МЕХАНИКА

УДК 533.6.011.72

С.М. Губанов, А.Ю. Крайнов

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННЫХ РАСЧЕТОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ОСАДИТЕЛЬНЫХ ЕМКОСТЕЙ ПРИ ДЕСУБЛИМАЦИИ ПОТОКА UF_6 И ЛЕГКИХ ПРИМЕСЕЙ[1]

Представлена физико-математическая модель охлаждения холодным воздухом блока осадительных емкостей (ОС) для десублимации потока гексафторида урана с примесями фтороводорода. Модель основана на уравнениях газовой динамики, записанных для разветвленной сети трубопроводов. Представлены результаты расчетов различных вариантов работы блока осадительных ёмкостей. Показано, что технические характеристики серийно изготавливаемой воздушно-холодильной машины ВХМ 0.54/0.6 достаточны для обеспечения технологического процесса десублимации гексафторида урана и фтороводорода в осадительных емкостях.

Ключевые слова: *гексафторид урана*, *примеси*, *охлаждение*, *десублимация*, *математическое моделирование.*

В технологии обогащения ядерных материалов большое внимание уделяется содержанию примесей не только в конечных продуктах, но и на промежуточных стадиях производства. При обогащении урана по легкому изотопу уран-235 в качестве рабочего вещества используется UF_6 (гексафторид урана) в газообразном состоянии. Гексафторид урана (ГФУ) на различных этапах переработки содержит разнообразные примеси, молекулярная масса которых меньше массы UF_6 (так называемые легкие примеси): фториды, оксифториды и оксиды различных металлов и неметаллов, а также компоненты воздуха. При этом содержание фтористого водорода HF в гексафториде урана составляет более 0,032% вес. [1], что значительно превышает суммарное содержание других примесей. При отделении легких примесей из технологических потоков разделительного производства потери основного продукта (уран-235) недопустимы. Отличие парциальных давлений UF_6 и HF при различных температурах является основой процесса очистки основного продукта от легких примесей — гексафторида урана [1].

Путем десублимации ГФУ в цепочке специальных приемных емкостей при ступенчатом понижении температуры в них [2] достигается требуемая степень очистки. На последней ступени очистки, для достижения безопасности производства для окружающей среды, проводится конденсация газовой смеси при температуре 130–80 K (охлаждённый воздух, пары жидкого азота).

В настоящей работе рассматриваются, процессы теплопередачи в осадительных емкостях (ОС), охлаждаемых воздухом, поступающим от воздушно-холо-

[1] Работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Кадры» на 2009–2013 годы при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России, Государственное соглашение № 14.B37.21.0378.

дильной машины с целью моделирования процессов теплообмена в блоке ОС для подтверждения достаточности технических параметров воздушно-холодильной машины типа ВХМ 0.54/0.6.

При разработке математической модели были приняты следующие предположения [3]: сеть трубопроводов представляет систему прямолинейных участков с разветвлениями, поворотами, сопряжениями труб различного диаметра; трубопроводная сеть объединена с атмосферой. В начале трубопроводной системы установлена воздушно-холодильная машина, обеспечивающая необходимый массовый секундный расход охлаждённого до заданной температуры воздуха. Движение газа в прямолинейных участках трубопровода определяют нестационарными одномерными уравнениями газовой динамики [4]. Параметры газа в объёмах сопряжений трубопроводов вычисляют из законов сохранения массы и энергии. Теплообмен между газом и стенками труб описывается законом Ньютона. Изменение температуры внутренней поверхности стенок труб определяют из решения уравнения переноса тепла в стенках. Среднюю величину теплового потока при теплообмене трубопроводов с окружающей средой учитывают через величину теплового потока с внешней границы металлической трубы, находящейся под слоем изоляции.

Записанная с учётом сделанных предположений система уравнений течения газа в прямолинейных участках трубопроводов имеет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} = 0\,; \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho u^2 + p}{\partial x} = -\Pi \tau_w / s\,; \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial u \rho E + pu}{\partial x} = -\Pi \alpha \left(T - T_w\right)/ s\,; \tag{3}$$

$$p = \rho R T\,; \tag{4}$$

$$E = e + u^2/2\,,\ e = \frac{p}{\rho\left(k-1\right)}\,,$$

где x – координата; t – время; ρ – плотность газа; u – скорость; p – давление; T – температура; E – полная энергия газа; e – внутренняя энергия газа; T_w – температура стенок; $s(x)$ – сечение, Π – периметр трубопроводов; k – показатель адиабаты газовой смеси, R – газовая постоянная; τ_w – напряжение трения на стенках трубопроводов; α – коэффициент теплоотдачи.

Уравнения неразрывности (1), движения (2), энергии (3) и состояния идеального газа (4) записываются для всех прямолинейных участков трубопроводной сети.

Коэффициент теплоотдачи и напряжение трения вычисляются по эмпирическим формулам [5]

$$\alpha = \frac{\mathrm{Nu}\,\lambda}{D},\ \mathrm{Nu} = 3,66 + 0,022\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,47}\,,\ \tau_w = \frac{c_f}{8}\rho u\left|u\right|,$$

$$c_f = 0,0032 + \frac{0,221}{\mathrm{Re}^{0,237}},\ \mathrm{Re} = \frac{\rho u D}{\mu},$$

где Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; D – диа-

метр трубопровода; λ, μ – коэффициенты теплопроводности и вязкости газа; c_f – коэффициент сопротивления.

Повороты, разветвления и сопряжения трубопроводов будем представлять объемом заданной величины, к которому пристыкованы трубопроводы, возможно различного диаметра (будем эти места называть зонами сопряжения). Схема объема сопряжения представлена на рис. 1.

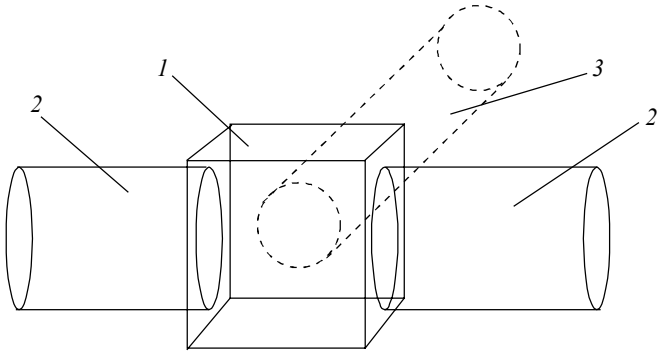

Рис. 1. Схема сопряжения трубопроводов: *1* – объем сопряжения, *2* – распределительный трубопровод, *3* – трубопровод к ОС

Предполагая давление одинаковым по объему, смешение потоков из примыкающих трубопроводов с разными температурами происходит мгновенно, отсутствие трения, запишем законы сохранения массы и энергии для объема сопряжения в виде

$$V\frac{d\rho_V}{dt}=\sum_k G_k\ ; \tag{5}$$

$$V\frac{dE_V}{dt}=\sum_k G_k H_k\ ; \tag{6}$$

$$p=\rho RT\ , \tag{7}$$

где ρ_V – плотность газа в объеме V; $E_V=c_v\rho T$ – его внутренняя энергия; c_v – удельная теплоемкость воздуха при постоянном объеме; T – температура; G_k – потоки массы между объемом V и примыкающим k-м трубопроводом; $H_k=c_pT_k$ – энтальпия газа в потоке G_k; суммы по k берутся по всем трубопроводам, примыкающим к объему V; c_p – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении.

Уравнения неразрывности (5) – (7) записываются для всех прямолинейных участков трубопроводной сети.

В нестационарных условиях газодинамики и теплообмена температура стенок трубопроводов и ОС меняется во времени и влияет на динамику движения холодного воздуха в трубопроводной сети. Так как наибольший градиент температуры формируется в направлении, перпендикулярном стенкам трубопровода, будем моделировать распространение тепла в стенках трубопровода на основе одномерного уравнения теплопроводности в направлении, перпендикулярном стенке во всех точках вдоль трубопроводов:

$$\frac{\partial T_m}{\partial t}=\chi_m\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T_m}{\partial r}\right), \tag{8}$$

с начальными и граничными условиями:

$$T_m(x,r,0) = T_{m,0}\,,\ \frac{\partial T_m(x,R_{\text{in}},t)}{\partial r} = -\alpha\left(T(x,t) - T_m(x,R_{\text{in}},t)\right),\ \frac{\partial T_m(x,R_{\text{out}},t)}{\partial r} = q_m\,, \quad (9)$$

где r – координата в глубь стенок трубопровода; χ_m – коэффициент температуропроводности материала трубопровода, $\chi_m=\lambda_m/(c_m\rho_m)$; λ_m – коэффициент теплопроводности; c_m – удельная теплоемкость; ρ_m – плотность материала трубы; R_{in}, R_{out} – внутренний и внешний радиусы трубопровода, T_m – температура в стенке трубопровода; $T(x,t)$ – температура газа, определяется из решения системы уравнений (1) – (7); $T_m(x,R_{\text{in}},t)$ – температура поверхности внутренних стенок трубопровода; q_m – величина теплового потока, приходящаяся на внешнюю поверхность трубопровода.

Уравнения (8) с условиями (9) записываются для всех точек трубопроводов.

Стенки ОС находятся в теплообмене с протекающим по теплообменным каналам воздухом (рис. 2). Воздух по мере продвижения по теплообменному каналу нагревается. В стенках ОС формируются градиенты температуры и в направлении, перпендикулярном стенке (координата y), и в вертикальном направлении (координата z).

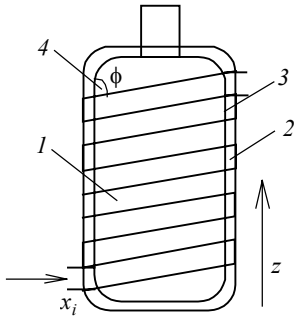

Рис. 2. Схема устройства ОС: *1* – объём для продукта, *2* – теплообменный канал для воздуха, *3* – стенка ёмкости, *4* – угол наклона канала

Предполагая однородность температуры стенок по угловой координате, для описания переноса тепла в боковых стенках ОС запишем уравнение переноса тепла в стенках ОС в двумерном приближении. Пренебрегая кривизной стенок ОС, уравнение теплопроводности запишется в виде

$$\frac{\partial T_n}{\partial t} = \chi_n\left(\frac{\partial^2 T_n}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_n}{\partial z^2}\right), \quad (10)$$

с начальными и граничными условиями:

$$T_n(y,z,0) = T_{n,0}\,,$$

$$\frac{\partial T_n(0,z,t)}{\partial y} = -\alpha\left(T_g - T_n(0,z,t)\right),\quad \frac{\partial T_n(\Delta D,z,t)}{\partial y} = q_n\,, \quad (11)$$

$$\frac{\partial T_n(y,0,t)}{\partial z} = 0\,,\quad \frac{\partial T_n(y,H,t)}{\partial z} = 0\,,$$

где y – координата в глубь стенок ОС; $\chi_л$ – коэффициент температуропроводности материала стенок ОС, $\chi_л = \lambda_л/(c_л\rho_л)$; $\lambda_л$ – коэффициент теплопроводности; $c_л$ – удельная теплоемкость; $\rho_л$ – плотность материала стенок ОС; ΔD – толщина стенок ОС; H – высота боковых стенок ОС; $T_л$ – температура в боковой стенке ОС; T_g – температура газа вблизи поверхности стенок ОС, определяется из решения системы уравнений (1) – (7); $q_л$ – величина теплового потока, приходящаяся на внутреннюю поверхность боковых стенок ОС в процессе конденсации ГФУ.

Температуру поверхности внутренних стенок трубопроводной сети $T_m(x,R_{\text{in}},t)$ определяют из уравнения (8) с краевыми условиями (9). Полученные значения $T_m(x,R_{\text{in}},t)$ используют в уравнении (3) системы (1) – (4): $T_w(x,t) = T_m(x,R_{\text{in}},t)$. По-

этому уравнения (1) – (7) и (8), (9) в зонах трубопроводной сети решают совместно. Температуру поверхности внутренних стенок участков трубопровода, находящегося в контакте со стенками ОС, $T_n(0,z,t)$ определяют из уравнения (10) с условиями (11). Полученные значения $T_n(0,z,t)$ – температура стенок охлаждённого трубопровода в ОС. Величину $T_w(x,t)$, используемую в уравнении (3), определяют с учетом угла между осью z и направлением теплообменного канала ОС в виде $T_w(x,t) = T_n(0,z(x - x_i),t)$, $z(x - x_i) = (x - x_i)\cos(\varphi)$, где φ – угол между направлением трубопровода, находящегося в контакте со стенками ОС и осью z (рис. 2), x_i – координата начала трубопровода, находящегося в контакте со стенками i-й ОС ($i = 1–8$). Поэтому и уравнения (1) – (7) и (10), (11) в зонах трубопроводной сети, относящихся к ОС, решают совместно.

В качестве начальных условий для системы уравнений (1) – (7) задаются начальные распределения давления, температуры и скорости:

$$p(x,0) = p_{\text{н}}, \quad T(x,0) = T_{\text{н}}, \quad u(x,0) = 0 \tag{12}$$

и параметры состояния газа в объемах сопряжений:

$$p_j(0) = p_{\text{н}}, \quad T_j(0) = T_{\text{н}}, \tag{13}$$

индекс «н» – начальные условия.

В качестве граничных условий на входе в трубопроводную систему в месте подачи холодного воздуха задаются значения массового секундного расхода воздуха и его энтальпия, на выходе трубопровода в атмосферу задается значение давления:

$$G(0,t) = \rho_{\text{in}} u_{\text{in}} s_{\text{in}} = G_{\text{in}}, \quad H(0,t) = c_p T_{\text{in}}, \quad p(L,t) = p_0, \tag{14}$$

где G_{in} – заданная величина секундного массового потока холодного воздуха на входе в трубопроводную сеть; T_{in} – величина температуры потока холодного воздуха на входе в трубопроводную сеть; p_0 – величина атмосферного давления, принята $p_0 = 101320$ Па; L – обобщенная координата выхода из трубопроводной сети.

Модель расчета аэродинамических параметров в местах разветвлений, поворотов, сопряжений труб различного диаметра (уравнения (5) – (7)) основана на законах сохранения массы и энергии. Изменение импульса в зонах сопряжения не рассчитывается. Перенос импульса через сопряжения определяется заданием граничных условий на границах ветвей, примыкающих к узлу в соответствии с направлением характеристик уравнений (1) – (3).

Система охлаждения блока ОС в составе воздушно-холодильной машины и 8 шт. ОС работает по заданной циклограмме процесса: присоединенную к системе охлаждения ОС охлаждают до рабочей температуры (–140 °С) и начинается подача потока ГФУ с легкими примесями в ее объем. Одновременно в блоке в работе находится 8 ОС. Из них в режиме приема 4 ОС, и 4 охлажденные ОС – в резерве.

Схема трубопроводной сети для транспортировки холодного воздуха, вырабатываемого воздушно-холодильной машиной, и расположение ОС представлена на рис. 3. Трубопроводная сеть состоит из прямолинейных участков *9 – 14*, изготовленных из теплоизолированных латунных труб с толщиной стенок 2 мм и внутренним диаметром $d = 0{,}1$ м, кроме участка *9* ($d = 0{,}051$ м). Трубы покрыты специальной многослойной теплоизоляцией. Длина участков: *9* – 1 м; *10*, *11*, *12* и *13* по 4 м; *14* – 10 м. Трубопроводы от ОС примыкают к участкам *10*, *11*, *12* и *13* через 1 м. Приёмные ёмкости изготовлены из нержавеющей стали. Диаметр канала для прохода газа вдоль стенок ОС 0,051 м, длина канала 7 м, масса пустой ёмкости 30 кг. Примем, что резервные ОС № *5 – 8* охлаждены. Для того чтобы они не

отеплялись за счет тепловых потоков из окружающей среды, предполагается, что в трубопроводах, присоединяющих ОС к распределительным трубопроводам *10 – 13* установлены регуляторы расхода *15*.

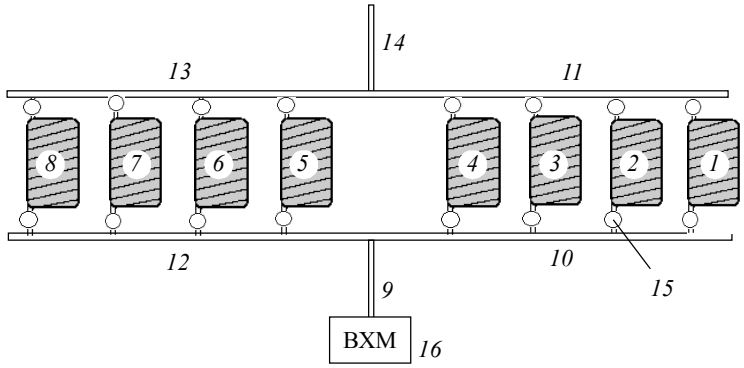

Рис. 3. Схема трубопроводной сети и расположение ОС в блоке: *1–8* – осадительные ёмкости; *9–14* – трубопроводы; *15* – регуляторы расхода хладагента; *16* – воздушно-холодильная машина

Исходные данные для расчетов: теплофизические характеристики латуни: $\lambda_m = 125{,}7$ Дж/(м·с·К), $c_m = 293{,}3$ Дж/(кг·К), $\rho_m = 8659{,}0$ кг/м^3; стали: $\lambda_n = 16{,}178$ Дж/(м·с·К), $c_n = 502{,}8$ Дж/(кг·К), $\rho_n = 7900{,}0$ кг/м^3; воздуха (при температуре 133 К): $\lambda_в = 0{,}0138$ Дж/(м·с·К), $\mu = 1{,}076 \cdot 10^{-5}$ Па·с, $R = 290$ Дж/(кг·К), $k = 1{,}36$, температура воздуха на выходе из ВХМ $T = 133$ К, его расход 0,1667 кг/с (600 кг/ч), начальная температура ОС перед установкой в систему улавливания паров T=298 К, давление в атмосфере $p_0 = 101320$ Па, средний тепловой поток из окружающей среды при охлаждении ОС $q_n = 10{,}0$ Дж/(м^2·с), из окружающей среды на теплоизолированные трубопроводы q_m=30,0 Дж/(м^2·с). Средний тепловой поток при конденсации (десублимации) продукта в ОС определялся из того расчета, что газовая смесь в соотношении 50 % массы HF и 50 % ГФУ поступает в ОС с начальной температурой 25 °С в количестве 1 кг в час. Из термодинамического расчета следует, что для охлаждения заданного потока газовой смеси, конденсации HF, охлаждения и кристаллизации жидкого HF, десублимации ГФУ необходимо отводить от стенок ОС количество тепла $Q_n = 122{,}67$ Дж/с. В пересчете на единицу площади стенок теплообменника ОС это составит $q_n = 109{,}38$ Дж/(м^2·с).

Система уравнений (1) – (14) решалась численно. Для решения нестационарных уравнений газовой динамики был выбран метод С.К. Годунова [6]. Обыкновенные дифференциальные уравнения (5), (6) решались методом Эйлера. Для решения уравнения теплопроводности (8) с краевыми условиями (9) использовалась неявная аппроксимация второй производной. Получающаяся система линейных уравнений решалась методом прогонки [7, 8]. Уравнения теплопроводности (10) с краевыми условиями (11) решались методом покоординатного расщепления также методом прогонки [7, 8]. Расчёты проводились до установления стационарного теплового состояния каждой из приёмных ёмкостей и трубопроводной сети в соответствии с выбранным вариантом режима работы блока ОС.

Для проведения численного моделирования процессов теплообмена в блоках ОС были выбраны различные комбинации работы блока ОС в составе 8 шт. ОС — попарно в фазах либо охлаждения, либо десублимации продукта.

Графические результаты расчётов варианта работы блока ОС, когда ОС № 1–4 находятся в режиме десублимации потока газа, представлены на рис. 4. На рис. 4, *а – в* приведено изменение температуры, скорости потока воздуха и давления вдоль трубопроводов по участку *9*, затем по участку *10* распределительного трубопровода до примыкания ОС № 1 к нему, далее по каналу теплообменника ОС № 1 до его сопряжения с трубопроводом *11*, по трубопроводу *11* и по трубопроводу *14* на выход в атмосферу (см. рис. 3). Кривые построены в последовательные моменты времени с периодом 10 мин с момента начала охлаждения ОС или начала конденсации продукта в ОС. В расчетах было принято, что средний тепловой поток при конденсации продукта $q_n = 109{,}38$ Дж/(м^2·с); теплообмен с окружающей средой трубопроводов и ОС, находящихся в режиме охлаждения, $q_m = 30{,}0$ Дж/(м^2·с), $q_n = 10{,}0$ Дж/(м^2·с).

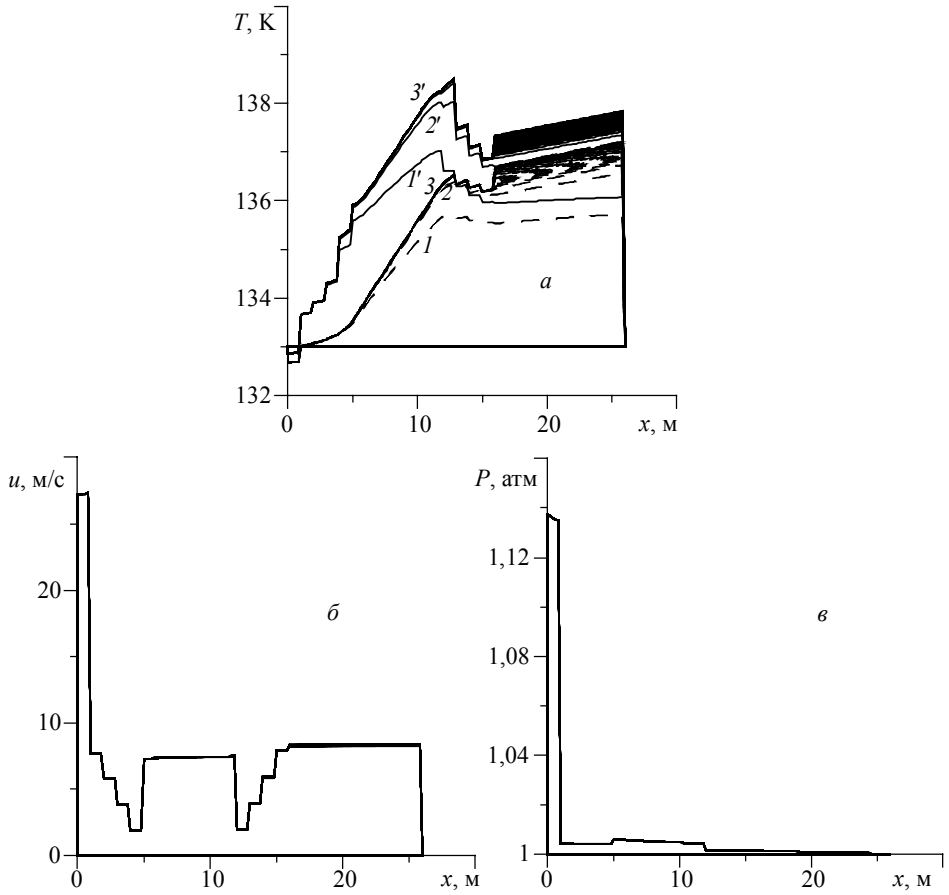

Рис. 4. Распределения температуры (*а*) газа (штриховая линия) и стенок трубопровода (сплошная линия), скорости воздуха (*б*) и давления (*в*) для ОС № 1. Линии *1–3*, *1′–3′* построены с интервалом 10 мин с начала процесса

Начальная температура стенок ОС в расчетах была принята 133 К. При десублимации газа в емкости выделяется тепло, тепловой поток в стенки ОС начинает их нагревать, холодный воздух снимает тепло с внутренних стенок теплообмен-

ника ОС. Через время порядка 30 мин устанавливается тепловое равновесие, когда все тепло десублимации передается через стенки воздуху. Температура стенок ОС превышает температуру газа на величину 2,5 градуса. Температура стенок ОС по ее высоте увеличивается со значения 136 К до 138,3 К (на участке 5–12 м по длине теплообменной трубы ОС №1 на рис. 4, *а*). Скорость холодного воздуха на маршруте его движения через ОС № 1 меняется обратно пропорционально площадям проходного сечения участков трубопровода и распределения потока воздуха по теплообменникам ОС № 4, 3, 2. В результате скорость потока холодного воздуха в теплообменнике ОС №1 имеет величину 7,4 м/с.

Аналогичные распределения температуры стенок ОС и скорости холодного воздуха имеют место на маршрутах движения воздуха через ОС № 2, 3, 4. Имеется небольшое отличие в величине температуры стенок ОС. Так, ОС № 4 имеет температуру стенок внизу (в начале теплообменника ОС) 135,5 К и вверху 137,6 К. ОС № 2 и 3 имеют промежуточные температуры в сравнении с ОС № 1 и 4. Это обусловлено тем, что холодный воздух, протекающий в распределительном трубопроводе (участок *10* на рис. 3), незначительно нагревается.

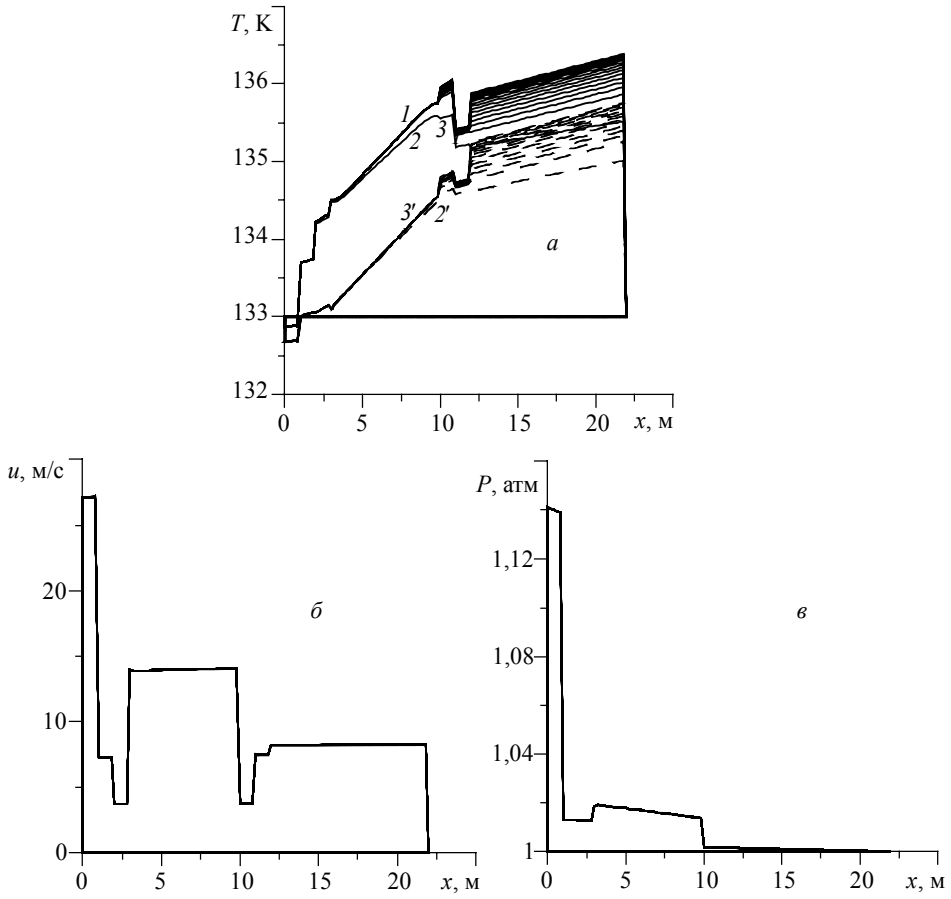

Рис. 5. Распределения температуры (*а*) газа (штриховая линия) и стенок трубопровода (сплошная линия), скорости воздуха (*б*) и давления (*в*) для ОС № 3. Линии *1–3*, *1′–3′* построены с интервалом 10 мин с начала процесса

Был проведен расчет варианта работы блока ОС, когда в режиме десублимации потока газа работают ОС № 3, 4, остальные шесть ОС охлаждены и находятся в резерве. Результаты расчетов приведены на рис. 5, где представлены графики распределения температуры, скорости течения и давления охлажденного воздуха и температуры стенок трубопроводов по траекториям течения воздуха от входа в трубопроводную сеть до выхода в атмосферу при течении воздуха через теплообменник ОС № 3, в последовательные моменты времени через 10 мин.

В этом варианте работы блока ОС выход на стационарный температурный режим происходит быстрее, чем когда в работе находится 4 ОС. За время 20 мин распределения температуры стенок ОС № 3 и 4 выходят на стационарные значения. Это обусловлено большей скоростью течения холодного воздуха в теплообменниках ОС – она составляет величину 14 м/с. Температура стенок ОС № 3 и 4 изменяется по высоте от 134,5 до 136 К. Температура стенок ОС № 1 и 2, находящихся в резерве, постепенно увеличивается из-за тепловых потоков из окружающей среды и малости расхода холодного воздуха через их теплообменники и достигает установившихся значений температуры на уровне 160 К.

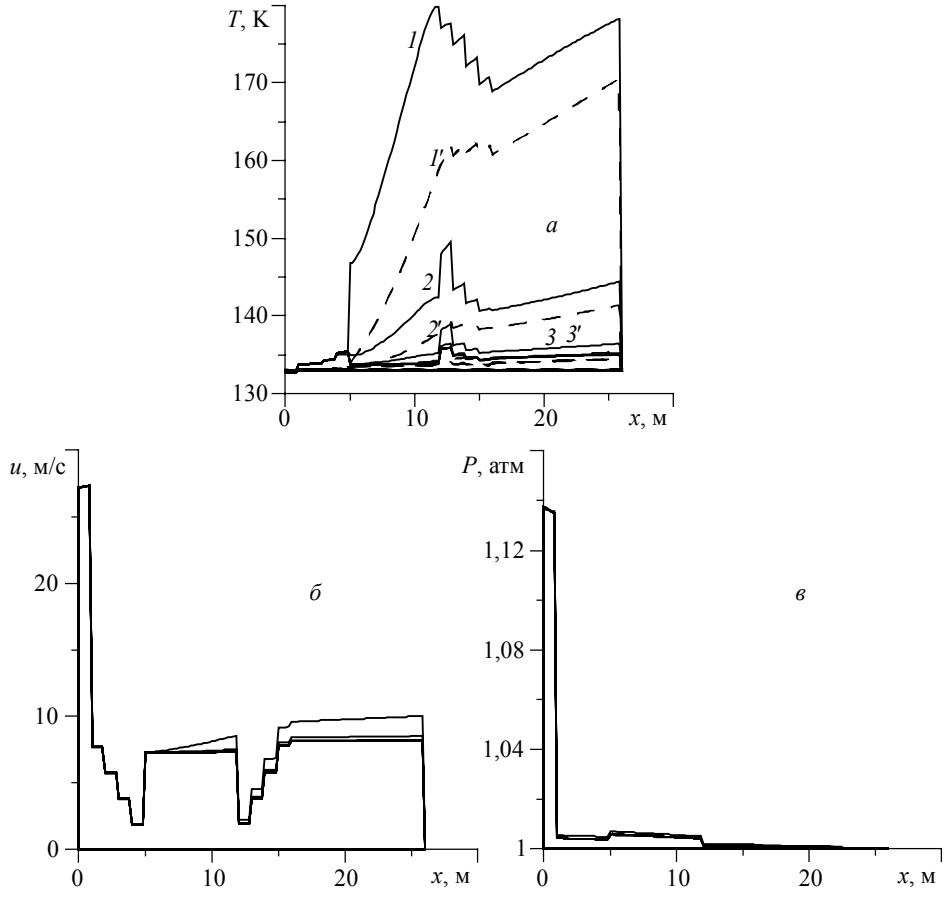

Рис. 6. Распределения температуры (*а*) газа (штриховая линия) и стенок трубопровода (сплошная линия), скорости воздуха (*б*) и давления (*в*) для ОС № 1. Линии *1–3*, *1′–3′* построены с интервалом 10 мин с начала процесса

Для вновь подключенных ОС к системе охлаждения после освобождения их от десублимата и имеющих начальную температуру +25 °С необходимо знать время их охлаждения до температуры 134–135 К, когда можно включить подачу в них газа для десублимации. Для определения этого времени был проведен расчет варианта, когда ОС № 1–4 охлаждаются от начальной температуры 298 К. Результаты расчета представлены на рис. 6 для ОС № 1 (для ОС № 2–4 распределения параметров близки по величине представленным для ОС № 1).

Из результатов расчетов следует, что четыре пустые ОС, одновременно охлаждаемые потоком холодного воздуха от ВХМ, достигают рабочей температуры за время 30 мин. Если в блоке охлаждается только две ОС, то их температура достигает рабочих значений за время 15–20 минут.

Таким образом, разработана физико-математическая модель, описывающая процессы охлаждения блока осадительных емкостей для десублимации легких примесей и гексафторида урана холодным воздухом, подаваемым в теплообменники приемных ёмкостей по трубопроводной сети от воздушной холодильной машины ВХМ 0.54/0.6. Показано, что технические параметры воздушно-холодильной машины типа ВХМ 0.54/0.6 достаточны для обеспечения технологического процесса десублимации потока газовой смеси.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Васенин И.М.*, *Крайнов А.Ю.*, *Мазур Р.Л. и др.* Определение степени ассоциации малых количеств фтористого водорода в системе HF – UF_6 // Известия вузов. Физика. 2009. Т. 52. № 7/2. С. 44–48.
2. *Горелик А.Г.*, *Амитин А.В.* Десублимация в химической промышленности. М.: Химия, 1986.
3. *Крайнов А.Ю.*, *Губанов С.М.* Численное моделирование охлаждения емкостей для десублимации паров // Компьютерные исследования и моделирование. 2011. Т. 3. № 4. С. 383–388.
4. *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987. 840 с.
5. *Справочник* по теплообменникам: в 2 т. Т. 1. М.: Энергоатомиздат, 1987. 561 с.
6. *Годунов С.К.*, *Забродин А.В.*, *Иванов М.Я. и др.* Численное решение многомерных задач газовой динамики. М.: Наука, 1976. 400 с.
7. *Самарский А.А.* Теория разностных схем. М.: Наука, 1977. 388 с.
8. *Пасконов В.М. Полежаев В.И.*, *Чудов Л.А.* Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. М.: Наука, 1984. 241 с.

Статья поступила 26.07.2012 г.

Gubanov S. M. , *Krainov A. Yu.* THE MATHEMATICAL MODEL AND RESULTS OF NUMERICAL CALCULATIONS OF SEDIMENTATION TANK COOLING UPON DESUBLIMATION OF THE FLOW OF UF_6 AND LIGHT IMPURITIES. A physico-mathematical model of sedimentation tank cooling (ST) with cold air for desublimation of a flow of uranium hexafluoride with admixtures of hydrogen fluoride is presented. The model is based on gas dynamics equations written for a ramified network of pipelines. The simulation results for different operating modes of the sedimentation tanks are presented. It is shown that technical characteristics of the VKhM 0.54/0.6 air-cooling machine are sufficient to provide for the technological process of uranium hexafluoride and hydrogen fluoride desublimation in sedimentation tanks.

Keywords: uranium hexafluoride, impurities, cooling, desublimation, mathematical modeling

GUBANOV Sergey Mikhailovich (Tomsk State University)

KRAINOV Alexey Yur'evich (Tomsk State University)
E-mail: akrainov@ftf.tsu.ru