

Энергоэффективность и экономическая целесообразность применения систем искусственного климата на базе вихревой трубы

*Д.т.н., профессор А.С. Носков;
аспирант А.В. Хаит*;*

студентка А.П. Бутымова;

к.э.н., доцент С.Ю. Плешков,

ГОУ Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина;

главный конструктор А.В. Ловцов,

ООО «КБ «ЧКЗ-ЮГСОН»

Ключевые слова: вихревая труба, вихревой тепло- и холодогенератор, искусственный микроклимат, системы отопления и кондиционирования, энергосбережение, энергетическая эффективность, экологическая безопасность, исключение хладагентов, экономическая целесообразность.

Искусственный климат — это микроклимат, искусственно создаваемый в закрытом помещении. Микроклимат помещения характеризуется совокупностью температур воздуха и внутренних поверхностей, относительной влажностью и подвижностью воздуха. Значения этих параметров определяют в зависимости от назначения помещения и времени года, исходя из требований нормального протекания технологического процесса и комфорта находящихся в помещении людей.

В статье рассматривается система искусственного климата хладокомбинатов, основное назначение которых – хранение различных продуктов питания. В таких помещениях определяющим параметром является низкая температура, обеспечивающая сохранность продукции.

В Российской Федерации на сегодняшний день существует около 168 крупных хладокомбинатов, большинство из которых, как и 70 лет назад, используют в качестве холодогенерирующего устройства парокомпрессионные машины (чиллеры), работа которых основана на теплоэнергетических циклах хладагентов (фреон, аммиак и т.д.).

Большая часть данных хладокомбинатов построены по типовым проектам 50-60-х годов прошлого века и не соответствуют современным требованиям промышленной безопасности. На холодильных объектах в большинстве случаев используются аммиакоемкие системы охлаждения камер с централизованными разветвленными насосно-циркуляционными схемами непосредственного кипения аммиака. В трубных приборах охлаждения (пристенные и потолочные батареи) находится большое количество аммиака, которое зачастую на каждом объекте исчисляется десятками тонн. Перевод систем охлаждения камер на менее аммиакоемкие практически не реализуется.

Вопрос преимущественного использования аммиака и фреона решен положительно во всем мире, несмотря на то, что у этих веществ имеется ряд серьезных недостатков. В частности:

- утечки хладагентов наносят существенный урон экологии планеты;
- вещества обладают высокой токсичностью и относятся к четвертому классу опасности (предельно допустимая концентрация аммиака в рабочих помещениях должна быть не выше 20 мг/м^3); однако даже при более слабой концентрации характерный запах аммиака в случае его появления вызывает дискомфорт, раздражение слизистых оболочек; при более высоких концентрациях появляются серьезные затруднения дыхания вплоть до удушья;
- вещества являются взрывоопасными (при концентрации в воздухе $200\text{--}300 \text{ г/м}^3$ возникает угроза взрыва; температура самовоспламенения равна 650°C);
- вещества создают опасность ожогов при растворении в воде, поскольку этот процесс сопровождается выделением значительного количества тепла;
- вещества имеют высокую температуру нагнетания при сжатии в холодильных компрессорах.

В концепции целевой программы «Национальная система химической и биологической безопасности Российской Федерации» (2009-2013 годы) особым образом была отмечена необходимость создания новых холодильных систем с малой массой аммиака в единичном блоке, в частности автономных машин – чиллеров с малой удельной аммиакоемкостью (до $50\text{--}100 \text{ г/кВт}$).

Также в соответствии с этой концепцией общая потребность в чиллерах в России превышает 5 тыс. машин. В то же самое время российская промышленность таких машин не изготавливает. Вместе с тем в разрабатываемых проектах предусматривается использование чиллеров зарубежного производства. Каждый такой проект делает Российскую промышленность все более зависимой от западных стран.

Носков А.С., Ловцов А.В., Хаит А.В., Бутымова А.П., Плешков С.Ю. Энергоэффективность и экономическая целесообразность применения систем искусственного климата на базе вихревой трубы

Вихревые трубы Ранка-Хилша как холодо- и теплогенераторы

Одним из альтернативных способов получения холода является эффект Ранка-Хилша. Данный эффект проявляется в закрученном потоке вязкой сжимаемой жидкости и реализуется в устройстве, называемом вихревой трубой.

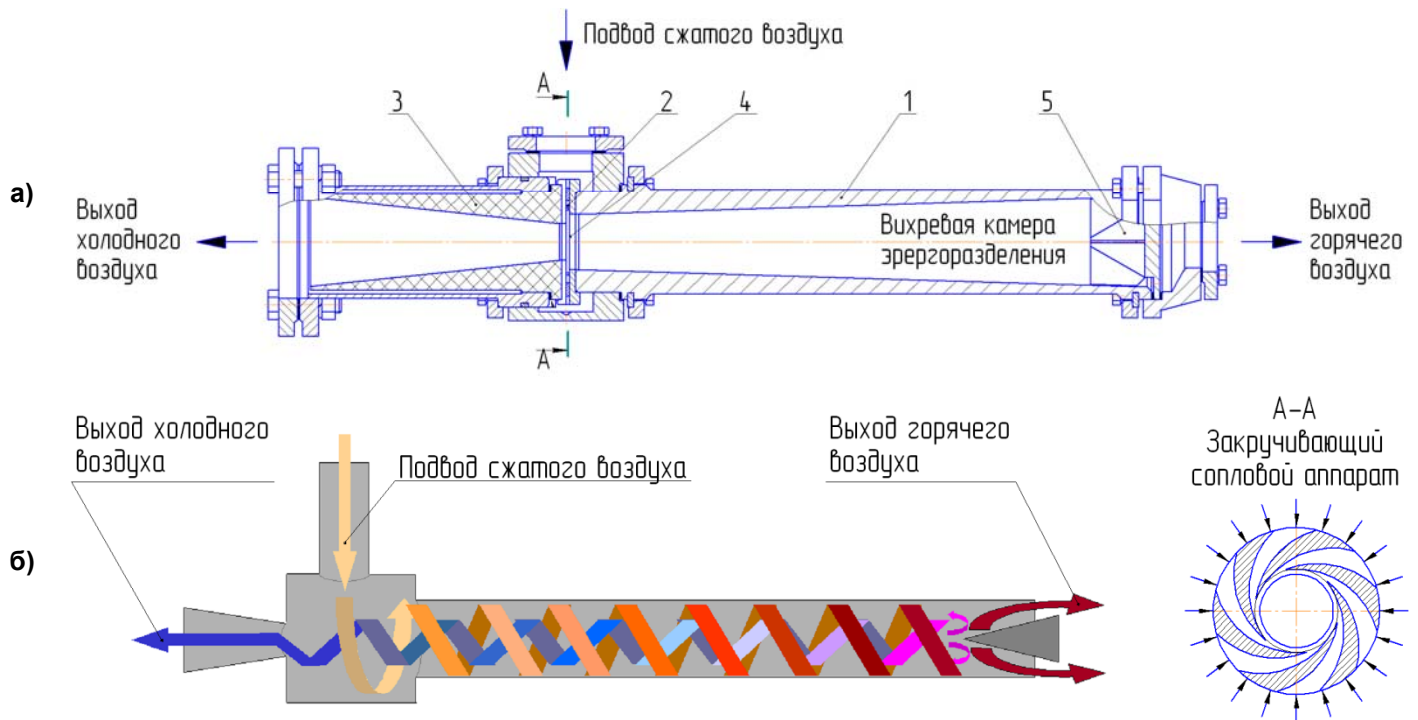


Рисунок 1. Разделительная вихревая труба:

а) конструкция разделительной вихревой трубы;

б) схема течения газа в разделительной вихревой трубе;

1 – коническая камера эргоразделения; 2 – закручивающий сопловой аппарат (сопловой ввод);

3 – диффузор холодного потока; 4 – диафрагма для отбора холодного потока;

5 – развихритель горячего потока

Вихревая труба представляет собой цилиндрическую или коническую трубу, к одному краю которой тангенциально подводится сжатый воздух (рис. 1). Подводимый тангенциально газовый поток формирует свободный вихрь в камере эргоразделения, причем периферийная часть данного вихря оказывается нагретой и отводится через один конец вихревой трубы, центральная же часть охлаждается и отводится через противоположный конец. Вихревые трубы, работающие по изложенному принципу, называют разделительными.

С целью увеличения энергетических показателей холодильных систем имеется возможность применения двухконтурной вихревой трубы [1], схема которой приведена на рис. 2.

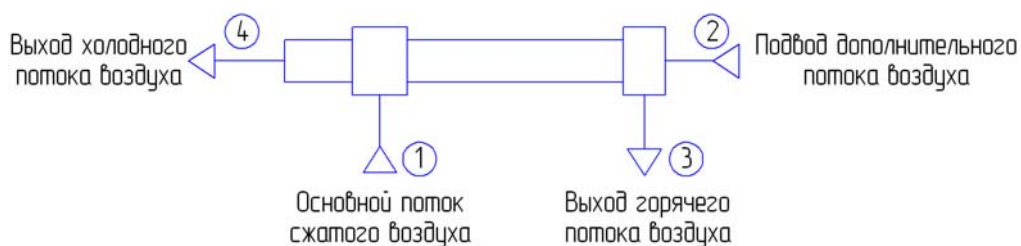


Рисунок 2. Принципиальная схема двухконтурной вихревой трубы

Основное отличие принципа работы двухконтурной вихревой трубы от рассмотренной выше разделительной вихревой трубы заключается в том, что холодный поток 4 формируется в основном из специальным образом организованного дополнительного потока 2 (рис. 2). При этом горячий поток 3 формируется из основного потока сжатого воздуха 1. Таким образом, схема течения газа в вихревой трубе состоит из двух контуров:

1) пристеночный вихревой поток от основного входа вихревой трубы 1 по направлению к выходу горячего потока 3;

Носков А.С., Ловцов А.В., Хаит А.В., Бутымова А.П., Плешков С.Ю. Энергоэффективность и экономическая целесообразность применения систем искусственного климата на базе вихревой трубы

- 2) приосевое вихревое течение от входа дополнительного потока 2 по направлению к выходу холодного потока 4.

Двухконтурные вихревые трубы позволяют существенно сократить потребную мощность на получение заданного холодильного потока за счет увеличения расхода холодного воздуха при сохранении его температуры.

Вихревые трубы имеют ряд положительных свойств по отношению к парокompрессионным машинам (чиллерам).

1. Главным преимуществом систем на базе вихревой трубы является отсутствие каких-либо хладагентов и теплоносителей (в качестве теплоносителя используется воздух).
2. Конструкция вихревой трубы является простой, что приводит к уменьшению трудоемкости изготовления, а также монтажа и обслуживания.
3. Отсутствуют подвижные части, что значительно повышает надежность всей системы в целом.
4. Вихревая труба является малоинерционным агрегатом. Время выхода вихревой трубы на номинальный режим работы после подачи сжатого газа на вход составляет несколько секунд. Это обстоятельство позволяет с высокой точностью и практически мгновенно регулировать тепловой режим работы.
5. Возможно гибкое регулирование для оптимизации параметров холодильно-нагревательной системы в целом.
6. Побочным продуктом работы вихревой трубы в режиме холодогенератора является избыточный тепловой поток, который может быть использован в отопительных целях в зимнее время года.

Единственным недостатком существующих на сегодняшний день конструкций вихревых труб является относительно низкий изэнтропный КПД, который определяется отношением разностей энтальпий в идеальном и реальном процессе течения газа:

$$\eta = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2^u},$$

где i_1 , i_2 – энтальпии газа на входе и выходе из соплового ввода в реальном процессе течения;
 i_2^u – энтальпия газа в конце идеального адиабатического расширения.

Для наилучших конструкций вихревых труб, широко описанных в литературе, данный показатель не превышает отметки в 40%. Однако в работах [1], [2], [3] приводятся данные экспериментальных исследований, которые показывают принципиальную возможность увеличения изэнтропного КПД вихревых труб до уровня 45–50 %. Также автор статьи [4] упоминает о разработках вихревых труб, которые имеют показатель изэнтропного КПД на уровне 70–80%. Кроме того, следует отметить, что применяемые сегодня конструктивные решения вихревых труб не являются оптимальными, поскольку были получены путем проведения ограниченного количества натуральных экспериментов.

Оценка энергетической и экономической целесообразности применения холодильно-нагревательных систем на базе вихревых труб вместо парокompрессионных машин (чиллеров)

Для оценки энергетической и экономической целесообразности применения холодильной установки на базе существующей на текущий момент времени двухконтурной вихревой трубы рассмотрим холодильную систему, реализованную на одном из хладокомбинатов г. Екатеринбурга. Принцип работы холодильной системы данного хладокомбината основан на использовании парокompрессионных холодильных машин (чиллеров).

В компрессорном цехе рассматриваемого хладокомбината установлено оборудование (табл. 1), которое обеспечивает необходимый холодильный поток для поддержания заданных температур в холодильных камерах.

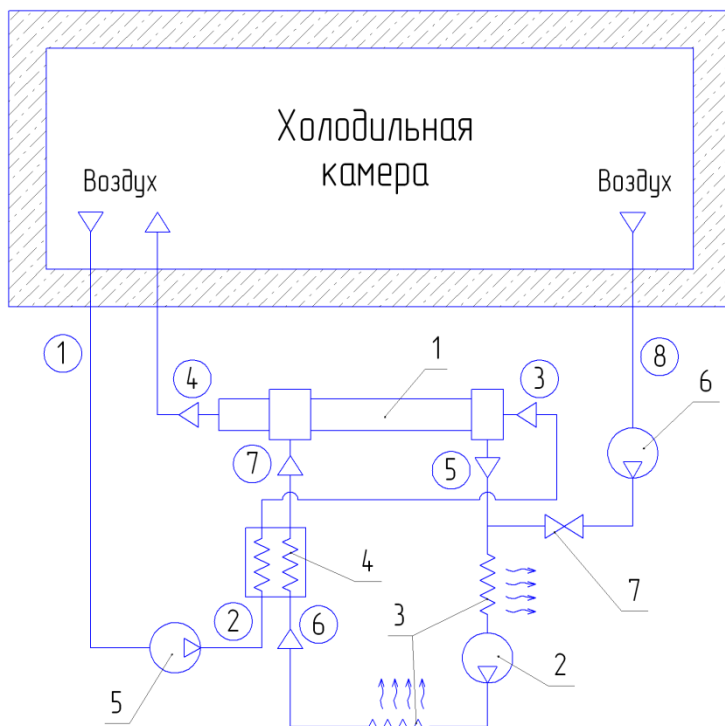
В случае рассматриваемого хладокомбината наиболее целесообразным будет использование нескольких отдельных холодильных систем на базе вихревой трубы, каждая из которых будет работать на одну или несколько сходных холодильных камер. Это позволит осуществлять отключения отдельных холодильных камер, а также обеспечит дополнительное резервирование. В идеале оптимальное количество холодильных установок необходимо определять из условия минимизации капитальных и эксплуатационных затрат.

Носков А.С., Ловцов А.В., Хаит А.В., Бутымова А.П., Плешков С.Ю. Энергоэффективность и экономическая целесообразность применения систем искусственного климата на базе вихревой трубы

Таблица 1. Технические данные по оборудованию компрессорного цеха хладокомбината

Оборудование	Количество, шт.	Мощность, кВт	Холодопроизводительность, кВт	Количество работающих единиц, зимний режим	Количество работающих единиц, летний режим
Компрессор ДАОН-175	2	315	175	-	1
Компрессор ВХ-260	1	75	260	-	-
Компрессор АУ-200	2	66	200	1	-
Компрессор БАУ-200	1	60	200	1	-
Насос 3К-4А	2	10		2	2
Насос К 20/30	2	5,5		1	1
Насос К 290/30	1	37		-	1
Конденсатор Я-29-ИКЗ-375	6	6,6		6	6

Для оценки энергетики установки на базе вихревой трубы была выбрана одна холодильная камера с наименьшим строительным объемом. Он составляет $2\,380\text{ м}^3$, или 7% от общего строительного объема всех холодильных камер ($V_{\text{сумм}}=33\,300\text{ м}^3$). Расчеты были произведены для месяца с максимальным потреблением электрической энергии (июнь) – $210\,000\text{ кВт} \cdot \text{час}$. При этом потребная холодильная мощность составляет $Q=20,6\text{ кВт}$, удельная холодильная мощность $q=8,64\text{ Вт/м}^3$.



① – обозначение пневмолиний

1 – обозначение технологических устройств

Рисунок 3. Принципиальная схема холодильной установки на базе вихревой трубы.

1 – Вихревая труба с дополнительным потоком;
 2 – компрессор; 3 – противоточный теплообменный аппарат; 4 – прямоточный теплообменный аппарат;
 5 – воздуходувка, 6 – винтовой компрессор; 7 – кран (в номинальном режиме работы установки кран закрыт)

Схема холодильной установки на базе двухконтурной вихревой трубы для рассматриваемого хладокомбината приведена на рис. 3. Принцип работы данной установки заключается в следующем.

Воздух из холодильной камеры по пневмопроводу 1 (рис. 3) поступает в воздуходувку 5, где сжимается до давления $P_{\text{изб}} = 30\text{ кПа}$. Затем воздух подается в теплообменный аппарат 4 по линии 2 и далее на вход дополнительного потока вихревой трубы по линии 3. Теплообменный аппарат 4 служит для выравнивания температур воздуха на входах в вихревую трубу (линии 3 и 7). Проходя через вихревую трубу, воздух охлаждается и далее по линии 4 возвращается обратно в холодильную камеру.

В то же самое время на основной вход вихревой трубы по пневмолинии 7 подается воздух, предварительно сжатый в компрессоре 2 до избыточного давления $2,4\text{ МПа}$. Пройдя через вихревую трубу, воздух нагревается и выходит по пневмолинии 5, при этом его давление падает.

После этого горячий поток воздуха охлаждается в теплообменных аппаратах 3 до температуры окружающего воздуха и сжимается в компрессоре 2. После этого воздух подается по линии 6 на вход в теплообменный аппарат 4. Тепловой поток, снимаемый с теплообменных аппаратов 3, можно использовать в целях отопления или в других технологических процессах.

Теплообменный аппарат 4 предназначен для выравнивания температур воздуха, подаваемого на вход основного потока вихревой трубы по пневмолинии 7 и дополнительного потока по пневмолинии 3. Для создания начального избыточного давления в системе 1,2 МПа при запуске установки используется винтовой компрессор 6. В номинальном режиме работы установки кран 7 закрыт, а компрессор 6 отключен.

Основные расчетные параметры работы установки сведены в табл. 2.

Таблица 2. Основные расчетные параметры работы установки на базе вихревой трубы

Наименование параметра	Величина
Температура окружающего воздуха (принята согласно [5]), °С	23,1
Температура в холодильной камере, °С	-18
Температура недорекупации в теплообменных аппаратах*, °С	5
Температура холодного потока воздуха после вихревой трубы, °С	-68,2
Доля холодного полтока вихревой трубы**	1,2
Производительность компрессора 2, $\text{м}^3/\text{мин}$	16

* – величина недоохлаждения (недонагрева) воздуха в противоточных теплообменных аппаратах;

** – отношение массового расхода холодного воздуха к массовому расходу подводимого сжатого воздуха.

Расчет геометрических параметров вихревой трубы заданной производительности был выполнен при помощи компьютерной программы. Результаты расчета: диаметр отверстия диафрагмы 28 мм; длина конусной части 465,6 мм; угол конусности 3,5°; диаметр трубы в начале конусной части 46,6 мм.

По найденным параметрам было подобрано оборудование для холодильной установки на базе вихревой трубы.

1. Винтовой компрессор U-132/13 предназначен для создания начального давления в системе (компрессор 6 на схеме, рис. 3). Производительность 16 $\text{м}^3/\text{мин}$, мощность 132 кВт.
2. Ротационный компрессор – сжатие от 1,3 до 2,5 МПа, производительность 1,5 $\text{м}^3/\text{мин}$, мощность электродвигателя 27,4 кВт (компрессор 2 на схеме, рис. 3).
3. Воздуходувка OMEGA GM 60S, производительность 20,1 $\text{м}^3/\text{мин}$, создание давления на выходе 0,13 МПа, мощность двигателя 15 кВт.
4. Противоточный теплообменный аппарат ХВ 60-1 70 предназначен для охлаждения воздуха после его выхода из горячего конца вихревой трубы, производительность 115 $\text{м}^3/\text{час}$, охлаждение от 128 до 28°С. Для охлаждения используется вода, расход 0,38 $\text{м}^3/\text{час}$.
5. Противоточный теплообменный аппарат ХВ 40-1 60 предназначен для охлаждения воздуха после его выхода из компрессора, производительность 54 $\text{м}^3/\text{час}$, охлаждение от 90 до 28°С. Для охлаждения используется вода, расход 0,34 $\text{м}^3/\text{час}$.
6. Прямоточный теплообменный аппарат ХВ 60-1 70 установлен перед вихревой трубой, расход холодного теплоносителя 1201 $\text{м}^3/\text{час}$, расход горячего теплоносителя 54 $\text{м}^3/\text{час}$.
7. Циркуляционный насос ЦНЛ 25/70-0,18/2, для подачи воды в противоточные теплообменные аппараты ХВ 60-1 70 и ХВ 40-1 60, подача 3,5 $\text{м}^3/\text{час}$, напор 3 м, мощность электродвигателя 0,18 кВт.

В табл. 3 приведены среднегодовые энергетические показатели работы рассматриваемой холодильной установки на базе вихревой трубы.

Таблица 3. Среднегодовые энергетические показатели работы холодильной установки на базе вихревой трубы

Наименование оборудования	Установленная мощность, кВт	Годовая продолжительность работы, час.	Годовое потребление электроэнергии, кВт·час
Ротационный компрессор	27,4	8760	112 160
Воздуходувка	15	8760	61 400
Винтовой компрессор	9,42	576	2 536
Насос	0,18	8760	740
Итого			176 836

Как было отмечено выше, рассматриваемая холодильная установка на базе вихревой трубы обеспечивает холодоснабжение одной камеры холодокомбината. Для обеспечения функционирования всего хладокомбината необходимо 14 аналогичных установок. При этом суммарное количество потребленной электроэнергии за год составит 2 476 000 кВт·час.

В соответствии с учетными данными, имеющимися на хладокомбинате, электропотребление установленного на текущий момент времени холодильного оборудования за 2009 г. составило 1 900 000 кВт · час. Отсюда можно сделать вывод о том, что холодильная установка на базе вихревой трубы в состоянии обеспечить уровень энергопотребления, сопоставимый с существующими парокомпрессионными машинами (чиллерами).

Для оценки экономической целесообразности применения холодильной установки на базе вихревой трубы взамен существующей на рассматриваемом хладокомбинате были рассчитаны как капитальные, так и эксплуатационные затраты для каждой установки. В расчетах был принят тариф на электроэнергию, равный 2,52 руб. / кВт · час.

Таблица 4. Итоговые показатели экономической эффективности рассматриваемых холодильных установок

№ п/п	Наименование параметра	Вариант установки		Изменение показателя (положительное значение – экономия, отрицательное – перерасход)
		Существующая установка на базе чиллера	Установка на базе вихревой трубы	
1	Капитальные затраты, руб./м ³	496,8	456,4	
2	Годовые затраты на эксплуатацию, руб./м ³ :			
	Электроэнергия	145,4	184,5	-39,08
	Холодная вода	1,08	0,38	0,7
	Масло	2,47	2	0,47
	Аммиак (включая доставку)	7,5	0	7,5
	Ремонт	3,92	1,9	2,02
	Заработная плата персонала	51,4	14,4	37
3	Суммарные годовые эксплуатационные затраты, руб./м ³	211,7	203,1	8,59
4	Годовые Амортизационные отчисления, руб./м ³	33,3	23,1	10,15
5	Условно-годовая экономия на эксплуатацию, руб./год			625 000
6	Условно-годовая экономия на эксплуатацию с учетом разницы капитальных затрат, руб./год			1 970 000

Несмотря на относительно низкие энергетические показатели холодильной установки на базе вихревой трубы, приведенные в табл. 4 величины говорят об экономической целесообразности применения последней вместо существующей на рассматриваемом хладокомбинате парокомпрессионной установки (чиллера). Данный результат достигается за счет перечисленных выше преимуществ вихревой трубы, а именно за счет снижения затрат на обслуживание.

Основные выводы

На примере проведенного технико-экономического анализа была показана принципиальная конкурентоспособность холодильно-нагревательных систем на базе вихревой трубы. Результаты данного анализа могут быть распространены и на другие холодильно-нагревательные системы.

1. Крупномасштабные холодильно-нагревательные системы могут быть применены в качестве систем отопления и кондиционирования бытовых, промышленных, складских и других строений.
2. Маломасштабные установки могут быть применены в коттеджах, отдельных квартирах и помещениях. Не менее перспективным является применение климатических систем на базе вихревых труб на транспорте.

Кроме того, с учетом потенциальной возможности увеличения показателя изэнтропного КПД вихревых труб до уровня 80% энергопотребление установок на их основе в ближайшее время может быть значительно уменьшено.

Таким образом, установки на базе вихревой трубы можно считать одним из перспективных направлений развития холодильно-нагревательной техники.

Литература:

1. Пиралишвили Ш. А., Поляев В. М., Сергеев М. Н. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения / Учебно-научный производственный центр «Энергомаш». М., 2000. 415 с.
2. Суслов А. Д., Иванов С. В., Мурашкин А. В. Вихревые аппараты. М.: Машиностроение, 1985. 250 с.
3. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в техники. М.: Машиностроение, 1969 г. 185 с.
4. Азаров А. И. Вихревые трубы нового поколения // Конструктор. Машиностроитель. 2007. №3. С. 18–24.
5. СНиП 23-01-99 «Строительная климатология». 67 с.
6. Пиралишвили Ш. А. Кондиционирование и вентиляция / РГАТА. Рыбинск, 2002. 78 с.
7. Пархимович А. Ю. Имитационное моделирование температурной стратификации закрученных потоков в вихревых хладогенераторов : Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Уфа, 2008. 124 с.
8. Соловьев А. А. Численное и физическое моделирование процессов энерго и фазоразделения в вихревых трубах : Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Уфа, 2008. 152 с.
9. Фузеева А. А. Численное моделирование температурной стратификации в вихревых трубах // Математическое моделирование. 2006. С. 113–120.
10. Derksen J. J. Simulations of confined turbulent vortex flow // Computers & Fluids. 2005. 34. P. 301–318.
11. Saeid Akheshmeh, Nader Pourmahmoud, Hasan Sedgi. Numerical study of the temperature separation in the Ranque-Hilsch vortex tube // American J. of Engineering and Applied Sciences. 2008. 1 (3). P. 181–187.
12. Kun Chang, Qing Li, Gang Zhou, Qiang Li. Experimental investigation of vortex tube refrigerator with a divergent hot tube // International journal of refrigeration. 2011. 34. P. 322 – 327.

**Анатолий Вильич Хаит, Екатеринбург, Россия*

Тел. моб.: +7(902)26-02-256; эл. почта: hait@mail.ru