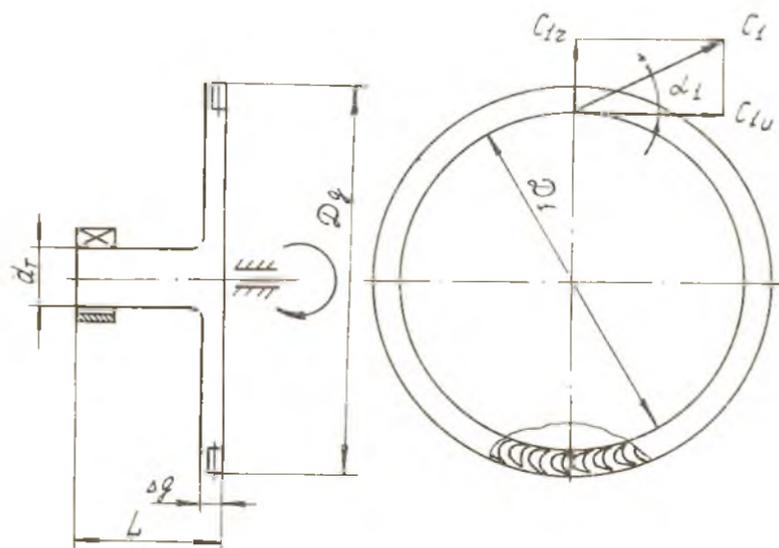


В.Л.Елистратов, А.С. Наталевич

УТИЛИЗАЦИЯ ПОТЕРЬ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ
С ВЫХОДНОЙ СКОРОСТЬЮ С ПОМОЩЬЮ ТУРБИНЫ

Целью данной работы является экспериментальное исследование вихревой самовакумирующейся трубы (СВТ) с установленным на выходе из нее колесом центробежной турбины, служащей для привода охлаждаемого ей устройства (рис.1).



Р и с. 1. Схема вихревой самовакумирующейся трубы с колесом центробежной турбины на выходе

Полученную механическую мощность вращения рабочего колеса турбины предлагается оценивать по утилизационному КПД $\eta_{\text{ут}} = N_T / N_S$, где N_T - мощность турбины; N_S - изэнтропная мощность потока, проходящего через вихревую трубу, а СВТ рассматривается как вихревой энергоразделяющий направляющий аппарат (ВЭНА) турбины.

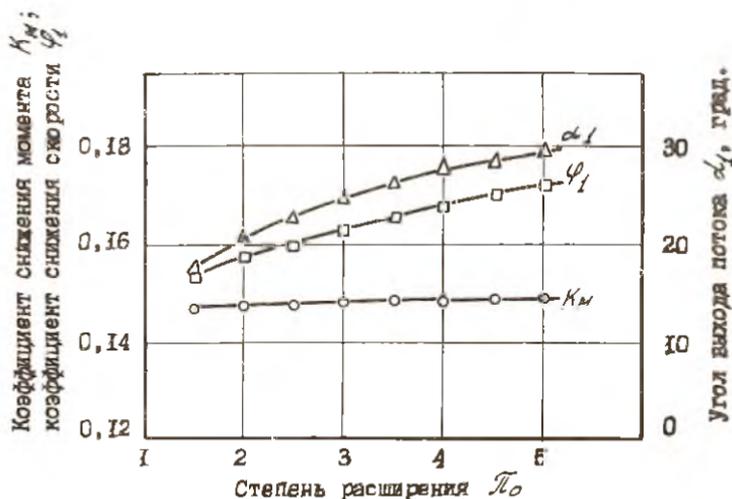
Необходимые для расчета колеса турбины параметры ВЭНА - средний

угол выхода потока α_1 и коэффициент сохранения скорости $\varphi_1 = C_1/C_g$, где C_1 - средняя скорость потока на выходе из ВЭНА; C_g - изэнтропная скорость газа - определялись методом взвешивания с помощью неподвижного радиального лопаточного колеса, установленного на призмах. Расход газа определяется нормальной диафрагмой.

По остаточному моменту на выходе из ВЭНА был определен коэффициент снижения момента $K_M = K_1/K_g$, где K_1 - момент на радиальном колесе с начальным радиусом R_1 ; K_g - начальный момент изэнтропного потока газа на среднем радиусе соплового ввода r_0 .

Окружная скорость на выходе из ВЭНА $C_{1\omega} = K_M \frac{r_0}{R_1} C_g$. Средний угол выхода потока $\alpha_1 = \arctg \frac{C_{1r}}{C_{1\omega}}$, где $C_{1r} = \frac{Gr}{\pi D_1 \Delta g}$ - радиальная составляющая скорости; Δg - величина щели диффузора; Gr - расход газа.

На рис. 2 показан график зависимости α_1 , φ_1 , K_M от степени



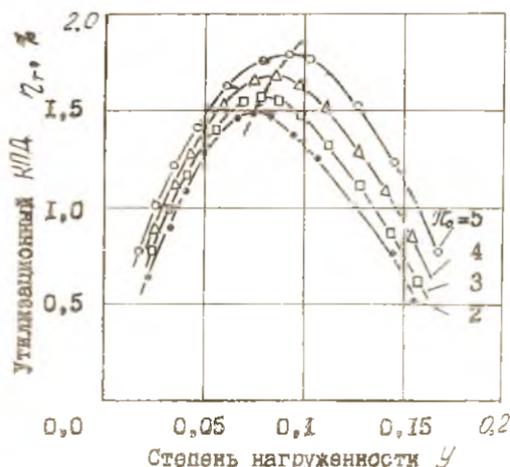
Р и с. 2. Зависимость угла выхода потока, коэффициентов снижения скорости и момента от степени расширения

расширения π_0 для ВЭНА, выполненный на базе СВТ, имеющей диаметр камеры энергетического разделения $d_r = 2 \cdot 10^{-2}$ м, длину $L = 4,5 \cdot 10^{-2}$ м, $\Delta g = 2 \cdot 10^{-3}$ м и площадь соплового ввода $F_0 = 2,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$. Из рис. 2 следует, что с увеличением степени расширения π_0 значения

α_1 и φ_1 возрастают, а также несколько увеличивается и результирующий их коэффициент K_M .

С целью определения степени неравномерности потока на входе в рабочее колесо турбины было проведено определение угла выхода и скорости потока по окружности ВЭНА. Измерения проводились при помощи датчика полного давления, представляющего собой цилиндрическую трубку диаметром 0,6 мм с приемным отверстием 0,2 мм. Датчик давления был установлен на вращающейся стенке диффузора, которая имела возможность проворачиваться вокруг оси с определенным угловым шагом. Одновременно проводился и замер статического давления.

На выходе ВЭНА было обнаружено три осесимметричных локальных течения газа с повышенной скоростью по числу сопел тангенциального ввода. Неравномерность скоростей потока по окружности ВЭНА составляла около 20 % по абсолютным значениям скорости. При увеличении диаметра диффузора выше оптимальной величины [1] между локальными течениями с повышенными скоростями образовывались зоны обратного течения газа, приводящие к образованию окружных в полости диффузора вихрей. Подобные явления наблюдались при внесении возмущений в выходной части диффузора. В этом случае для ВЭНА характерна некоторая степень парциальности подвода газа к колесу турбины. По полученным значениям α_1 , φ_1 , G_r методики, приведенной в работе [2], был произведен расчет рабочего колеса центробежной турбины с небольшой степенью отрицательной реактивности $\beta_T = -0,05$. На рис.3



представлена полученная характеристика $\eta_T = f(y)$, где $y = u_1/c_3$ — степень нагруженности турбины;

u_1 — окружная скорость колеса турбины на диаметре D_1 . Из рис.3 следует, что с увеличением степени расширения утилизационный КПД возрастает. Одновременно при этом происходит смещение параметра y_{opt} в сторону больших значений.

С целью определения влияния установки колеса

Р и с. 3. Зависимость утилизационного КПД центробежной турбины на от степени нагруженности

эффективность работы СВТ были проведены испытания с гладкой задней стенкой диффузора. Изменения степени расширения вихря и температуры газа на оси вихревой трубы за счет установки колеса турбины на выходе ее обнаружено не было.

Таким образом, установка колеса центробежной турбины на выходе исследуемой СВТ позволила получить без ухудшения эффекта энерго-разделения при давлении газа на входе $P_0 = 5 \cdot 10$ КПа и частоте вращения $n = 21,7 \frac{1}{с}$ (~ 13000 об/мин) дополнительную мощность вращения $N_7 = 54$ Вт, что вполне достаточно для привода охлаждаемого его устройства.

Библиографический список

1. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М.:Машиностроение, 1969. 183 с.
2. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. М.:Машиностроение, 1979. 192 с.

УДК 523.697.3

Б.Ф.Абросимов, Н.А.Артамонов

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПРОТИВОТОКА С ПЕРИФЕРИЙНЫМ ПОТОКОМ В ВИХРЕВОЙ ТРУБЕ С ВИНТОВЫМ ЗАКРУЧИВАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ

Исследование роли различных участков взаимодействия периферийного потока и противотока с помощью тонкостенных (0,2...0,3 мм) полых коаксиальных стальных цилиндрических вставок [1] привело к выводу о том, что их взаимодействие на участке от 3 до 30 калибров несущественно для процесса энергетического разделения. Изоляция периферийного потока от противотока на первых 2-3-х калибрах снижает эффект охлаждения на 60-75 % и уменьшает сопротивление противотоку в 2-3 раза.

На уровне $0,2 R$ (R - радиус ВТ) от оси трубы с помощью зонда было исследовано поле градиентов давления в осевом направлении, экстремальные значения которого были обусловлены, главным образом, радиальной составляющей скорости газа противотока. В плоскости осевого сечения закрученного потока может быть выделено три