

В. Н. Павлыш, Г. В. Доценко, В. П. Овсянников, В. Б. Малеев
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Донецкий национальный технический университет», г. Донецк
283001, г. Донецк, ул. Артема, 58

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ВИХРЕВОЙ ПАРОКОНДЕНСАЦИИ В ПРЯМОТОЧНОЙ СИСТЕМЕ ОБЕССОЛИВАНИЯ ШАХТНЫХ ВОД

V. N. Pavlysh, G. V. Dotsenko, V. P. Ovsyannikov, V. B. Maleev
State Educational Institution of Higher Education "Donetsk national technical University", Donetsk
283001, Donetsk, Artyoma str., 58

THE MATHEMATICAL MODELING AND PARAMETERS ANALYSIS OF WHIRLWIND STEAM CONDENSATION APPARATUS IN STRAIGHT-COURSE MINE WATER DISSALT SYSTEM

В.М. Павлиш, Г.В. Доценко, В.П. Овсянников
Державна освітня установа вищої професійної освіти
«Донецький національний технічний університет», м. Донецьк
283001, м. Донецьк, вул. Артема, 58

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЮ ВИХОРЕВОЇ ПАРОКОНДЕНСАЦІЇ В ПРЯМОСТРУМНІЙ СИСТЕМІ ЗНЕСОЛЕННЯ ШАХТНОЇ ВОДИ

Представлены результаты исследования параметров процесса конденсации пара в циклонно-вихревом аппарате методом математического моделирования с целью раскрытия его содержательной части и определения возможности конструктивной доработки конденсатора для повышения производительности прямооточной системы обессоливания шахтных вод.

Ключевые слова: процесс, система, математическая модель, очистка воды, конденсация.

The results of steam condensation process parameters in cyclone-whirlwind apparatus investigation by mathematical modeling method with the aim of its content path discovery and condensate construction perfection abilities determination for straight-course mine water dissalt system productivity raising are represented.

Key words: process, system, mathematical model, water cleaning, condensation.

Представлені результати дослідження параметрів процесу конденсації пари у циклонно-вихровому апараті методом математичного моделювання з метою розкриття його змістовної частини та визначення можливості конструктивної доробки конденсатора для підвищення продуктивності прямооточної системи знесолення шахтної води.

Ключові слова: процес, система, математична модель, очистка води, конденсація.

Актуальность работы. На современном этапе развития промышленности важное значение приобретает проблема расширения знаний о фундаментальных физических процессах и явлениях, на которых основываются передовые технологии. В частности, всё более широкое применение в различных отраслях приобретают аэрогидродинамические, теплообменные, кавитационные и другие процессы. Примером служит текущая ситуация с поиском комплексного решения проблемы откачки шахтных вод, имеющих высокую засоленность, и их дальнейшего использования. Только обессоленную воду можно направить в народно-хозяйственный оборот, в усыхающие реки, озера и Азовское море. Поэтому откачиваемую воду нужно обязательно обессолить, причем соль нужна в сухом виде – для ее дальнейшей переработки, например, в соду. Одним из потенциально возможных способов решения этой задачи является **опреснение и обессоливание воды дистилляцией, что** требует масштабного применения теплообменных и энергоемких процедур дистилляции и конденсации воды.

Для развития технологии необходимо совершенствовать техническую базу, что требует всесторонних теоретических и экспериментальных исследований. Как известно, наиболее эффективным методом теоретического исследования сложных процессов является математическое моделирование.

В этой связи тема работы является актуальной.

Цель работы – построение имитационной модели и исследование на её основе процесса конденсации циклонно-вихревыми конденсаторами всего объема водяного пара, генерируемого в прямоточной технологической линии обессоливания шахтной воды для определения путей совершенствования конструкции системы.

Содержание работы

Анализ последних исследований и публикаций. Доказано [1-5], что опреснение высококонцентрированных рассолов экономически выгодно проводить дистилляцией. Это определяет выбор дистилляционного метода обессоливания шахтных вод именно с прямоточной схемой очистки и конденсации чистого пара. Такой подход гарантирует защиту Донбасса от солончаков, засухи агрогодий, полное самообеспечение питьевой водой и возобновление орошения садов и полей.

Для достижения непрерывности технологически необходимых прямоточных процессов с указанными выше массами воды и пара нужны высокоэффективные теплообменники. В промышленности используются теплообменники нескольких типов. По производительным характеристикам наиболее эффективными считаются кожухотрубные и вихревые [6]. Среди них газожидкостные сепараторы и вихревые конденсаторы заметно превосходят аналогичные по назначению устройства всех других типов. Доказательство преимуществ вихревых теплообменников перед кожухотрубными пароконденсаторами представлено в работе [6], причем из существующих вихревых теплообменников максимальную удельную эффективность обеспечивают циклонные вихревые устройства, работающие в гидро- и газодинамических режимах именно в процессах сепарации и конденсации пара.

Известно, что для циклонно-вихревых устройств характерна сильная зависимость эффективности их работы от конструктивных и режимных параметров. По этой причине важным условием применения циклонно-вихревых аппаратов является определение способа выбора таких конструктивных и режимных характеристик, которые обеспечивали бы высокую эффективность процесса конденсации, как необходимое условие конденсации 100% пара, поступившего в теплообменник прямоточной технологической схемы. Решению этой задачи и посвящена данная статья.

Существует ряд подходов к расчету процесса конденсации. Математическая модель конденсации пара строится на системе базовых классических уравнений состояния среды. Это уравнения движения Навье-Стокса, теплопроводности или энергии, сплошности или неразрывности. Дополняют их частные зависимости, которые формируют картину общего движения среды в вихревой камере. Они специфические – для разных классов и конструкций и, даже, режимных особенностей аппаратов, являющихся своего рода «вихревыми трубами» [7].

Наибольшую сложность имеют формулировки граничных условий, описывающих процесс фазового перехода при конденсации в паровом пограничном слое – в пленке конденсата. В силу нелинейности многих зависимостей затрудняется аналитическое исследование полной математической модели. Поэтому разработчики используют доказанные в работах Нуссельта [8] упрощения, позволяющие осуществить математическое (имитационное) моделирование процесса теплообмена при конденсации пара. Допущения, ставшие уже общепринятыми, следующие:

- все процессы конденсации квазистационарны;
- температура стенок теплообменника (поверхность конденсации) постоянна;
- течение пленки конденсата ламинарно;
- силы инерции в пленке значительно слабее сил вязкости и тяжести;
- физические свойства конденсата не зависят от температуры;
- нет передачи тепла теплопроводностью поперек пленки конденсата;
- поверхностное натяжение пленки конденсата постоянно;
- межфазное трение не учитывается;
- не учитывается температурный скачок на границе раздела фаз;
- пар считается сухим насыщенным.

С соблюдением указанных выше положений в работе [6] построена математическая модель, выполнено имитационное моделирование конденсации пара в закрученном потоке и представлен алгоритм расчета параметров вихревой конденсации водяного пара в поле центробежных сил однострубно-циклонного аппарата с водяным охлаждением, который представлен на рис. 1. Размеры вихревой трубы каждой секции конденсатора имеют следующие значения:

- высота секции – 0,220 м;
- внутренний диаметр секции – 0,200 м;
- площадь сечения секции – $314,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- внутренний объем секции – $6911,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$;
- площадь внутренней поверхности секции, $1382,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- объем водяной полости секции – $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$;
- внутренний диаметр трубок водяного охлаждения – $12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Результаты экспериментов на вихревом конденсаторе при объемах поступающего на конденсацию пара от $2,30 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ до $4,70 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ со скоростью от 4.3 м/с до 10 м/с подтвердили работоспособность их конструкции при приведенных выше характеристиках вихревого режима и габаритов, но главное – достаточную обоснованность принятых теоретических положений и выводов [6].

Важно, что в данной конструкции циклонно-вихревого конденсатора достигнут режим полной конденсации всего объема входящего в циклон водяного пара со скоростями от 4.5 м/с до 10 м/с, что удовлетворяет обязательному условию применения таких аппаратов в прямоточной технологической схеме дистилляции. Поэтому после выбора конструкции конденсатора, следующей стоит задача масштабирования его производительности.

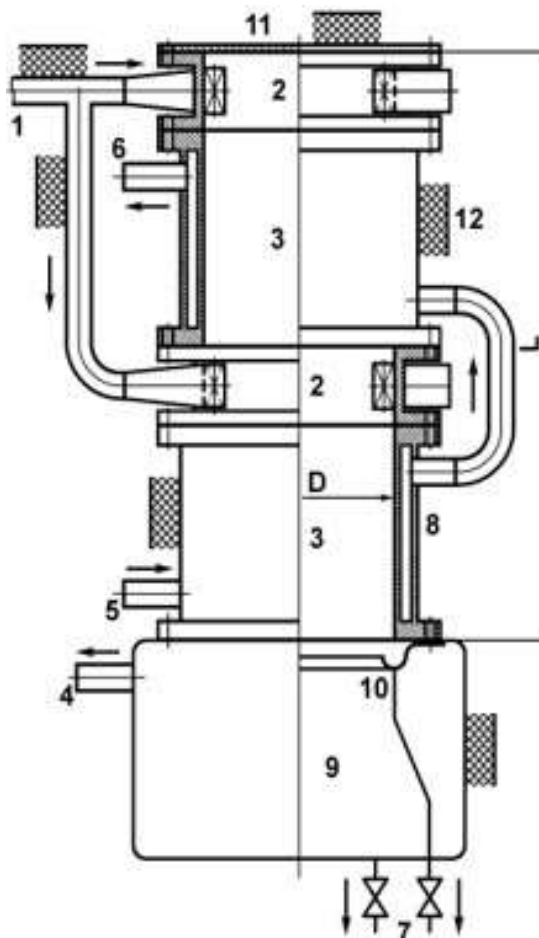


Рисунок 1 – Конструкция вихревого конденсатора:

- 1, 2 – тангенциальная подача пара в вихревую трубу, не имеющую дна (поэтому есть свободный подсос атмосферного воздуха, ухудшающего условия конденсации оставшегося пара); 3 – циклон;
 4 – отвод пара, не сконденсировавшегося; 5, 6 – ввод и выход охлаждающей воды;
 7 – слив конденсата; 8 – охлаждающая водяная рубашка; 9, 10 – приемный бак и уловитель конденсата; 11 – глухая крышка; 12 – тепловая изоляция аппарата

В [6] показано, что скорость конденсации определяется следующим образом:

$$M_r = S_t \cdot L \cdot \rho_B \quad (1)$$

$$S_t = \pi \cdot d \cdot \delta_t \quad (2)$$

$$\delta_t = 0.0008 / (2+3 \cdot d) \text{ м/с}, \quad (3)$$

где M_r – скорость конденсации пара, кг/с; S_t – площадь сечения трубы, занимаемая за 1 секунду сконденсированной водой, м²/с; L – высота активной поверхности конденсации цилиндра циклона, м; ρ_B – плотность воды, 1000 кг/м³; d – внутренний диаметр поверхности конденсации цилиндра циклона, м; δ_t – толщина слоя воды, конденсирующейся за 1 секунду на поверхности конденсации цилиндра циклона, м/с.

Формула для расчета δ_t получена из условия баланса потоков тепла холодной воды ($Q_{холод}$) и пара ($Q_{пар}$) в циклоне через цилиндрическую стенку –

$$Q_{холод} = k_l \cdot L \cdot \pi \cdot \Delta t_{en}, \text{ Вт}, \quad (4)$$

и равный ему теплоток со стороны пара –

$$Q_{\text{пар}} = M_r \cdot r_n, \text{ Вт}, \quad (5)$$

где k_l – линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м·°С); Δt_{en} – разность температур сред (воды и пара) циркулирующих по разные стороны стенки вихревого конденсатора, °С); r_n – удельная теплота конденсации пара, кДж/кг;

$$k_l = d / (0.001 \cdot (2 + 3 \cdot d)) \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)}. \quad (6)$$

Преобразования выполнены при условии, что максимум $r_n = 2500$ кДж/кг, а Δt_{en} – не менее 20°С, при рекомендуемом [6] оптимальном значении $L = 3 \cdot d$.

Второй из основных факторов влияния на производительность камеры конденсации пара – толщина пленки конденсата, которая определяется коэффициентом теплопередачи через пленку конденсирующейся воды. Коэффициент теплопередачи (α) является обратной функцией толщины конденсатной пленки:

$$\alpha = \lambda / \delta, \quad (7)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С); δ – толщина пленки конденсата, м. В соответствии с динамикой процесса обновления теплообменного слоя на стенках камеры толщина пленки конденсата периодически изменяется: ее толщина нарастает от нуля до δ_{max} по вертикальной оси циклона и, затем, происходит срыв воды вниз – в накопительный бак

$$\delta_{\text{max}} = \sqrt[3]{\frac{16G_K v}{\rho_K D g \pi}}, \quad (8)$$

где G_K – массовый расход конденсирующегося пара, кг/с; D – диаметр камеры конденсации циклонного аппарата, м; v – удельный объем конденсата, м³/кг; ρ_K – плотность конденсата, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с². По ходу цикла теплопроводность также изменяется от максимума до минимума.

При проектировании циклонного аппарата в [6] рекомендовано конструктивные и режимные параметры выбирать так, чтобы $\delta_{\text{max}} < 2$ мм, хотя установлено, что эффективный теплообмен происходит при тонкой пленке – до 1 мм. В этой связи в состав камеры циклона целесообразно ввести механизм периодического съема-среза пленки конденсата, т.к. ее утонение в k -раз обеспечивает согласно уравнения (3) в k – раз увеличение коэффициента теплопередачи, а значит и пропорциональное ему увеличение производительности камеры конденсации пара в циклонном вихревом конденсаторе.

Следующий, третий фактор, позволяющий интенсифицировать поглощение выделяемого конденсируемым паром тепла – теплоемкость охлаждающей стенки теплообменной камеры. В нашем прототипе циклонно-вихревого аппарата – [6], стенка охлаждается холодной водой с температурой в диапазоне от 50°С до 80°С при температуре входного пара от 110°С до 140°С. То есть экспериментально доказана эффективная для вихревой конденсации разница температур охлаждающей воды и пара – 60°С. При этом тепло, отдаваемое паром идет на нагрев воды на 60°С. Но известно, чтобы нагреть 1 кг воды, охлаждающей стенки конденсационной камеры на 60 градусов, нужно затратить (отобрать у пара) энергию $4,2 \cdot 60 = 252$ кДж. Но такое же количество охлаждающей воды, преобразованное в пар отберет из вихревой камеры почти в 6 (шесть) раз больше тепла. Поэтому целесообразно применить иной механизм теплоотбора, при котором охлаждающая вода не только нагревается до

кипения, а и испаряется на охлаждающей стенке камеры, увеличивая при этом пропорционально большее – в 6 раз поглощение тепла от пара. Так повышается производительность вихревого конденсатора пара.

Реализацию этого механизма охлаждения стенок камеры конденсации пара вихревого циклонного аппарата целесообразно выполнять за счет увлажнения всех коаксиальных наружных стенок камеры с обеспечением их непрерывной вентиляции. Данный подход должен повысить производительность конденсатора пара, что является важнейшим фактором для прямоточной технологической схемы.

Четвертый фактор, позволяющий достичь полной конденсации всего поступающего пара в циклонно-вихревом аппарате за счет исключения входа в камеру конденсации атмосферного воздуха, что наблюдалось в экспериментах [6]. Как известно, объемы пара и конденсируемой из него воды разнятся в сотни раз. Поэтому целесообразно теплообменную камеру по ходу конденсации пара сузить вниз по направлению стекания воды в накопительный бак и заблокировать гидрозатвором выброс в атмосферу пара, не успевшего еще сконденсироваться. Этим самым исключается возможность подсоса атмосферного воздуха в камеру конденсации, где резко падает давление с уменьшением объема пара при его фазовом переходе в жидкость, что исключает создание теплоизоляционной воздушной подушки на поверхности пленки конденсата и сохраняет ее высокую теплообменную функцию [6].

Основной материал исследования. Поскольку движения и охлаждение парового вихря в коаксиальной камере конденсатора — это процесс, для моделирования которого требуется рассматривать совокупность целого ряда различных физических явлений: турбулентное движения пара, теплопередачу, конденсацию пара в системе с распределёнными параметрами, то очевидно, что единственным средством создания инструмента для анализа рабочих характеристик вихревого пароконденсатора прямоточной системы обессоливания вод является построение модели движения и охлаждения парового вихря в коаксиальной камере конденсатора методом конечных элементов (МКЭ) [9]. Рисунки 2 – 6 демонстрируют этапы решения данной задачи следующим способом.

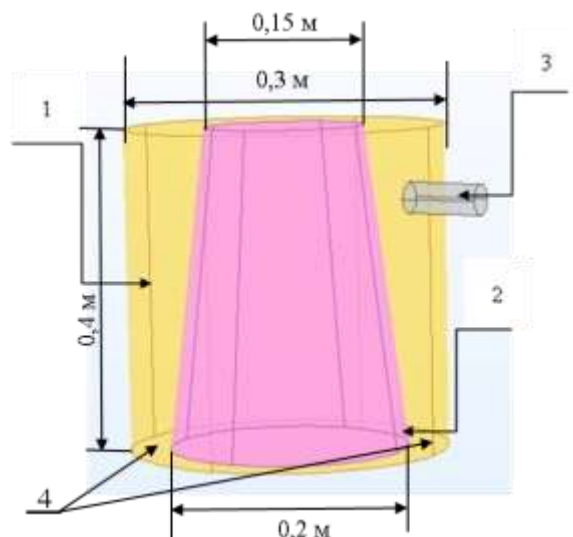


Рисунок 2 – Расчетная схема циклонно-вихревого аппарата с удвоенной площадью теплообмена для конденсации пара:

- 1 – цилиндрическая охлаждающая водяная рубашка; 2 – коническая охлаждающая водяная рубашка;
3 – подвод пара, 4 – нижнее кольцевое сечение для отвода сконденсированного пара

Первым шагом решения задачи является создание геометрической модели (рис. 2). Ориентиром для выбора размеров камеры взяты рекомендации [6], где рекомендован диапазон диаметров циклонно-вихревого аппарата от 0,15 м до $0,3 \times 10^{-3}$ м.

Если брать за основу экспериментально доказанную работоспособность конструкции [6] с диаметром 0,2 м, то для сохранения неизменными начальные условия для поступающего на конденсацию пара в новой конструкции коаксиального типа – это одинаковые объемы камер, тогда диаметр внешний должен быть 0,3 м, а верхний диаметр усеченного конуса – 0,15 м.

Пар поступает через входящий верхний патрубок 3 (рис. 2). Выход сконденсированной воды – вниз в накопительный бак. Рассмотрим основные элементы математической модели, описывающей распределение температуры пара и поле его скоростей в стационарном режиме работы циклонно-вихревого аппарата.

Уравнение теплопроводности имеет вид [6]

$$d_z \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + d_z \rho C_p \vec{u} \nabla T + \nabla \cdot \vec{q} = d_z Q, \quad (9)$$

где $T(x, y, z, t)$ – искомая функция распределения температуры в камере циклонно-вихревого аппарата, $\vec{q} = -d_z k \nabla T$ – тепловой поток, k – коэффициент теплопроводности, $\nabla = \left[\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right]$ – оператор градиента, x, y, z – пространственные координаты в пределах камеры.

Скалярное произведение вектора $\nabla \cdot \vec{q}$ векторного поля \vec{q} известно, как дивергенция вектора $\nabla \cdot \vec{q} = \text{div}(\vec{q}) = \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}$ и является показателем того, в какой степени локальный объем пространства является источником или стоком векторного поля теплового потока \vec{q} .

Уравнение (9) содержит параметры, определяющиеся свойствами охлаждаемого пара: плотность $\rho = \rho(x, y, z, T, \vec{u})$, теплоемкость C_p , а также коэффициент теплопроводности k , который можно считать скалярным. Кроме того, в уравнение (9) входит вектор скорости потока $\vec{u} = \vec{u}(x, y, z, t, T)$ и источник тепла $Q = Q_0$, величина которого в данном случае определяется температурой и скоростью потока пара на входе в подводящий трубопровод 3 (рис. 2).

Поскольку рассматривается установившееся состояние потока пара в камере, то $d_z \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = 0$ и уравнение (9) существенно упрощается:

$$d_z \rho C_p \vec{u} \nabla T = d_z Q \quad (10)$$

и, следовательно, величина d_z не влияет на результаты расчетов.

Для определения величины вектор-функции $\vec{u} = \vec{u}(x, y, z, T)$ необходимо рассмотреть систему дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих движение пара, который в первом приближении будем рассматривать как вязкую жидкость, распространяющуюся в камере циклонно-вихревого аппарата. При установившемся турбулентном течении эти уравнения имеют вид

$$\rho(\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \nabla \cdot [-\rho \vec{I} + \vec{\tau}] + \vec{F}, \quad (11)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0,$$

где I – единичный тензор; $\tau = \eta((\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T) - \frac{2}{3}\eta((\nabla \cdot \vec{u})I) -$ тензор вязких напряжений, $\eta(T)$ – динамическая вязкость пара; \vec{F} – вектор внешних сил. В первом приближении будем считать $\vec{F} = 0$.

Таким образом, для решения поставленной в работе задачи требуется найти решение системы уравнений (10) – (11) с учетом начальных и граничных условий.

Допуская, что в камере охлаждения в начале процесса нет пара, получим:

$$T(x, y, z, 0) = T_e, \tag{12}$$

где T_e температура воздуха, окружающего устройство до начала работы и

$$\vec{u} = \vec{u}(x, y, z, 0, T_B) = 0, \tag{13}$$

то есть до начала расчета скорость потока принимается равной нулю.

Параметры пара, подводимого через патрубок 3 (рис. 2), определяются: динамической вязкостью пара μ Па·с; удельной теплоемкостью; теплоемкостью при постоянном давлении C_p Дж·кг⁻¹·К⁻¹ (в зависимости от температуры); плотностью пара (в зависимости от температуры и давления) ρ кг·м⁻³; теплопроводностью пара (в зависимости от температуры и давления) k Вт·м⁻¹·К⁻¹. Параметры, которые должны быть учтены при анализе условий вихревой пароконденсации в прямоточной системе, – это граничные условия в модели: температура $T_{нар}$ и расход $Q_{нар}$ пара в начальном сечении подвода 3 (рис. 2). Температура $T_{нар}$ – первый варьируемый параметр, причем $Q_{нар}$ принимается равным 0.25 м³·с⁻¹.

Кроме того, считается, что давление в нижнем кольцевом сечении 4 между цилиндрической охлаждающей водяной рубашки 1 и конической охлаждающей водяной рубашкой 2 (рис. 2) постоянно и равно атмосферному $P_0 = 1 \cdot 10^5$ Па.

Модель должна учитывать граничные условия на стенках, то есть на цилиндрической охлаждающей водяной рубашки 1 и на конической охлаждающей водяной рубашке 2 (рис. 2), а также температуру охлаждающей жидкости на этих стенках:

$$\vec{u} = (f_{\vec{v}}(x, y, z, H_{\vec{v}}, R_{\vec{v}}), f_{\vec{e}}(x, y, z, H_{\vec{e}}, R_{\vec{e}\hat{A}}, R_{\vec{e}\hat{I}}), t) = 0, \tag{14}$$

$$T(f_u(x, y, z, H_u, R_u), f_k(x, y, z, H_k, R_{KB}, R_{KH}), t) = T_{охл}, \tag{15}$$

где $f_u(x, y, z, H_u, R_u), f_k(x, y, z, H_k, R_k)$ – уравнения цилиндрической и конической поверхностей;

H_u, R_u, R_{KB}, R_{KH} – соответственно, высота цилиндра, радиус цилиндра, верхний и нижний радиусы конуса. В уравнении (15) вводится второй варьируемый параметр – температура жидкости, охлаждающей цилиндрическую и коническую поверхности $T_{охл}$.

Таким образом, приведенная выше замкнутая система дифференциальных уравнений в частных производных и соответствующие граничные и начальные условия позволяют поучить однозначное решение поставленной задачи, и с учетом значений определенных выше параметров и особенностей их взаимодействия в камере, которая находится между внутренней стенкой наружного цилиндра, верхней крышкой и наружной стенкой усеченного конуса, строится сетка конечных элементов (рис. 3).

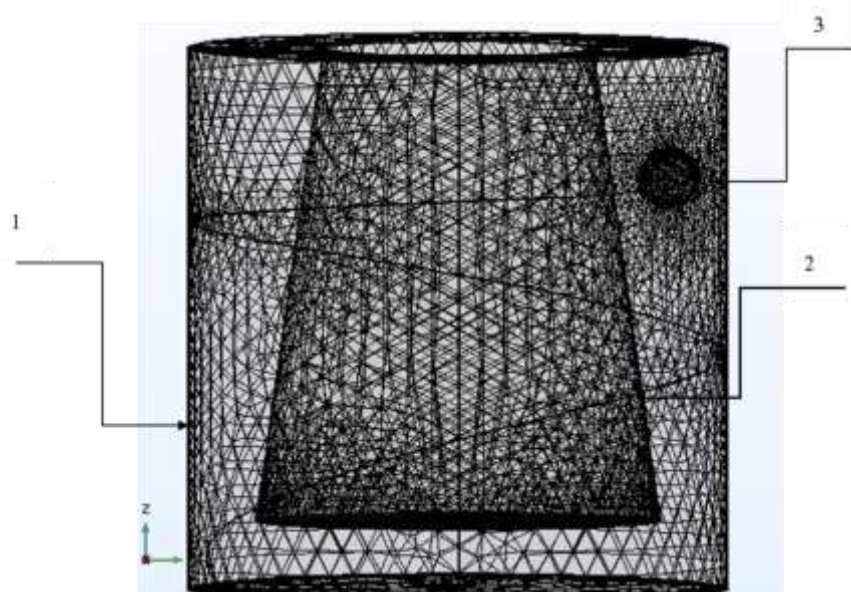


Рисунок 3 – Расчетная сетка МКЭ для коаксиальной камеры конденсации в циклонно-вихревом аппарате: 1 – сетка на цилиндрической охлаждающей водяной рубашке; 2 – сетка на конической охлаждающей водяной рубашке; 3 – сетка на патрубке подвода пара. Complete mesh consists of 70095 domain elements, 6456 boundary elements, and 557 edge elements

Приведенные на рис. 4 результаты моделирования траектории частиц парового вихря в коаксиальной камере конденсатора доказывает существование кругового движения пара в камере и его влияние на эффективность процесса конденсации.

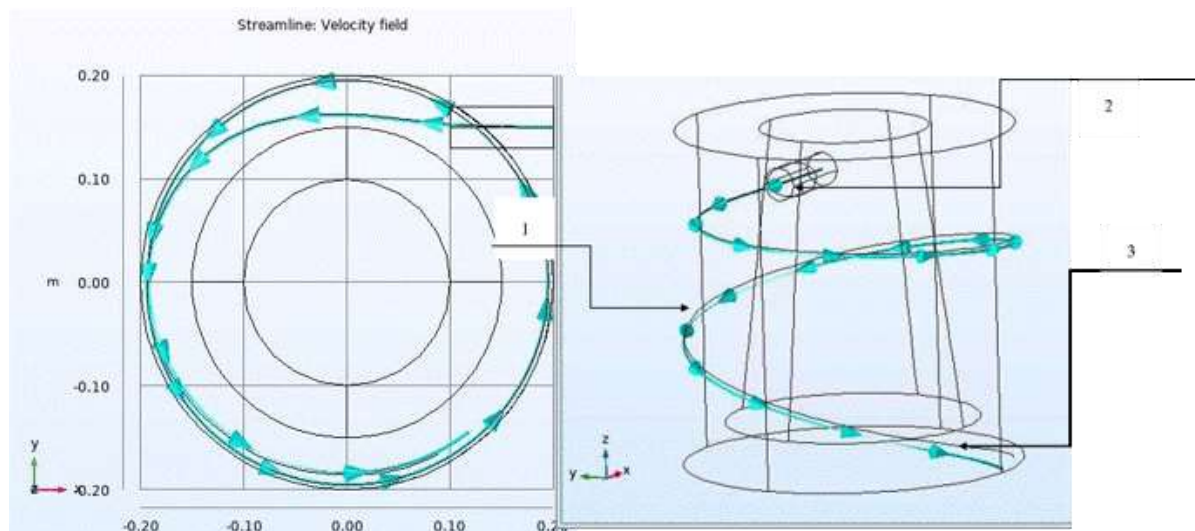


Рисунок 4 – Результаты моделирования траектории частиц парового вихря в коаксиальной камере конденсатора методом МКЭ: 1 – траектории частицы в камере охлаждения; 2 – начальное положение частицы в камере охлаждения; 3 – конечное положение частицы в камере охлаждения

На рис. 5, 6 показаны расчетные поля скорости и температуры пара в камере. Анализ параметров потока пара в камере охлаждения позволяет оценить возможность создания условий конденсации 100% пара, поступившего в теплообменник прямоточной технологической схемы

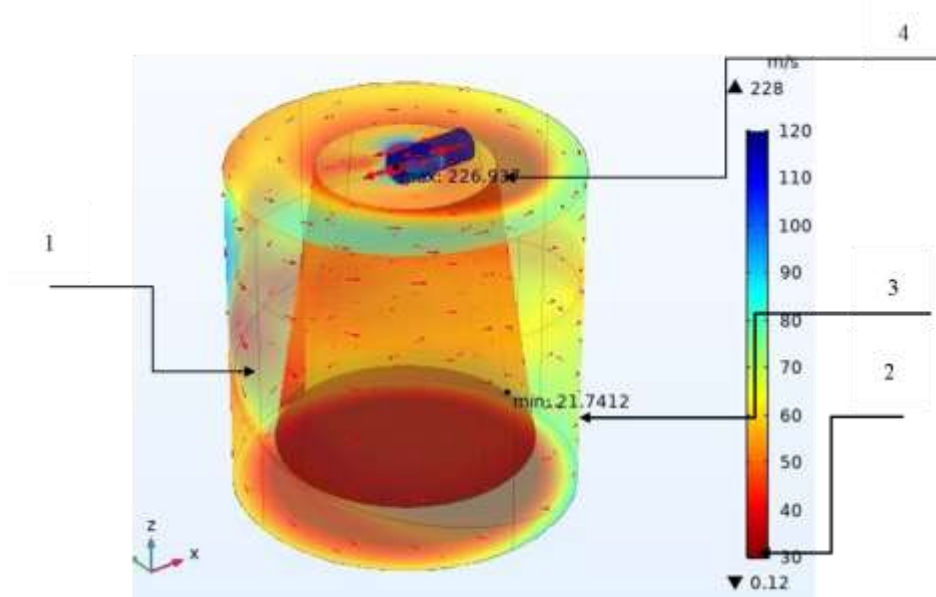


Рисунок 5 – Результаты моделирования поля скорости парового вихря в коаксиальной камере конденсатора методом МКЭ: 1 – поле скоростей в камере охлаждения; 2 – шкала скоростей потока; 3 – минимальная скорость в камере охлаждения; 4 – максимальная скоростей в камере охлаждения

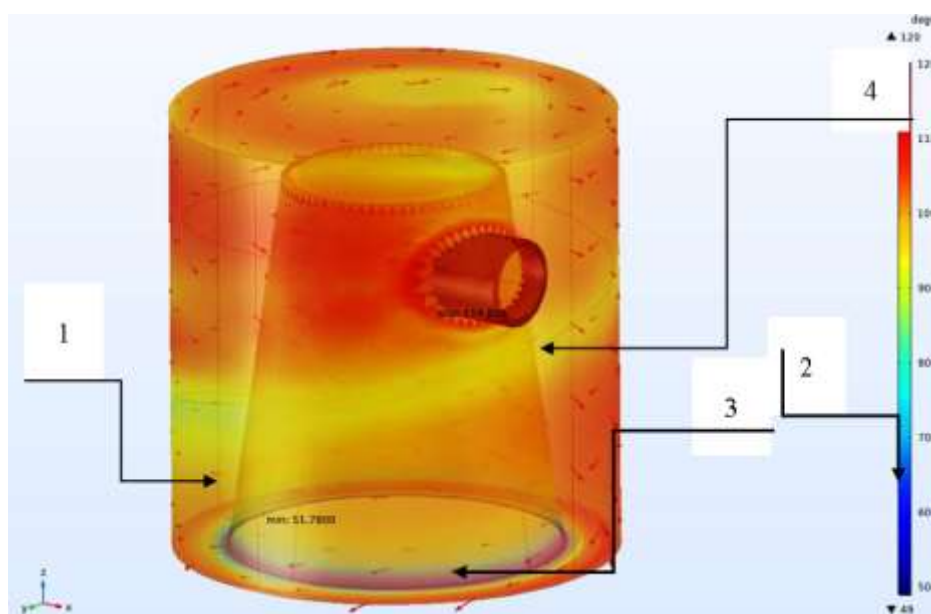


Рисунок 6 – Результаты моделирования поля температуры парового вихря в коаксиальной камере конденсатора методом МКЭ: 1 – поле температур в камере охлаждения; 2 – шкала температур в потоке; 3 – минимальная температура в камере охлаждения $T_{мин}$; 4 – максимальная температура в камере охлаждения $T_{макс}$

Графики на рис. 7 показывают зависимости минимальной температуры в поле температур парового вихря в коаксиальной камере конденсатора $T_{мин}(x, y, z) = \min(T_{пар})$ от температуры охлаждающей жидкости $T_{охл.}$, что позволяет оценить возможность полной пароконденсации пара в прямоточной системе.

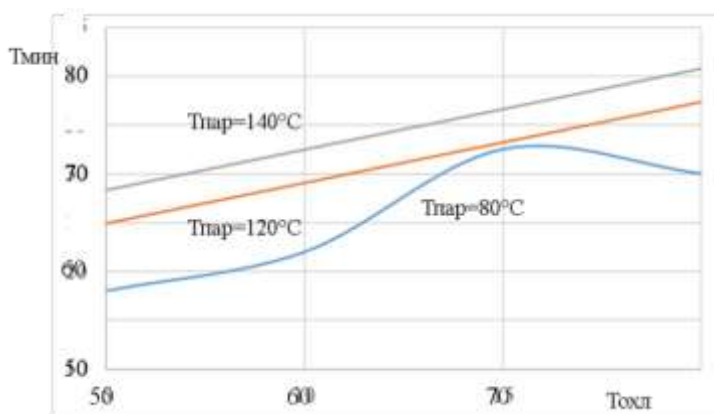


Рисунок 7 – Зависимости минимальной температуры $T_{мин}$ в поле температур парового вихря, формирующегося в коаксиальной камере конденсатора от температуры охлаждающей жидкости

Выводы

Таким образом, представлено решение задачи построения имитационной модели и алгоритмизации расчета на её основе условий конденсации циклонно-вихревыми конденсаторами всего объема водяного пара, генерируемого в прямоточной технологической линии обессоливания шахтной воды. Показана возможность конденсации пара в замкнутой вихревой камере.

Направления дальнейших исследований. С учетом полученных выше результатов предложенный переход к коаксиальной конструкции конденсационной камеры в случае выбора соответствующих параметров, которые могут быть определены с использованием алгоритмов на базе МКЭ, определяет возможность поднять более чем в два раза производительность аппарата и усилить синергетический эффект. Благодаря получаемым возможностям после соответствующих исследований можно применить следующий комплекс решений, направленных на дальнейшее повышение интенсивности парообразования в представленной выше конструкции.

1. Удвоение площади конденсации пара в циклонно-вихревом конденсаторе.

Благодаря применению коаксиальной конструкции вихревой камеры с сохранением поля скоростей парового потока у стенок теплообменника обеспечивается удвоение производительности конденсатора.

2. Изоляция конденсационной камеры от подсоса атмосферного воздуха.

Конструкция «усеченного конуса» для вихревой камеры, внизу заканчивающаяся герметично с ней связанным накопительным баком дистиллированной воды, исключает подсос атмосферного воздуха в вихревую камеру вместо пара-газа, преобразовавшегося в мало объемную жидкость, что исключает создание воздушной теплоизоляционной подушки на поверхности теплообменника, благодаря чему сохраняется стабильная проектная интенсивность конденсации.

3. Переход на высокоэффективную испарительную систему отбора тепла у охлаждаемых стенок коаксиальной вихревой камеры.

Снаружи циклонно-вихревой конденсатор и освободившееся пространство в центре коаксиальной вихревой камеры можно увлажнять холодной водой, обеспечивая достаточную вентиляцию мокрых поверхностей труб. Затраты на испарение воды

превышают затраты на ее нагрев, чем и обеспечивается увеличение скорости теплоотвода и, косвенно, повышается эффективность процесса конденсации [10].

4. Контроль толщины конденсатной пленки.

В коаксиальной вихревой камере конденсатора в пределах проектной высоты парогазовой области можно разместить на верхнем и нижнем ободах диаметрально противоположные пары прижатых к плоскостям конденсации валиков-скребков конденсатной пленки, приводимых в круговое вращение потоком входящего пара, поступающего на конденсацию через патрубок. Для паропривода такой конструкции в верхнем ободке монтируется крыльчатка, на которую направляется входной поток пара. Достигаемая таким образом стабильная минимизация толщины пленки конденсата гарантирует максимальную скорость теплообмена, что удовлетворяет главному требованию высокоэффективного конденсатора.

Список литературы

1. Агеев К. В. Струйно-вихревые рекуператоры для энергосберегающих технологий [Текст] / К. В. Агеев, А. Е. Денисова // Холодильная техника та технологія. – 2015. – № 51 (4). – Одесский национальный политехнический университет. – С. 75–81.
2. Денисова А. Е. Струйно-вихревые рекуператоры как аппараты с активными гидрогазодинамическими режимами [Текст] / А. Е. Денисова, К. В. Агеев // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2015. – № 2. – Одесский национальный политехнический университет. – С. 113–122.
3. Wang C. C. Flow visualization of annular and delta winlet vortex generators in fin-and-tube heat exchanger application [Текст] / C. C. Wang, J. Lo, Y. T. Lin, C. S. Wei // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2002. – Т. 45, № 18. – P. 3803-3815.
4. A study on spanwise heat transfer in a turbulent channel flow - eduction of coherent structures by a conditional sampling technique [Текст] / K. Matsubara, M. Kobayashi, T. Sakai, H. Suto // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 2001. – Т. 22, № 3. – P. 213–219.
5. Heat and fluid flow in a scraped-surface heat exchanger containing a fluid with temperature-dependent [Текст] / A. A. T. Smith, S. K. Wilson, B. R. Duffy, N. Hall-Taylor // Matsubara K., Kobayashi M., Sakai T., Suto H. Journal of Engineering Mathematics. – 2010. – Т. 68, № 3. – P. 301–325.
6. Ляндзберг А. Р. Вихревые теплообменники и конденсация в закрученном потоке [Текст] / А. Р. Ляндзберг, А. С. Латкин. – Петропавловск-Камчатский : КамчатГТУ, 2004. – 149 с.
7. Кутателадзе С. С. и др. К определению коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности [Текст] / Кутателадзе С. С. и др. // Теплоэнергетика. – 1980. – № 4. – С. 5–7.
8. Алексеев В. П. Интегральная оценка качества транспортного вихревого холодильника [Текст] / В. П. Алексеев, А. И. Азаров // Вихревой эффект и его промышленное применение: мат-лы II Всесоюз. науч.-техн. конф. – Куйбышев, 1976. – С. 119–123.
9. Лунева С. К. Моделирование процессов тепломассопереноса в программной среде solidworks/flowsimulation [Текст] / С. К. Лунева // Технично-технологические проблемы сервиса. – № 2(44). – 2018. – С. 27–31. – Санкт-Петербургский государственный экономический университет (СПбГЭУ).
10. Ягов В. В. Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях: учеб. пособие для вузов [Текст] / Ягов В. В. – М. : МЭИ, 2014. – 542 с.
11. Павлыш В. Н. Математическое моделирование процессов функционирования специализированных аппаратов конвективного типа [Текст] / В. Н. Павлыш, Е. В. Перинская // Проблемы искусственного интеллекта. – Донецк : ГУ ИПИИ. – 2015. – № 0(1). – С. 89–98.

References

1. Ageev K. V., Denisova A. E. Struyno-vikhrevyye rekuperatory dlya energosberegayushchikh tekhnologiy [Stream-whirlwind recuperate apparatus for save energy technologies]. *Kholodil'na tekhnika ta tekhnologiya* [Cool technic & technologies] Odessa national technical university, 51 (4), p. 75-81, 2015.
2. Denisova A. E., Ageev K. V. Struyno-vikhrevyye rekuperatory kak apparaty s aktivnymi gidrogazodinamicheskimi rezhimami [Stream-whirlwind recuperate apparatus as apparatus with active hydro- gas-

- dynamic regimes]. *Yenergetika: yekonomika, tekhnologii, yekologiya* [Energetics: economics, technologies, ecology], Odessa national technical university, 2015, No. 2, P. 113-122.
3. Wang C. C., Lo J., Lin Y. T., Wei C. S. Flow visualization of annular and delta wilet vortex generators in fin-and-tube heat exchanger application. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, T. 45, No. 18, p. 3803-3815.
 4. Matsubara K., Kobayashi M., Sakai T., Suto H. A study on spanwise heat transfer in a turbulent channel flow - eduction of coherent structures by a conditional sampling technique. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2001, T. 22, No. 3, p. 213-219.
 5. Smith A. A. T., Wilson S. K., Duffy B. R., Hall-Taylor N. Heat and fluid flow in a scraped-surface heat exchanger containing a fluid with temperature-dependent. *Journal of Engineering Mathematics*, 2010, T. 68, No. 3, p. 301-325.
 6. Landzberg A. R., Latkin A. S. *Vikhrevyye teploobmenniki i kondensatsiya v zakruchennom potoke* [Whirlwind warmth-change and condensation in twirl stream]. Petropavlovsk-Kamchatka, KamchatSTU, 2004, 149 p.
 7. Kutateladze S. S. & oth. K opredeleniyu koeffitsiyenta teplootdachi pri plenochnoy kondensatsii nepodvizhnogo para na vertikal'noy poverkhnosti [The determination of warmth-out coefficient while immovable steam film condensation on vertical surface]. *Teploenergetika* [Warmth-energetics], 1980, No. 4, p. 5-7.
 8. Alekseev V. P., Azarov A. I. Integral'naya otsenka kachestva transportnogo vikhrevogo kholodil'nika [Integral quality evaluation of transport whirlwind cooler]. *Vikhrevoy effekt i yego promyshlennoye primeneniye: mat-ly II Vsesoyuz. nauch.-tekhn. konf.* [Whirlwind effect and its industrial application: Materials of II Intern. science-technical conf.], Kuybyshev, 1976, p. 119-123.
 9. Luneva S. K. Modelirovaniye protsessov teplomassoperenosa v programmnoy srede solidworks/flowsimulation [The modeling of warmth-mass-transfer process in program environment solidworks/flowsimulation]. *Tekhniko-tekhnologicheskiye problemy servisa* [Technical-technological service problems], No. 2(44), 2018, p. 27 – 31, St-Petersburg State Economical University (StPbSEU).
 10. Yagov V. V. *Teploobmen v odnofaznykh sredakh i pri fazovykh prevrashcheniyakh: ucheb. posobiye dlya vuzov* [Warmth-change in mono-phase environments and while phase performance: notebook for high school], M., MEI, 2014, 542 p.
 11. Pavlysh V. N., Perinskaya E. V. Mathematical modeling of functioning processes of special convective type apparatus. *Problems of Artificial Intelligence*, Donetsk, 2015, no. 0(1), pp. 89-98.

RESUME

V. N. Pavlysh, G. V. Dotsenko, V. P. Ovsyannikov, V. B. Maleev
The Mathematical Modeling and Parameters Analysis of Whirlwind Steam
Condensation Apparatus in Straight-Course Mine Water Dissalt System

In various industries, aerohydrodynamic, heat exchange and other processes are becoming more widely used. An example is the current situation of finding a comprehensive solution to the problem of pumping mine water, which is highly salinity, and their further use. One of the potential ways to solve this problem is desalination and desalination of water by distillation, which requires large-scale use of heat exchange and energy-intensive procedures of distillation and condensation of water.

In order to develop technology, the technical base needs to be improved, which requires comprehensive theoretical and experimental research. As you know, the most effective method of theoretical research of complex processes is mathematical modeling.

The aim of the work is to build a simulation model and to study on its basis the condensation process by cyclone-vortex condensate apparatus of the entire volume of water vapor generated in the direct technological line desalination of mine water to determine ways to improve the design of the system.

There are a number of approaches to calculating the condensation process. The mathematical model of vapor condensation is based on a system of basic classical equations of the state of the environment. These are equations of Navier-Stokes movement, thermal

conductivity or energy, solidity or inseparability. Complement their private dependencies, which form a picture of the general movement of the environment in a vortex chamber. They are specific - for different classes and designs and, even, the mode features of the devices, which are a kind of "vortex tubes".

The most difficult are the formulations of boundary conditions, describing the process of phase transition during condensation in the vapor boundary layer – in the film of condensate. Due to the non-linearity of many dependencies, it is difficult to analytically study the complete mathematical model.

The technique of using similarity theory and mathematical modeling can be used to uncover the meaningful part of the vapor condensation process in a cyclone-vortex machine in order to determine the possibility of constructive refinement of the cyclone-vortex capacitor to improve its performance.

Mathematical modeling of the vortex vapor condensation mode in a closed vortex chamber allows to reveal the mechanism of determining the conditions for intensification of vapor condensation in a cyclone-vortex capacitor, which allows to improve the tested structure, the modernization of which allows it to be used as part of a high-performance direct water distillation line.

The proposed transition to the coaxial design of the condensation chamber allows to raise more than twice the performance of the device and enhance the synergistic effect - thanks to the resulting ability to apply a whole range of solutions aimed at further increasing the intensity of steaming in the presented design.

As a result of the completed studies, the solution of the task of constructing a simulation model and algorithmizing the calculation on its basis of condensation conditions by cyclone-vortex capacitors of the entire volume of water vapor generated in the direct technological line desalination of mine water was proposed. The possibility of vapor condensation in a closed vortex chamber is shown.

Based on the results, the proposed transition to the coaxial design of the condensation chamber, in the case of selecting the appropriate parameters, which can be determined using algorithms based on ICE, determines the ability to raise more than twice the performance of the device and enhance the synergistic effect.

РЕЗЮМЕ

В. Н. Павлыш, Г. В. Доценко, В. П. Овсянников, В. Б. Малеев

Математическое моделирование и анализ параметров устройства вихревой пароконденсации в прямоточной системе обессоливания шахтных вод

В различных отраслях всё более широкое применение приобретают аэро-гидродинамические, теплообменные и другие процессы. Примером служит текущая ситуация с поиском комплексного решения проблемы откачки шахтных вод, имеющих высокую засоленность, и их дальнейшего использования. Одним из потенциально возможных способов решения этой задачи является *опреснение и обессоливание воды дистилляцией*, что требует масштабного применения теплообменных и энергоёмких процедур дистилляции и конденсации воды.

Для развития технологии необходимо совершенствовать техническую базу, что требует всесторонних теоретических и экспериментальных исследований. Как известно, наиболее эффективным методом теоретического исследования сложных процессов является математическое моделирование.

Цель работы – построение имитационной модели и исследование на её основе процесса конденсации циклонно-вихревыми конденсаторами всего объема водяного пара, генерируемого в прямоточной технологической линии обессоливания шахтной воды для определения путей совершенствования конструкции системы.

Существует ряд подходов к расчету процесса конденсации. Математическая модель конденсации пара строится на системе базовых классических уравнений состояния среды. Это уравнения движения Навье-Стокса, теплопроводности или энергии, сплошности или неразрывности. Дополняют их частные зависимости, которые формируют картину общего движения среды в вихревой камере. Они специфические – для разных классов и конструкций и, даже, режимных особенностей аппаратов, являющихся своего рода «вихревыми трубами».

Наибольшую сложность имеют формулировки граничных условий, описывающих процесс фазового перехода при конденсации в паровом пограничном слое – в пленке конденсата. В силу нелинейности многих зависимостей затрудняется аналитическое исследование полной математической модели.

Методика использования теории подобия и математического моделирования может быть использована для раскрытия содержательной части процесса конденсации пара в циклонно-вихревом аппарате с целью определения возможности конструктивной доработки циклонно-вихревого конденсатора для повышения его производительности.

Математическое моделирование режима вихревой пароконденсации в замкнутой вихревой камере позволяет раскрыть механизм определения условий для интенсификации конденсации пара в циклонно-вихревом конденсаторе, что позволяет усовершенствовать апробированную конструкцию, модернизация которой позволяет использовать ее в составе высокопроизводительной прямоточной технологической линии дистилляции воды.

Предложенный переход к коаксиальной конструкции конденсационной камеры позволяет поднять более, чем в два раза производительность аппарата и усилить синергетический эффект – благодаря получаемой возможности применить целый комплекс решений, направленных на дальнейшее повышение интенсивности парообразования в представленной конструкции.

В результате выполненных исследований предложено решение задачи построения имитационной модели и алгоритмизации расчета на её основе условий конденсации циклонно-вихревыми конденсаторами всего объема водяного пара, генерируемого в прямоточной технологической линии обессоливания шахтной воды. Показана возможность конденсации пара в замкнутой вихревой камере.

С учетом полученных результатов предложенный переход к коаксиальной конструкции конденсационной камеры в случае выбора соответствующих параметров, которые могут быть определены с использованием алгоритмов на базе МКЭ, определяет возможность поднять более чем в два раза производительность аппарата и усилить синергетический эффект.

Статья поступила в редакцию 05.10.2020.