

В. Л. Елистратов

О СООТНОШЕНИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТУРБИНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
МИКРОТУРБОПРИВОДА-ХОЛОДИЛЬНИКА НА БАЗЕ
ВИХРЕВОЙ САМОВАКУУМИРУЮЩЕЙСЯ ТРУБЫ

(Самарский аэрокосмический университет)

Приведены холодильные и турбинные характеристики микротурбопривода-холодильника (на базе вихревой самовакуумирующейся трубы). Определены области его рационального использования.

Микротурбопривод-холодильник (МТПХ) на базе вихревой самовакуумирующейся трубы (СВТ) предназначен для одновременного охлаждения и привода микроагрегатов сжатым газом. При этом вращение осуществляется за счет утилизации работы сил поверхностного трения и энергии выходной скорости потока газа в виде механической энергии вращения вала без ухудшения холодильных характеристик СВТ [1].

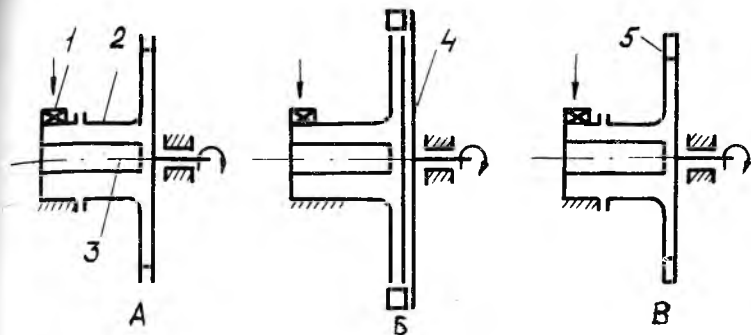
В работе рассматривается соотношение холодильных и турбинных характеристик МТПХ на базе СВТ для различных схем его исполнения (рис. 1).

МТПХ, выполненный по схеме (А), представляет собой СВТ во вращающейся камере энергетического разделения, которая выступает в качестве турбины трения и служит для утилизации работы сил поверхностного трения. В схеме (В) СВТ выступает в роли вихревого сепаратора рабочего колеса активной микротурбины. В данном случае утилизируется только энергия потока с выходной скоростью. Схема (В) является соединением двух предыдущих схем.

Полученная таким образом механическая турбинная энергия может быть использована для привода охлаждаемого агрегата, например микрохолодильного устройства, или вентилятора прокачки теплоносителя через холодильную камеру и охлаждаемое в СВТ полое тело.

Вихревой эффект
и его применение в технике.
Самара, 1992

ISBN 5-230-16926-5



Р и с. 1. Схемы исполнения МТХ на базе СВТ:
 1 - тангенциальный сопловой ввод, 2 - вращающаяся камера, 3 - охлаждаемый агрегат, 4 - колесо турбины, 5 - вращающаяся камера совместно с колесом турбины

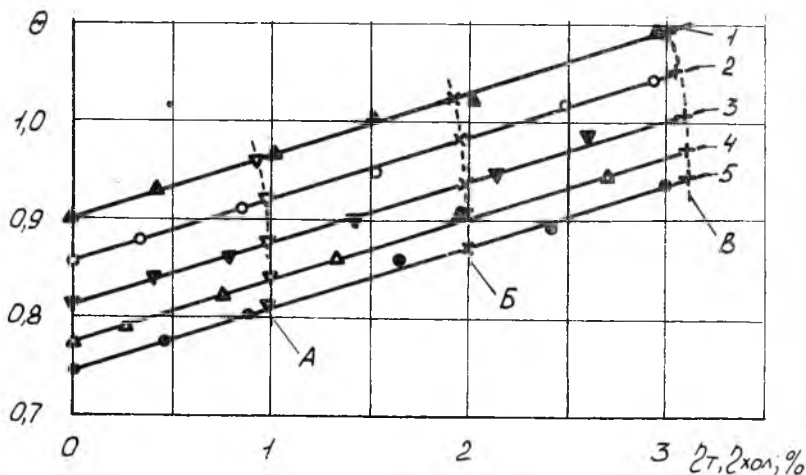
Между холодильными и турбинными характеристиками МТХ на базе СВТ существует зависимость

$$N_T = \mu N_X / \eta_M, \quad (1)$$

где N_T - турбинная мощность; N_X - холодопроизводительность СВТ; μ - коэффициент трансформации тепла; η_M - механический КПД.

Если объектом привода и охлаждения является микрохолодильное устройство, например элементы термоэлектрического охладителя, запитанные от электрогенератора, приводимого МТХ, которое выступает по отношению к СВТ как тепловой насос, то коэффициент $\mu > 1$. Если получаемая турбинная мощность используется на привод вентилятора для прокачки теплоносителя, то коэффициент $\mu = 1$. Коэффициент η_M показывает, какая часть полученной турбинной энергии в конечном итоге отойдет через объект охлаждения в СВТ, а какая - рассеивается в окружающую среду через передаточное устройство, составляя механические потери устройства в целом. Поскольку коэффициент $\mu \geq 1$, и для реальных конструкций микроохладителей $\mu \approx 1$, то коэффициент η_M определяет запас по турбинной мощности для МТХ и коэффициент механического КПД для передаточного устройства.

На рис. 2 показана эмпирическая зависимость температурной эффективности охлаждения $\theta = T_x / T_o^*$, где T_x - температура охлаждения, T_o^* - температура торможения потока, от коэффициента холодопроизводительности СВТ $\eta_x = N_x / N_s$, где N_s - изоэнтروпийная мощность потока, от турбинного КПД $\eta_T = N_T / N_s$, где N_T - максимальная турбинная мощность.



Р и с. 2. Холодильные и турбинные характеристики МТЦХ на базе СВТ: — — — — — η_x ; - - - - - η_T ; 1 - $p_o^* = 0,15$ МПа, 2 - 0,2 МПа, 3 - 0,3 МПа, 4 - 0,4 МПа, 5 - 0,5 МПа, А - схема А, Б - схема Б, В - схема В

Данные получены для МТЦХ на базе СВТ, имеющей следующие относительные геометрические параметры: площадь соплового ввода $F_c = 0,084$, длина камеры $\bar{L} = 1$, диаметр диффузора $\bar{D}_g = 4$ и диаметр охлаждаемого цилиндрического тела $\bar{d} = 0,4$.

Температура T_x определялась на поверхности охлаждаемого тела с помощью термпары, которая была вчekanена в ее поверхность. Полученные холодильные характеристики для значений входного давления $p_o^* = (0,15-0,5)$ МПа имеют вид

$$\theta = K\eta_x + A/P_0^{*B}, \quad (2)$$

где $K = 0,6714$, $A = 0,973$, $B = 0,164$.

Необходимо отметить, что дальнейшее увеличение давления на входе не привело к увеличению холодопроизводительности и понижению температуры охлаждения. Максимальное значение турбинного КПД несколько возрастает с увеличением перепада давления и не зависит от холодильных характеристик СВТ. Для МТПХ схемы (А) турбинный КПД во всем диапазоне изменения входного давления приблизительно $\eta_T \approx 1\%$, для схемы (Б) $\eta_T \approx 2\%$, для схемы (В) $\eta_T \approx 3\%$.

Эффективной областью применения СВТ являются температуры охлаждения, недостижимые для других типов вихревых труб или турбохолодильников без применения регенерации. Данная область температур охлаждения достигается для СВТ при значениях коэффициента холодопроизводительности менее $\eta_x = 1\%$.

Для данной области эффективного использования СВТ различных схем исполнения имеется гарантированное значение коэффициента η_{MG} , который определяет на первом этапе проектирования механический КПД передаточного устройства. Для схемы исполнения (А) $\eta_{MG} = 1$, схемы (Б) $\eta_{MG} = 0,5$, схемы (В) - $\eta_{MG} = 0,3$.

Очевидно, что МТПХ, выполненный по схеме (А), целесообразно использовать для привода вентилятора прокачки теплоносителя через холодильную камеру, где значение $\eta_M < 1$, а МТПХ, выполненные по схемам (Б) и (В) - для привода и охлаждения агрегатов с малым значением механического КПД передаточных устройств.

Библиографический список

И. Елистратов В.Л., Наталевич А.С. Утилизация потерь вихревой трубы с выходной скоростью с помощью турбины // Вихревой эффект и его применение в технике: Мат-лы У Всесоюз. науч.-техн. конф / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1988. С. 64-67.