

В результате расчетного исследования получено, что наиболее эффективна схема, в которой исходный поток охлаждается холодным потоком, конденсат выводится из цилиндрической части вихревой трубы, а труба работает в режиме $\mu = 0,7$.

И.А. Циралишвили, Н.Н. Новиков

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ОДНОЙ СХЕМЫ ВИХРЕВОГО ТЕРМОСТАТА

Принятые обозначения

p - давление

T - температура

G - массовый расход

$\mu = \frac{G_{20}}{G_1}$ - относительный расход холодного потока

$\theta = \frac{T_c}{T_k}$ - безразмерная температура

φ - адиабатный к.п.д.

$\alpha = \frac{\rho_0}{\rho_2}$ - степень расширения в вихре

i^* - полная энтальпия

η_{ac} - эксергетический к.п.д.

η_{oi} - внутренний адиабатный к.п.д.

$\eta_{m.e}$ - к.п.д., учитывающий механикоэлектрические потери в электромоторе и компрессоре

Q_0 - количество тепла, отнятого у охлаждаемого объекта

e - эксергия

Δe - изменение энергии

W - мощность электроэнергии, потребной для привода компрессора

И н д е к с ы

Подстрочные индексы указывают на принадлежность параметра к соответствующему сечению по схеме (рис.1).

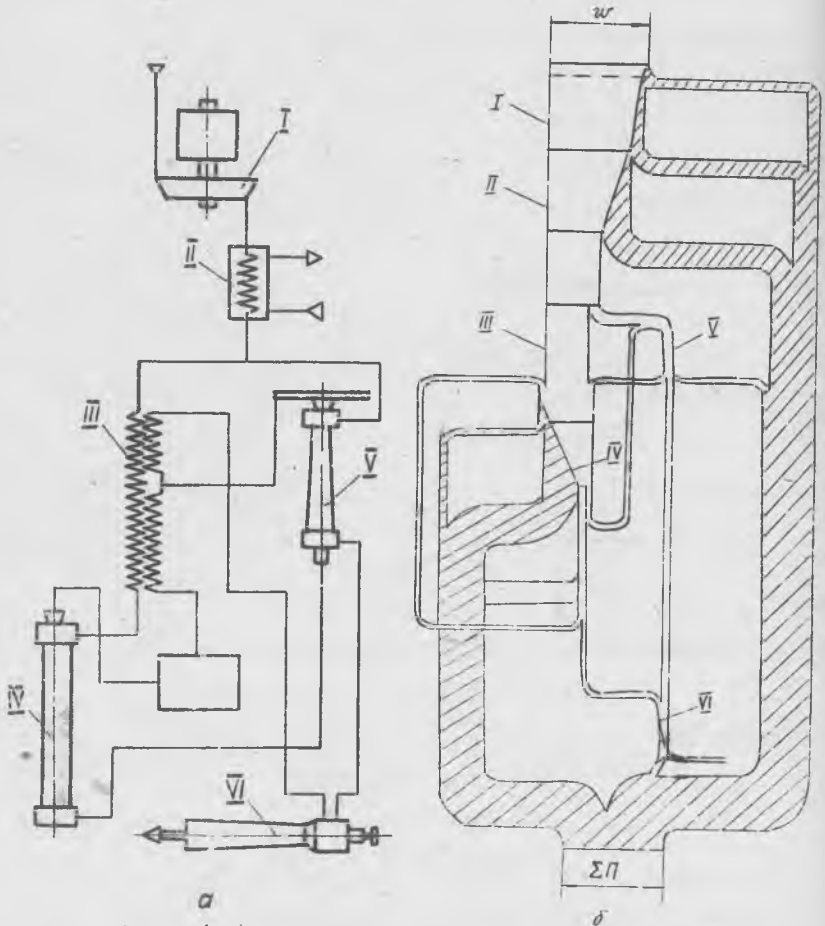
Надстрочные:

* - параметры торможения

1* - величины, отнесенные к вихревой трубе с дополнительным потоком.

Большая необратимость процесса энергоразделения в вихревых трубах является причиной их малой термодинамической эффективности. Для ее повышения вихревые термостаты обычно проактивируются по регенеративной схеме [1], [2] с максимально возможной утилизацией

энергии потоков, покидающих трубы. Способ и качество утилизации играют существенную роль в повышении эффективности схемы. При выполнении работы проведено исследование термодинамической эффективности вихревого термостата (рис. I) холодильно-нагревательный агрегат которого представляет собой две вихревые трубы, соединенные



Р и с .I. Схема (а) и энергетическая диаграмма (б) вихревого термостата

так, что горячая составляющая потока низкотемпературной вихревой трубы IV подается со стороны горячего конца в присевую зону вихревой трубы с дополнительным потоком У. В качестве регенераторов в схеме используются уже апробированные в вихревых термостатах спирально-трубчатый противоточный рекуператор III и газовый эжектор VI. Вихревые трубы питаются сжатым в компрессоре I и охлажденным в теплообменнике II воздухом.

Наибольший интерес представляет работа термостата при низких температурах. Исходя из этого приведен анализ работы схемы на холодном режиме.

Термодинамический анализ преследует две цели: определение степени термодинамического совершенства рабочих процессов рассматриваемой установки и отыскание путей повышения его. Совершенство холодильных установок определяется минимумом затрат электроэнергии на единицу тепла, отводимого от охлаждаемого объекта. В качестве критериев используются адиабатный к.п.д., оценивающий степень приближения действительного цикла к идеальному, работающему обратимо, и эксергетический к.п.д., позволяющий осуществить количественную и качественную оценку получаемого холода.

Эффективность вихревого термостата сравнительно с идеальной расширительной машиной может быть найдена из выражения аналогичного адиабатному к.п.д.

$$\varphi = \frac{\mu \Delta T_x}{\Delta T_s + \frac{1-\mu}{\mu'} \Delta T_s'} \quad (I)$$

где $\Delta T_x = T_2^* - T_x^*$ - эффект охлаждения воздуха в термостате;

ΔT_s - эффект охлаждения при изэнтропном расширении

$$\Delta T_s = T_1^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi^{\frac{1}{\kappa}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right];$$

$$\Delta T_s' = T_0^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi^{\frac{1}{\kappa}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right].$$

Таким образом, при определении адиабатного к.п.д. схемы, задача сводится к отысканию зависимости вида

$$T_x = f(\mu, \mu', \theta_x, \theta_x').$$

Безразмерные температуры холодных потоков ($\theta_x = \frac{T_x^*}{T_1^*}$; $\theta_x' = \frac{T_x^*}{T_0^*}$) могут быть определены для соответствующих режимов из эксперимен-

тальных работ [1], [2] как функций вида

$$\theta_x = f(\mu, \pi^*); \quad \theta'_x = f'(\mu', \pi'^*).$$

Термодинамика работы схемы на холодном режиме однозначно описывается системой уравнений вихревых труб

$$T_x^* = T_1^* \theta_x, \quad T_x'^* = T_0'^* \theta_x'; \quad (2)$$

сохранения массы низкотемпературной вихревой трубы

$$\frac{G_r}{G_x} = 1 - \mu; \quad (3)$$

газодинамической связи вихревых труб, выражающей равенство расхода дополнительного потока расходу горячего потока низкотемпературной вихревой трубы

$$G_g = G_x' = G_r; \quad (4)$$

энергии

$$\left. \begin{aligned} i_1^* &= \mu i_x^* + (1-\mu) i_r^*; \\ i_0^* + i_r' \mu' &= \mu' i_x' + i_r'^* \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

теплого баланса теплообменника

$$T_0'^* - T_1^* = \mu (T_r^* - T_k^*) + (1-\mu) (T_r^* - T_x^*). \quad (6)$$

Уравнение энергии вихревой трубы с дополнительным потоком записано в предположении

$$G_x' = G_g; \quad G_0' = G_r.$$

Решая приведенную систему уравнений получим

$$T_x^* = \frac{\theta_x}{T - \mu \theta_x} \left[T_0^* \theta_x (1-\mu) + \mu \Delta T_k + \Delta T_r \right], \quad (7)$$

где $\Delta T_k = T_k^* - T_x^*$ - подогрев воздуха в термокамере;

$\Delta T_r = T_0'^* - T_r^*$ - величина недорегенерации.

Для составления энергетического баланса воспользуемся "термодинамическим ядником" Грассмана.

В вихревом термостате аналогично другим воздушным холодильным машинам [3] в "термодинамический ядник" вводится организованная энергия и эксергия потока воздуха, а выводится полезный холод, эксергетические потери и эксергия отработавшего воздуха. Внутренний адиабатный к.п.д. компрессора принимаем равным $h_{oi} = 0,8$ к.п.д., учитывающий механические и электрические потери в электромоторе и компрессоре, сидящих на одном валу, равен $h_{m,э} = 0,94$.

В расчетах принято, что эксергия воздуха в сечении 0-0 равна нулю. Полезный холод по Грассману равен эксергии тепла, отнятого у охлаждаемого объекта. В термокамере поддерживается постоянная температура T_x . Тогда выражение для определения эксергии отнятого тепла запишется

$$\Delta e_k = Q_0 - T_0^* \frac{Q_0}{T_x}, \quad (8)$$

где Q_0 - количество тепла, отнятого у охлаждаемого объекта

$$Q_0 = i_0^* - i_s^*. \quad (9)$$

Эксергетический к.п.д. установки при ее работе в режиме термостатирования находится как отношение эксергии тепла, отнятого в термокамере у охлаждаемого объекта, к расходу электроэнергии на привод компрессора

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta e_k}{W}, \quad (10)$$

где

$$W = \frac{i_1^* - i_0^*}{\eta_{мэ}}. \quad (11)$$

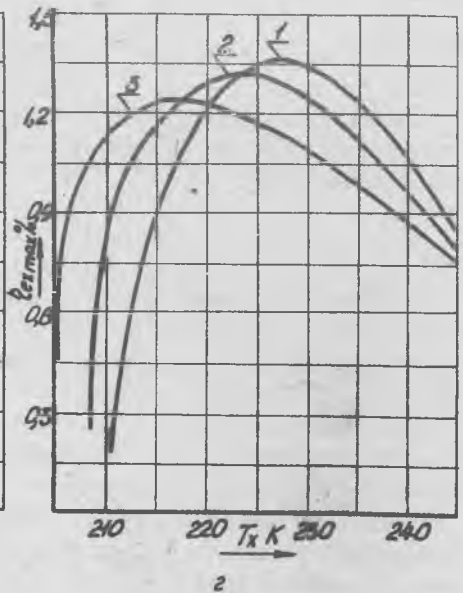
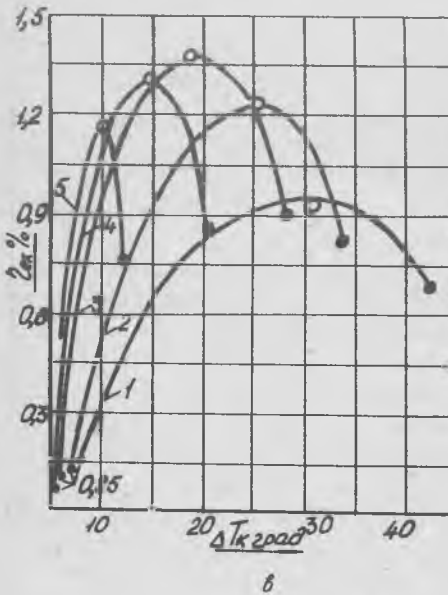
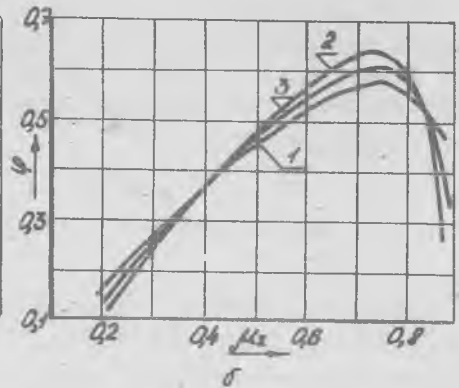
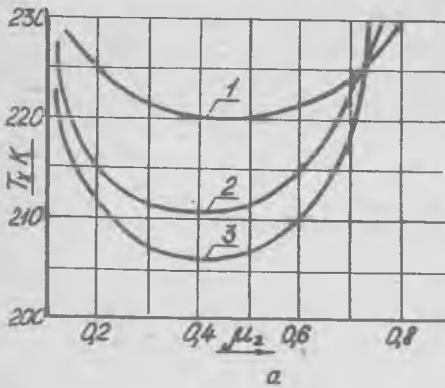
После подстановки выражений, определяющих величины входящих в формулы (10), (11) и преобразований эксергетический к.п.д. термостата определится

$$\eta_{ex} = \frac{\mu \Delta T_x \left(1 - \frac{T_0^*}{T_x}\right) \eta_{мэ}}{(T_1^* - T_0^*)}. \quad (12)$$

По приведенным аналитическим зависимостям был проделан подробный расчет, результаты которого приведены в виде диаграммы "эксергия-энергия" рис.1 и термодинамических характеристик работы термостата на различных режимах рис.2. Предполагалось, что геометрические величины, оказывающие существенное влияние на качество процесса энергоразделения в вихревых трубах, равны оптимальным, согласно рекомендаций авторов работ [1], [2].

В качестве вариационных параметров принимались входное давление, относительные расходы холодных потоков труб, температура в термокамере и эффект подогрева в ней. Эксергетическая диаграмма построена с учетом потерь давления в магистралях и узлах схемы, однако расчет их в виду тривиальности в работе отсутствует.

На диаграмме "эксерг-л-энергия" затушеваны потоки эксергетических потерь. Основные потери ($\sim 40\%$) имеют место в низкотемпературной вихревой трубе.



Р и с. 2. Расчетные характеристики вихревого термостата:
 при $\pi^* = 4$, 1 - $\bar{L} = 3$, $\mu' = 1,2$; 2 - $\bar{L} = 9$, $\mu' = 0,8$;
 3 - $\bar{L} = 9$, $\mu' = 0,6$ (а, б); при $\pi^* = 4$, $\bar{L} = 9$, $\mu' = 0,8$,
 1 - $T_K = 270\text{K}$; 2 - $T_K = 260\text{K}$; 3 - $T_K = 250\text{K}$; 4 - $T_K = 240\text{K}$;
 5 - $T_K = 230$, $\mu_2 = 0,18$; 0 - $\mu_2 = 0,42$ (в); при $\bar{L} = 9$,
 $\mu' = 0,8$; 1 - $\pi^* = 4$; 2 - $\pi^* = 5$; 3 - $\pi^* = 6$ (г)

Весьма ощутимыми, 20% из общего баланса, являются потери эксергии, уносимые водой, охлаждающей компрессор и теплообменник. Следует указать на тот факт, что потери в низкотемпературной вихревой трубе есть результат тех необратимых процессов, которые возникают при взаимодействии двух перемещающихся в противоположные стороны вращающихся потоков газа и, следовательно, снижение их возможно лишь в результате совершенствования вихревых труб. Даже потери эксергии, уносимые охлаждающей водой могут быть в принципе снижены, если использовать отводимое тепло.

При сравнении предложенной схемы холодильно-нагревательного агрегата с идеальной обратимой расширительной машиной можно отметить достаточно высокое значение ее адиабатного к.п.д. ($\eta = 0,5-0,6$) на некоторых режимах (рис.2). Характерной особенностью этих режимов является большая величина относительной доли холодного потока $\mu_{\Sigma} = 0,65-0,8$ при сравнительно глубоком охлаждении масс воздуха, поступающих в термокамеру. Доля холодного потока μ_{Σ} определяется как отношение массы холодного потока, поступающего в термокамеру, к расходу воздуха через установку. Максимальные эффекты охлаждения появляются при доле холодного потока $\mu_{\Sigma} = 0,2-0,25$. Эффект охлаждения несколько снижается с ростом относительного расхода холодного потока вихревой трубы со вдувом со стороны горячего конца.

Адиабатный к.п.д. предложенной схемы значительно выше, чем у описанных [1] ранее вихревых термостатов, у которых $\eta \leq 0,35$.

Максимальное значение эксергетического к.п.д. (рис.2) достигается при значениях $\mu = 0,6$, $\mu' = 0,8$, что соответствует $\mu_{\Sigma} = 0,42$. Эксергетический к.п.д. по сравнению с адиабатным несколько сдвинут в сторону меньших расходов холодного потока. Максимальные значения η_{ex} устанавливаются при температуре термостатирования $T_{\Sigma}^* = 250$ К и эффекте подогрева в камере, равном $\Delta T_{\Sigma} = 20^{\circ}$. С ростом T_{Σ}^* возрастают допустимые значения ΔT_{Σ} , при которых схема работает наиболее экономично. Эффект подогрева воздуха в термокамере определяет количество отнятого от охлаждаемого объекта тепла и поэтому необходимо стремиться к максимально возможному росту его, а не выбирать произвольно. В регенеративных схемах термостатов значение ΔT_{Σ} ограничено сверху качеством возвращаемого в теплообменник для охлаждения масс свежего воздуха.

Снижение заданной в термокамере температуры, приводит к необходимости увеличения давления подаваемого из магистрали сжатого воздуха.

В в о д н

1. Величина эксергетического к.п.д. вихревых термостатов в 4 раза меньше этой величины для турбодетандера сравнительной холодопроизводительности, причем с ростом последней все более предпочтительней, с точки зрения эксергетического к.п.д., будет турбодетандерная схема.
2. Рассмотренная схема вихревого холодильного агрегата термостата имеет эффективность на 20% выше, чем у известных.
3. Использование термостата рассмотренной схемы будет наиболее экономичным при работе на сжатом воздухе с давлением $p_0^* = 4$ бар, температуре термостатирования $T_x^* = 250$ К и эффекте подогрева $\Delta T_x = 20^\circ$, с относительным расходом холодного воздуха $\mu_2 = 0,42$.
4. Предложенная методика анализа может быть применена для вихревых термостатов любой схемы, сравнение их по эффективности целесообразно вести по эксергетическому к.п.д.

Л и т е р а т у р а

1. М е р к у л о в А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М., "Машиностроение" 1969, с.113-144.
2. П и р а л и ш в и л и Ш.А. Некоторые вопросы исследования теплообмена в тепловых машинах, Труды КуАИ, вып.56, Куйбышев, 1973, с.64-67.
3. Г о х ш т е й н Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. М., "Энергия" 1969, с.150-160.

Л.М. Дыскин, Б.А. Агафонов

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ НИЗКОПАРНЫХ ВИХРЕВЫХ ТРУБ

Принятые обозначения

D - диаметр вихревой трубы	$\bar{d}_s = d/D$ - относительный диаметр
L - длина вихревой трубы	отверстия диафрагмы
d - диаметр отверстия диафрагмы	p_0 - давление воздуха перед
F_c - площадь поперечного сечения	вихревой трубой
входного сопла	p_x - давление охлажденного
$\bar{L} = L/D$ - относительная длина вихревой трубы	воздуха в сопловом сечении перед диафрагмой