{CM} = \frac{i_1 + n i_n}{1+n}$$

Принимая изобарные теплоемкости потоков газа равными, приводим это уравнение к виду

$$T_{CM}^* = \frac{T_1^* + n T_n^*}{1+n} \quad (I)$$

С помощью уравнения энергии эжектора (I) и уравнений расхода [3], записанных для потоков газа в расчетных сечениях, получим уравнение для степени сжатия газа в камере смешения ПЭЭ в зависимости от параметров состояния и режима его работы.

Из уравнений расходов потоков газа: активного, пассивного и смеси газов, имеем:

в минимальном сечении сопла активного газа

$$P_1^* = \frac{G_1 \sqrt{T_n^*}}{m F_1 q(\lambda_1) M_1}; \quad (2)$$

в минимальном сечении сопла пассивного газа

$$P_n^* = \frac{G_n \sqrt{T_n^*}}{m F_n q(\lambda_n) M_n}; \quad (3)$$

во входном сечении диффузора смеси газов

$$P_{CM}^* = \frac{G_{CM} \sqrt{T_{CM}^*}}{m F_{CM} q(\lambda_{CM}) M_{CM}} \quad (4)$$

Так как $G_n = n G_1$, а на основании закона сохранения массы $G_{CM} = G_1(1+n)$ то выражения (3) и (4) можно представить в виде:

$$P_n^* = \frac{n G_1 \sqrt{T_n^*}}{m F_n q(\lambda_n) M_n};$$

$$P_{CM}^* = \frac{G_1(1+n)\sqrt{T_{CM}^*}}{\pi F_{CM} q(\lambda_{CM}) \mu_{CM}} \quad (6)$$

Полное давление смеси газов на выходе из вихревой камеры смешения равно среднему по площади значению полного давления во входном сечении диффузора, утилизирующего кинетическую энергию смеси газов.

Геометрические характеристики F_1 , F_n , F_{CM} вихревой камеры смешения не зависят от режима работы эжектора. Их значения принимают на основании опытных данных.

Обозначив $\bar{F} = \frac{F_1}{F_n + F_{CM}}$ и подставляя в (2), получим

$$P_1^* = \frac{G_1 \sqrt{T_1^*}}{\pi \bar{F} (F_n + F_{CM}) q(\lambda_1) \mu_1} \quad (7)$$

Выразив F_n и F_{CM} соответственно из (3) и (4) и подставляя в (7), получим после деления числителя и знаменателя на G_1 выражение, связывающее P_1^* , P_n^* , P_{CM}^* :

$$P_1^* = \frac{\sqrt{T_1^*}}{\mu_1 \bar{F} q(\lambda_1) \left[\frac{n \sqrt{T_n^*}}{P_n^* q(\lambda_n) \mu_n} + \frac{(1+n) \sqrt{T_{CM}^*}}{P_{CM}^* q(\lambda_{CM}) \mu_{CM}} \right]} \quad (8)$$

Разделив далее обе части уравнения на $\frac{P_n^* P_{CM}^*}{P_n^* P_{CM}^*}$ после преобразования запишем:

$$\bar{F}_1 = \frac{\sqrt{T_1^*}}{\mu_1 \bar{F} q(\lambda_1) \left[\frac{n \sqrt{T_n^*}}{q(\lambda_n) \mu_n} + \frac{(1+n) \sqrt{T_{CM}^*}}{F_{1KC} \mu_{CM} q(\lambda_{CM})} \right]} \quad (9)$$

Решая относительно F_{1KC} и заменяя величину T_{CM}^* , из (1) получим

$$\bar{F}_{1KC} = \frac{F_1 \bar{F} q(\lambda_1) (1+n) \sqrt{\frac{T_1^* + n T_n^*}{1+n}} q(\lambda_n) \mu_n \mu_1}{\mu_n \mu_{CM} q(\lambda_{CM}) q(\lambda_n) \sqrt{T_1^*} - q(\lambda_{CM}) F_1 q(\lambda_1) n \sqrt{T_n^*} \bar{F} \mu_1 \mu_{CM}}$$

или окончательно в безразмерном виде

$$\bar{F}_{1KC} = \frac{F_1 \bar{F} q(\lambda_1) q(\lambda_n) \sqrt{(1+n)(1+n\theta)} \mu_n \mu_1}{\mu_n \mu_{CM} q(\lambda_{CM}) q(\lambda_n) - q(\lambda_{CM}) F_1 q(\lambda_1) n \sqrt{\theta} \mu_1 \mu_{CM}} \quad (9)$$

где $\theta = \frac{T_n^*}{T_1^*}$ — отношение полных температур пассивного и активного потоков газа.

Численное значение λ_1 зависит от режима работы эжектора, а также от коэффициентов местных и путевых сопротивлений элементов эжектора.

Статическое давление P_1 на выходе из сопла активного газа, влияющее на величину λ_1 , зависит от перечисленных выше потерь, т.е. суммарного коэффициента гидравлического сопротивления вихревого эжектора. Так как отсутствуют данные по значениям коэффициентов гидравлических сопротивлений элементов проточной части ПЭЭ и эжектора в целом, то в настоящей работе зависимость P_1 от величин P_1^* , P_n^* и n определяется экспериментально.

Коэффициент скорости λ_1 определяется по уравнению

$$\pi(\lambda_1) = \frac{P_1}{P_1^*} \quad (10)$$

Зная λ_1 и вычислив по заданным параметрам активного газа критическую скорость $V_{кр.1} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} RT_1^*}$, определяем тангенциальную скорость истечения активного газа $V_{\tau 1} = \lambda_1 V_{кр.1}$.

Для определения λ_n используем экспериментальный факт, что периферийные статические давления и периферийные тангенциальные скорости по всей длине конической вихревой камеры смешения остаются практически величинами постоянными на каждом режиме работы эжектора.

Экспериментально установлено также, что на границе слияния свободного вихря, занимающего внешнюю кольцевую область камеры смешения, и вынужденного вихря, формирующегося во внутренней области камеры смешения, в сечении пассивного сопла достигается звуковая тангенциальная скорость потока. Эксперименты показали, что во внешней кольцевой области камеры смешения закон изменения тангенциальных скоростей в радиальном направлении отличен от закона свободного вихря и подчиняется зависимости $V_{\tau} r^a = const$. Показатель степени a зависит, главным образом, от P_n^* , P_s^* и n .

Руководствуясь тем, что во внешней кольцевой области камеры смешения в сечении пассивного сопла тангенциальные скорости изменяются по закону $V_{\tau} r^a = const$ а в области вынужденного вихря - $\frac{V_{\tau}}{r} = const$, определяем тангенциальную скорость пассивного потока на радиусе пассивного сопла r_n , которое находится в области вынужденного вихря.

Для этого определяем радиус границы между свободным и вынужденным вихрем из уравнения

$$V_{\tau 1} R_n^a = V_{кр} R_{п0}^a$$

Затем определяем скорость потока V_n на радиусе пассивного сопла:

$$V_n = \frac{r_n}{R_{п0}} V_{кр}$$

Вычислив по заданным параметрам пассивного газа критическую скорость $V_{кр.n}$ его истечения, находим λ_n .

Для определения $\lambda_{см}$ используем условие равенства тангенциальных скоростей свободного и вынужденного вихрей на границе их раздела.

Исходя из того, что в сечении активного сопла граница свободного и вынужденного вихря проходит на радиусе диффузора $r_{см}^*$, а тангенциальная скорость в периферийной зоне изменяется в радиальном направлении по закону $V_{\tau} r^a = const$,

$$V_{см} = \frac{r_{см}^a}{r_{см}} V_{\tau}$$

Критическую скорость смеси газов $V_{кр.см} = \sqrt{\frac{2K}{K+1} RT_{см}^*}$ находим по значению $T_{см}^*$, определенному по уравнению энергии эжектора (I).

Зная скорость истечения смеси газов и ее критическую скорость, находим $\lambda_{см} = \frac{V_{см}}{V_{кр.см}}$

По таблицам газодинамических функций по численным значениям λ_v , λ_n , λ_{cm} определяются $q(\lambda_v)$, $q(\lambda_{cm})$, $q(\lambda_n)$. Таким образом найдены все величины, позволяющие определить $\mathcal{K}_{КС}$ по уравнению (9).

Сравнение результатов расчетов, проведенных по предлагаемой методике, с экспериментальными данными показало их удовлетворительное совпадение; расхождение опытных и расчетных данных не превышает 8%.

Л и т е р а т у р а

1. Метенин В.И., Черепанов В.Б., Самойлов В.В. Принцип работы и характеристики противоточного вихревого эжектора. - В кн.: Повышение эффективности холодильных машин. - Межвуз. сб. науч. трудов. - Л., 1982, с. 5.

2. Метенин В.И., Бобров В.В., Черепанов В.Б. Применение вихревых эжекторов в схемах охлаждения. - В кн.: Вопросы радиоэлектроники. Сер. ТРТО. Одесса, 1981, вып. I(39).

3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. - М.: Наука, 1969. - 825 с.

УДК 621.694.2

А.В.Ильин

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА ДЛЯ СЖАТИЯ ВОДЯНЫХ ПАРОВ

Настоящее исследование проведено с целью создания работоспособной конструкции вихревого эжектора (ВЭ) для сжатия низкопотенциальных водяных паров.

Экспериментальный стенд и инструменты исследования описаны в работах [1, 2].

Для выявления оптимальных по степени сжатия \mathcal{E} и коэффициенту эжекции \mathcal{K} геометрических соотношений \bar{f}_p , $\bar{\Delta}$, \bar{a}_x применено планирование многофакторных экспериментов. Получено аналитическое выражение этих зависимостей и на их базе разработана инженерная методика расчета ВЭ для сжатия водяных паров [2].

Максимальная степень сжатия достигается при $\bar{f}_p = 0,095$, $\bar{\Delta} = 0,103$ и $\bar{a}_x = 0,6$. Исходя из однофакторных экспериментов, получены оптимальные значения $\bar{L} = 1,0$; $\mathcal{E} = 1,0$, а для оптимальной геометрии найдены зависимости $\mathcal{K}_x = f(\mathcal{K})$ (рис. 1).