

РАСЧЕТ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ РЕЖИМНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НИЗКОНАПОРНОЙ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ ВОЗДУШНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Рассматриваются низконапорные вихревые трубы, работающие на вентиляторных напорах ($P_B \leq 1,25 \cdot 10^5$ Па) газа и представляющие значительный интерес для использования в качестве расширительных машин холодильных установок систем микроклимата кабин транспортных средств и, прежде всего, машин сельскохозяйственного назначения. Целью статьи является разработка комплексной методики расчёта и выбора конструктивных и режимных параметров низконапорной вихревой трубы и её основных элементов (камеры разделения, соплового ввода диафрагмы, дросселя и развихрителей охлаждённого и нагретого потоков рабочего тела), обеспечивающих реализацию близких к оптимальным показателей температурной и энергетической эффективности с учётом особенностей решаемой задачи и условий эксплуатации. Необходимость разработки обусловлена отсутствием подобных методик. В связи с ограниченным объёмом исследований низконапорных вихревых труб, значительной сложностью и недостаточной изученностью протекающих в них процессов использовался комплексный подход, базирующийся на анализе опубликованных материалов и результатов экспериментальных исследований низкотемпературных вихревых труб, проведенных авторами в широком диапазоне изменения конструктивных параметров (длины камеры разделения, диаметра диафрагмы и т.п.), срабатываемых напоров ($0,10 \cdot 10^5 \text{ Па} \leq \Delta P \leq 0,25 \cdot 10^5 \text{ Па}$) и массовой доли потока охлаждённого газа ($0,2 \leq \mu \leq 0,8$). Предложена новая методика проектирования низконапорных вихревых труб и разработаны рекомендации, учитывающие особенности решаемой задачи. Полученные результаты позволят проектировать системы микроклимата, характеризующиеся высоким уровнем экологичности, технологичности и низкой стоимостью.

Розглянуто низконапірні вихрові труби, що працюють на вентиляторних напорах ($P_B \leq 1,25 \cdot 10^5$ Па) газу і становлять значний інтерес для використання як розширювальні машини холодильних установок систем мікроклімату кабін транспортних засобів і, перш за все, машин сільськогосподарського призначення. Метою статті є розробка комплексної методики розрахунку і вибору конструктивних і режимних параметрів низконапірної вихрової труби та її основних елементів (камери розділення, соплового вводу діафрагми, дроселя і розвихрювачів охолодженого і нагрітого потоків робочого тіла), що забезпечують реалізацію близьких до оптимальних показників температурної і енергетичної ефективності з урахуванням особливостей вирішуваної задачі і умов експлуатації. Необхідність розробки обумовлена відсутністю подібних методик. У зв'язку з обмеженням об'ємом досліджень низконапірних вихрових труб, значною складністю і недостатньою вивченістю процесів, що відбуваються у них, використовувався комплексний підхід, що базується на аналізі опублікованих матеріалів і результатів експериментальних досліджень низкотемпературних вихрових труб, проведених авторами в широкому діапазоні зміни конструктивних параметрів (довжини камери розділення, діаметру діафрагми і т. п.), напорів, що спрацьовують ($0,10 \cdot 10^5 \text{ Па} \leq \Delta P \leq 0,25 \cdot 10^5 \text{ Па}$), і масової частки потоку охолодженого газу ($0,2 \leq \mu \leq 0,8$). Запропоновано нову методику проектування низконапірних вихрових труб і розроблено рекомендації, що враховують особливості вирішуваної задачі. Одержані результати дозволять проектувати системи мікроклімату, що характеризуються високим рівнем екологічності, технологічності і низькою вартістю.

Vortical low-pressure tubes operating on fan gas pressures ($P_B \leq 1,25 \cdot 10^5$ Pa) and being of interest in refrigerating expanded machines for microclimate systems of transportation cabs and primarily, agricultural machines are examined. The paper aim is to develop a complex procedure of the design and the selection of the structural and operating conditions of the vertical low-pressure tube and its basic elements (separation chamber, nozzle diaphragm inlet, throttle and devices for developing vortexes of cooled and heat flows of working medium) providing realization of near-optimal indexes of the temperature and power efficiency considering the special features of the solvable problem and operation conditions. The need for the development is conditioned by the lack of similar procedures. Since vertical low-pressure tubes have not been adequately investigated, a complex approach, based on the analysis of the published materials and results of experimental investigations of vertical low-pressure tubes in a wide range of variations in structural parameters (length of separation chamber, diameter of diaphragm, etc.), operation pressure ($0,10 \cdot 10^5 \text{ Pa} \leq \Delta P \leq 0,25 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) and fraction of total mass of the cooled gas flow ($0,2 \leq \mu \leq 0,8$), is employed. A new design procedure for vertical low-pressure tubes is proposed and recommendations are made considering the special features of this problem. The results obtained can be used in the design of microclimate systems characterized by a high level of ecological safety, adaptability to manufacture and low cost.

Холодильные установки, использующие воздух в качестве рабочего тела расширительных машин, являются, несмотря на сравнительно низкие значения холодильного коэффициента, объектом повышенного интереса разработчиков систем микроклимата кабин различного рода транспортных средств, в том числе сельскохозяйственного назначения [1]. Это объясняется их экологичностью, надёжностью, простотой ремонта и обслуживания и низкой стоимостью.

В наибольшей мере указанные достоинства могут быть реализованы при использовании в качестве расширительных машин подобных холодильных установок низконапорных вихревых труб (НВТ), работающих на вентиляторных напорах воздуха $P_{ex} = (1,15 - 1,25) \cdot 10^5$ Па [2].

Однако имеющиеся результаты немногочисленных исследований НВТ [2, 3], характеризующихся сложностью и многочисленностью факторов, влияющих на характер протекающих в них газодинамических и тепломассообменных процессов, не могут быть использованы для однозначного определения расчётным путём рациональных значений режимных и конструктивных параметров НВТ и их основных элементов с учетом условий решаемой задачи. Имеющиеся в опубликованных источниках [4, 5] рекомендации и методические материалы базируются, в основном, на экспериментальных данных, полученных при исследовании высоконапорных вихревых труб, работающих при сверхкритических перепадах давления. Изложенное обусловило необходимость проведения систематических экспериментальных исследований НВТ в широком диапазоне изменения их конструктивных и режимных параметров с целью разработки адекватных методических подходов к их проектированию.

Вихревая труба (ВТ), типичная конструктивная схема которой приведена на рис. 1, является одним из видов струйных трансформаторов тепла.

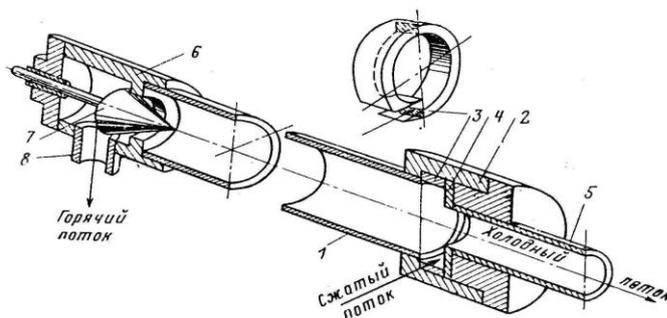


Рис. 1

Работа ВТ осуществляется следующим образом. Поток сжатого газа с температурой T_B подводится к соплу 3, закручивается в его улитке и входит в камеру разделения 1 (гладкостенную трубу), где в процессе движения разделяется на два потока – холодный и горячий (эффект Ранка – Хилша).

Холодный поток газа с температурой T_X , меньшей, чем T_B , выводится из ВТ через диафрагму 4 в выходной трубопровод 5 для охлажденного газа.

Горячий поток с температурой T_G , большей, чем T_B , отводится из ВТ по трубопроводу 8 для нагретого газа.

Изменение расходов и температур холодного и горячего потоков осуществляется регулировочным дросселем 6, включающем подвижный элемент 7.

Разделение входящего потока на горячий и холодный, происходящее в ВТ, является следствием сложных газодинамических процессов, адекватное описание и точные методы расчета которых в настоящее время отсутствуют [4, 5].

Имеющиеся многочисленные экспериментальные данные наиболее убедительно объясняет модель, предложенная А.Ф. Гуцалом [6]. В соответствии с этой моделью температурное разделение входящего в ВТ газового потока является следствием:

- турбулентности входящего из сопла в камеру разделения неоднородного по скорости тангенциального потока газа;
- центробежной сепарации неоднородных по величине тангенциальной скорости турбулентных микрообъектов газа, сопровождающейся перемещением «медленных» элементов с изначально малым запасом кинетической энергии в центральные слои формирующегося в камере разделения вихря (аналогия с движением «чайнок» в размешиваемой в стакане жидкостью);
- последующего адиабатического расширения «медленных» турбулентных микрообъектов с охлаждением содержащегося в них газа.

Предложенная модель температурного разделения не только качественно объясняет весь массив достоверных экспериментальных данных, опубликованных к настоящему времени, но и позволяет обоснованно подходить к выбору рациональных конструктивных параметров основных элементов ВТ и определению её характеристик с учетом требований решаемой задачи.

Основными характеристиками, определяющими совершенство конструктивной схемы и рациональность значений режимных параметров рабочего процесса ВТ, являются её температурная и энергетическая эффективность и холодильный коэффициент [7].

Под температурной эффективностью η_t вихревой трубы принято понимать степень приближения получаемого в ней перепада температур $\Delta T_X = T_B - T_X$ к перепаду температур, реализуемому при адиабатическом расширении газа при тех же давлениях – ΔT_{ad} . Выражение для температурной эффективности имеет вид

$$\eta_t = \frac{\Delta T_X}{\Delta T_{ad}} = \frac{T_B - T_X}{T_B \cdot \left[1 - \left(\frac{P_X}{P_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

где T_B, P_B – температура и давление газа на входе в ВТ; T_X, P_X – температура и давление холодного потока газа на выходе из ВТ; k – показатель адиабаты газа.

Энергетическая эффективность ВТ, используемой в качестве генератора холода, характеризующая соотношение между холодильными коэффициентами ВТ и воздушной холодильной машины с идеальным детендером, работа которого не используется, определяется соотношением

$$\eta_e = \mu \cdot \eta_t,$$

где μ – массовая доля холодного потока воздуха.

Величина μ изменяется в пределах $0 \leq \mu \leq 1$.

Для случая постоянной теплоемкости газа C_p значение холодильного коэффициента газовой холодильной машины определяется выражением

$$\varepsilon_{BT} = \frac{\mu \cdot (T_B - T_X) \cdot \eta_k}{(T_{сж}^k - T_B)},$$

где $T_{сж}^k$ – температура сжатого газа на выходе из компрессора.

Во многих случаях определяющим критерием при выборе конструктивных и режимных параметров ВТ является холодопроизводительность, зависящая, при прочих равных условиях, не только от ΔT_X , но и от массового расхода холодного потока газа \dot{m}_X .

$$Q_X = \dot{m}_X \cdot \Delta T_X \cdot C_p = \mu \cdot \dot{m}_\Sigma \cdot \Delta T_X \cdot C_p.$$

Следует иметь в виду, что максимум холодопроизводительности не совпадает с минимальными значениями температуры холодного потока. Это объясняется тем, что с увеличением μ начинает уменьшаться ΔT_X , поэтому всегда максимальное значение холодопроизводительности достигается при менее низких температурах холодного потока T_X . Показатели холодопроизводительности могут быть улучшены путем использования охлаждаемых труб и впрыска жидкости за сопловой участок [4, 6, 7].

Экспериментальные исследования температурной и энергетической эффективности НВТ проводились на геометрически подобных вихревых трубах с камерой разделения постоянного по длине диаметра d_T и соотношениями площадей сечений камеры разделения F_T , соплового ввода F_C и диафрагмы F_δ , близкими к установленным экспериментально [2 – 4] оптимальным значениям ($F_T : F_C : F_\delta = 4 : 1 : 1$), при изменении значений определяющих конструктивных и режимных параметров в следующих диапазонах:

$$0,035 \text{ м} \leq d_T \leq 0,060, \text{ м};$$

$$0,42 \leq \bar{d}_\delta = \frac{d_\delta}{d_T} \leq 0,77;$$

$$0,12 \cdot 10^5 \text{ Па} \leq \Delta P = P_B - P_X \leq 0,22 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$0,2 \leq \mu \leq 0,8.$$

Результаты экспериментов, представленные в виде зависимостей максимально достижимых значений температурной η_t^{\max} и энергетической η_e^{\max} эффективностей в зависимости от μ , приведены на графиках рис. 2.

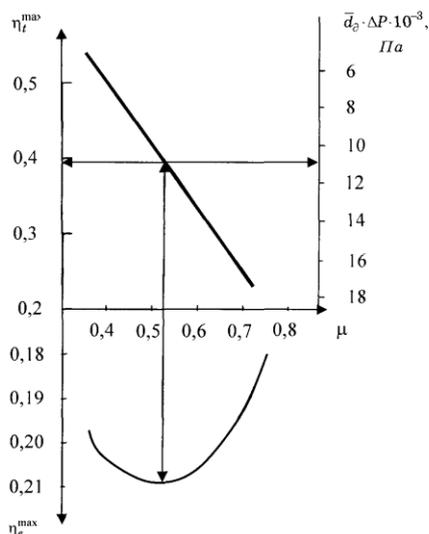


Рис. 2

Здесь же приведены соответствующие η_t^{\max} и η_e^{\max} значения комплекса $(\bar{d}_c \cdot \Delta P)$. Дополнительное повышение температурной эффективности ВТ может быть обеспечено введением в камеру разделения воды.

В опубликованных материалах [9] содержатся рекомендации по выбору рациональных расходов воды, относящиеся к высоконапорным ВТ. Авторами исследовалась эффективность указанного метода применительно к использованию в НВТ.

Эксперименты по определению влияния впрыска воды в засопловую часть камеры разделения позволили установить следующее:

- ввод охлаждающей диспергированной воды интенсифицирует процессы теплообмена за счет увеличения поверхности капель, испаряющихся в засопловой зоне, не оказывая существенного влияния на влагосодержание холодного потока на выходе из НВТ;

- прирост влажности горячего потока пропорционален параметру $L_T \cdot d_T$, где L_T – длина камеры разделения;

- снижение температур холодного и горячего потоков пропорционально количеству испарившейся в камере разделения воды;

- максимально возможный эффект дополнительного охлаждения холодного потока в НВТ составляет (2–4) К и достигается при расходе воды $\dot{m}_B = (2,5 - 3,0) \cdot 10^{-3}$ кг/м³. Увеличение подачи воды сверх указанных значений приводит к снижению эффекта дополнительного охлаждения, вследствие конденсации паров воды при частичном переходе движущегося по периферии трубы увлажнённого газа в охлажденный центральный поток с выделением в нём соответствующего количества тепла.

В целом полученные экспериментально характеристики низконапорных вихревых труб позволяют судить об оптимальности той или иной конструкции НВТ и режима её рабочего процесса. Однако их непосредственное использование для выбора соответствующих этим оптимальным (или рациональным) значениям показателей эффективности конструктивной схемы проектируемой НВТ и её основных элементов, прежде всего: формы камеры разделения и её геометрических характеристик; формы и проходного сечения соплового ввода; диаметра отверстия диафрагмы, его конструктивного оформления и конструкции регулировочного дросселя не представляется возможным.

Ниже приведены рекомендации по выбору конструктивных схем и параметров перечисленных деталей и узлов, полученные на основе анализа опубликованных данных [3 – 6] и результатов экспериментальных исследований НВТ, проведенных авторами.

Камера разделения. Рабочий участок камеры разделения НВТ из технологических соображений целесообразно выполнять цилиндрической формы (см. рис. 1), даже при работе на больших значениях μ . Это обусловлено в том числе тем, что вследствие незначительных, по сравнению с высоконапорными ВТ, подогревов горячего потока в НВТ снижение пропускной способности сечения их горячего конца несущественно [4, 5].

Диаметр камеры разделения ВТ определяется объемным расходом и давлением поступающего в неё газа. В целом для определённого давления и расхода существует оптимальное значение диаметра камеры разделения ВТ, при котором она работает с максимальной температурной (или энергетической) эффективностью.

При выборе относительной длины НВТ целесообразно руководствоваться данными, приведенными в [2, 3], которые основаны на результатах экспериментального исследования влияния длины горячего конца камеры разделения на температурную эффективность ВТ при различных температурных режимах воздуха перед соплом. Их анализ позволяет сделать вывод, что рациональные значения относительной длины камеры разделения находятся в диапазоне

$$\frac{L_T}{d_T} \leq 10 - 20.$$

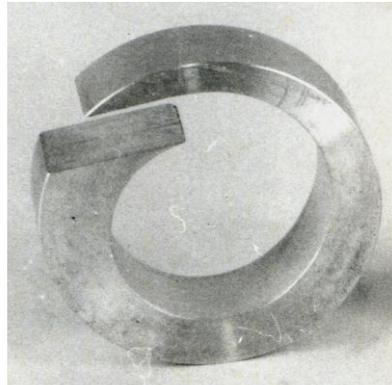


Рис. 3

Сопловой ввод. Экспериментально установлено, что для применения в НВТ целесообразно рекомендовать (в том числе и с технологической точки зрения) плавный спиральный ввод в форме спирали Архимеда с прямоугольным входным сечением (см. рис. 3)

При этом наибольший температурный эффект по охлаждению газа обеспечивается соплом, эквивалентный диаметр которого

$$d_{\text{эkv}} = \frac{4 \cdot F}{U},$$

где F – площадь поперечного сечения сопла; U – периметр, равный половине диаметра ВТ.

Ширина b и высота h_c прямоугольного сопла связаны соотношением $\frac{b}{h_c} \approx 2$, причем высота сопла должна быть [6] меньше половины радиуса трубы.

Диафрагма. Холодный поток газа, выходящий из ВТ через отверстие в диафрагме, должен иметь максимальную кинетическую энергию, которая определяется тангенциальной и осевой составляющими его скорости. Так как значения последних зависят от диаметра отверстия диафрагмы, то каждому значению μ должно соответствовать оптимальное с точки зрения темпера-

турной (или энергетической) эффективности значение диаметра отверстия диафрагмы.

Результаты экспериментальных исследований, проведенных авторами, свидетельствуют, что для НВТ выбор оптимального значения относительного

$$\text{диаметра отверстия диафрагмы } \left(\bar{d}_o = \frac{d_o}{d_T} \right)$$



Рис. 4

зависит также от срабатываемого на вихревой трубе перепада давлений. В целом, для представляющих практический интерес значений $\mu = 0,5 - 0,75$ целесообразно принимать $\bar{d}_o = 0,65 - 0,75$, соответственно.

Использование диафрагмы с отсекателем (рис. 4), препятствующим смещению стекающего по диафрагме погранслоя с центральным холодным потоком, позволяет, как показывают результаты экспериментов, обеспечить повышение температурной и энергетической эффективностей НВТ вплоть до значений массовой доли холодного потока $\mu = 0,7 - 0,75$, что находится в соответствии с выводами [6].

Регулировочный дроссель. При необходимости изменения массовой

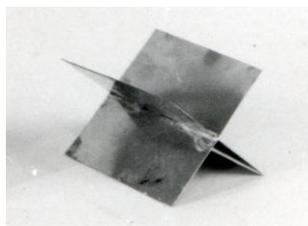


Рис. 5

доли холодного потока при работе ВТ на ее горячем конце устанавливают регулировочный дроссель. Анализ результатов экспериментального исследования НВТ с дросселями различных конструктивных схем показал практическую нечувствительность характеристик НВТ к их конструкции.

Это позволяет считать, что рациональная конструктивная схема регулирующего дросселя должна определяться особенностями компоновки НВТ в составе проектируемого агрегата. Результаты проведенных авторами экспериментов подтвердили отмеченный в ряде работ [3, 4, 5] факт повышения значений показателей эффективности НВТ при установке на горячем конце трубы конструктивного элемента в виде крестовины (рис. 5) или сетки для спрямления газового потока.

Установлено, что для больших значений массовой доли холодного потока ($\mu \geq 0,5$) влияние сетки и крестовины на температурную эффективность НВТ практически одинаково, в то время как энергетическая эффективность НВТ при установке сетки оказывается несколько более высокой.

В качестве рациональной схемы регулирующего дросселя может быть рекомендована конструкция, в которой четырехлопастная крестовина длиной 30 мм совмещена с выполненным в виде конуса регулирующим элементом дросселя (рис. 6).

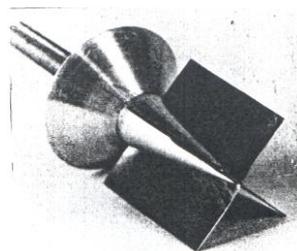


Рис. 6

Использование подобного регулировочного дросселя позволило добиться некоторого снижения T_X , однако, целесообразность применения такой тех-

нологически сложной конструкции дросселя должна определяться конкретными условиями решаемой задачи проектирования НВТ.

В экспериментах с НВТ подтверждено отмеченное в [8] положительное влияние установки четырехлопастного развихрителя холодного потока (рис. 5) в отверстии диафрагмы на эффективность работы отсекающего погранслоя и снижение шумности НВТ.

Одновременное использование развихрителей горячего и холодного потоков позволяет уменьшить длину камеры разделения НВТ до $\frac{L_T}{d_T} \approx 9 - 10$

без снижения показателей её эффективности.

Предлагаемая далее методика расчета проектных и режимных параметров НВТ основана на использовании результатов экспериментальных исследований, изложенных выше. Правомерность такого подхода базируется на следующих положениях, подтвержденных опытными данными:

– абсолютное снижение температуры холодного потока, как и абсолютное повышение температуры горячего потока пропорционально температуре торможения сжатого газа на входе в трубу. Относительное снижение температуры в холодном потоке $\frac{\Delta T_X}{T_B}$, а также относительное повышение температуры в горячем потоке $\frac{\Delta T_G}{T_B}$ не зависят от температуры торможения сжатого газа на входе в вихревую трубу;

– характеристики η_t и η_e вихревой трубы [2] не зависят от её абсолютных геометрических размеров, а определяются только отношением площадей сечений камеры разделения, сопла и диафрагмы, значением срабатываемого перепада давлений ΔP и массовой долей холодного потока газа;

– вихревые трубы, имеющие одинаковые отношения площадей характерных сечений камеры разделения, сопла и диафрагмы, подобны и имеют одинаковые характеристики при одинаковых срабатываемых перепадах давлений.

Исходными данными для расчета проектных и режимных параметров НВТ обычно являются:

- а) теплофизические свойства газа – рабочего тела НВТ;
- б) температура газа на входе в НВТ – T_B ;
- в) температура холодного потока, генерируемого НВТ – T_X ;
- г) холодопроизводительность – Q_X .

Давление холодного потока P_X на выходе из НВТ принимается обычно равным атмосферному ($P_X = P_{нар}$), за исключением особо оговариваемых случаев.

Расчет проектных и режимных параметров НВТ осуществляется в излагаемой ниже последовательности.

1. Определяется значение потребного эффекта охлаждения

$$\Delta T_X = T_B - T_X, \text{ К.}$$

2. Если в дальнейшем требуется определить необходимое давление газа на входе в НВТ $P_B = \Delta P + P_X$, то следует задаться значением массовой доли

холодного потока μ и по графикам рис. 2 определить значение η_t^{\max} , соответствующее, в зависимости от постановки проектной задачи, либо режиму максимальной температурной эффективности η_t^{\max} , либо режиму максимальной экономичности η_e^{\max}

3. По выбранному значению η_t определяется давление газа на входе в вихревую трубу

$$P_B = P_X \cdot \left[1 - \frac{\Delta T_X}{\eta_t \cdot T_B} \right]^{\frac{k-1}{k}}, \text{ Па.}$$

4. По полученному значению P_B уточняется η_t и вновь определяется P_B . Процедура повторяется до тех пор, пока

$$|P_{B_n} - P_{B_{n-1}}| \leq \Delta, \text{ Па,}$$

где Δ – наперёд заданное число.

При этом из графика рис. 2 определяется рациональное значение относительного диаметра отверстия диафрагмы – \bar{d}_θ .

5. В том случае, если давление на входе в ВТ (P_B) задано, то по графикам рис. 2 определяются значения массовой доли холодного потока μ , температурной и энергетической эффективностей ВТ (η_t и η_e соответственно), а также относительного диаметра отверстия диафрагмы \bar{d}_θ . Дальнейший расчет для обоих случаев заключается в определении расхода газа через ВТ и её основных геометрических характеристик.

6. Объёмный расход холодного потока, обеспечивающий заданную холодопроизводительность ВТ, определяется по выражению

$$\dot{Q}_{XП} = \frac{Q_X}{C_p \cdot \Delta T_X \cdot \rho_G}, \text{ м}^3/\text{с,}$$

где ρ_G – плотность газа.

7. Общий расход газа через ВТ $\dot{Q}_{ВТ}$ рассчитывается по формуле

$$\dot{Q}_{ВТ} = \frac{\dot{Q}_{XП}}{\mu} = \frac{Q_X}{\mu \cdot C_p \cdot \rho_G \cdot \Delta T_X}, \text{ м}^3/\text{с.}$$

8. Для диапазона изменения суммарного расхода газа $0,012 \leq \dot{Q}_{ВТ} \leq 0,1$, $\text{м}^3/\text{с}$, диаметр камеры разделения вихревой трубы определяется по зависимости, полученной обработкой данных экспериментальных исследований НВТ с различными геометрическими характеристиками камер разделения

$$d_T \approx 145,5 \cdot \dot{Q}_{ВТ}^3 - 32,5 \cdot \dot{Q}_{ВТ}^2 + 2,8 \cdot \dot{Q}_{ВТ}, \text{ м.}$$

9. Длина камеры разделения выбирается с учётом условий компоновки НВТ в составе холодильной установки из диапазона значений $\bar{L}_T \approx 10 - 20$

или при установке развихрителей холодного и горячего потоков – $\bar{L}_T \approx 9-10$.

10. Определяется площадь сопла ВТ

$$F_C = \frac{\pi \cdot d_T^2}{16}, \text{ м}^2$$

и его геометрические характеристики – ширина b и высота h_c [3, 6]:

$$b = \sqrt{2 \cdot F_C}, \text{ м};$$

$$h_c = \frac{b}{2}, \text{ м},$$

а также диаметр диафрагмы

$$d_\partial = d_T \cdot \bar{d}_\partial, \text{ м}.$$

11. Значение холодильного коэффициента НВТ на расчетном режиме определяется по формуле

$$\varepsilon_{BT} = \mu \cdot \frac{\Delta T_X \cdot \eta_k^{a\partial}}{T_K - T_{НАР}},$$

где T_K – температура газа после сжатия в компрессоре; $\eta_k^{a\partial}$ – адиабатический к.п.д. компрессора; $T_{НАР}$ – температура в окружающей среде.

Выводы. С использованием опубликованных данных и результатов, полученных авторами, и экспериментальных исследований НВТ разработаны:

– методика расчёта и выбора оптимальных (рациональных) значений основных режимных параметров низконапорных вихревых труб;

– рекомендации по выбору рациональных конструктивных схем и геометрических характеристик основных элементов НВТ.

- 1 Мерцалов А. Н. Маркетинговые исследования в тракторостроении / А. Н. Мерцалов, И. Я. Дьяков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1991. – № 7. – С. 11 – 14.
- 2 Мартыновский В. С. Эффект Ранка при низких давлениях / В. С. Мартыновский, А. М. Войтко // Теплоэнергетика. – № 2. – 1961. – С. 80 – 85.
- 3 Дыскин Л. М. Некоторые результаты исследований низконапорных вихревых труб / Л. М. Дыскин, Б. А. Агафонов // Вихревой эффект и его промышленное применение : сб. науч. тр. – Куйбышев : КуАИ. – 1976. – Вып. 2. – С. 90 – 95.
- 4 Меркулов А. А. Вихревой эффект и его применение в технике / А. А. Меркулов. – М. : Машиностроение, 1969. – 177 с.
- 5 Халатов А. А. Теория и практика закрученных потоков / А. А. Халатов. – К. : Наук. думка, 1989. – 142 с.
- 6 Гуцол А. Ф. Эффект Ранка / А. Ф. Гуцол // Успехи физических наук. – 1997. – Т. 167, № 6. – С. 665 – 687.
- 7 Соколов В. Я. Характеристика вихревой трубы / В. Я. Соколов // Теплоэнергетика. – 1966. № 7. – С. 62 – 67.
- 8 Дыскин Л. М. Характеристики вихревой трубы с раскруткой холодного потока / Л. М. Дыскин // ИФЖ. – 1989. – Т. 57, №1. – С. 38 – 41.
- 9 Суслов А. Д. Исследование процесса термовлажностной обработки в вихревой трубе / А. Д. Суслов, Ю. В. Чижиков, И. И. Воробьёв // Изв. ВУЗов. Машиностроение. – 1990. – № 6. – С. 37 – 40.

Институт технической механики
НАН Украины и ГКА Украины,
Государственное предприятие
«Конструкторское бюро «Южное»»,

Получено 31.05.13,
в окончательном варианте 10.06.13

