

DOI: 10.17516/1999-494X-0315

УДК 536.423: 536.24

One-Dimensional Model of Heat and Mass Transfer in Closed-Type Cryogenic Gasifiers

**Stanislav V. Borodkin^a, Igor L. Bataronov^b,
Alexey V. Ivanov^a and Victor I. Ryazhskikh^b**

*^aMilitary Scientific Educational Center
of Military-Air Forces «N. E. Zhukovsky
and Ju. A. Gagarin Military-Air Academy»
Voronezh, Russian Federation*

*^bVoronezh State Technical University
Voronezh, Russian Federation*

Received 01.09.2021, received in revised form 14.09.2021, accepted 20.09.2021

Abstract. A one-dimensional energy transfer equation is formulated in terms of the average mass temperature of a supercritical fluid (SCF), determined by the average mass enthalpy of the flow. The kinetic equation for the heat flow of heat exchange between the SCF and the coolant is used in the form of the Newton-Richman law in the flows of liquid media and thermal resistances for a multilayer heat exchanger tube, taking into account the possibility of icing of the tube from the coolant side. The thickness of the icing layer is found in a self-consistent way when solving the model equations, similar to the Stefan problem. For the proposed model, the thermophysical conditions of heat exchange in the SCF and the coolant are analyzed and the criteria equations for calculating the heat transfer coefficients in the coolant and the environment are selected. The model was tested in various heat exchange schemes.

Keywords: one-dimensional model of heat and mass transfer, gasifier, supercritical fluid.

Citation: Borodkin, S.V., Bataronov, I.L., Ivanov, A.V. and Ryazhskikh, V.I. One-dimensional model of heat and mass transfer in closed-type cryogenic gasifiers, J. Sib. Fed. Univ. Eng. & Technol., 2021, 14(6), 714–730. DOI: 10.17516/1999-494X-0315

Модель тепломассопереноса в криогенных газификаторах закрытого типа

С. В. Бородкин^а, И. Л. Батаронов^б,
А. В. Иванов^а, В. И. Ряжских^б

^аВоенный учебно-научный центр Военно-воздушных сил
«Военно-воздушная академия
им. профессора Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина»
Российская Федерация, Воронеж

^бВоронежский государственный технический университет
Российская Федерация, Воронеж

Аннотация. В терминах среднemasсовой температуры сверхкритического флюида (СКФ), определяемой по среднemasсовой энтальпии потока, сформулировано одномерное уравнение переноса энергии. Кинетическое уравнение для теплового потока теплообмена между СКФ и теплоносителем использовано в форме закона Ньютона-Рихмана в потоках жидких сред и тепловых сопротивлений для многослойной трубки теплообменника, учитывающей возможность обледенения трубки со стороны теплоносителя. Толщина слоя обледенения находится самосогласованным образом при решении уравнений модели, аналогично задаче Стефана. Для предложенной модели, проанализированы теплофизические условия теплообмена в СКФ и теплоносителе и выбраны критериальные уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи в теплоносителе и окружающей среде. Проведена апробация модели в различных схемах теплообмена.

Ключевые слова: одномерная модель тепломассопереноса, газификатор, сверхкритический флюид.

Цитирование: Бородкин, С. В. Модель тепломассопереноса в криогенных газификаторах закрытого типа / С. В. Бородкин, И. Л. Батаронов, А. В. Иванов, В. И. Ряжских // Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии, 2021, 14(6). С. 714–730. DOI: 10.17516/1999-494X-0315

Введение

Такие криогенные продукты, как кислород, азот, аргон, водород, неон и гелий, находят широкое применение в различных отраслях промышленности: энергетике, медицине, металлургии, авиации и ракетно-космической технике, химической промышленности и других.

В большинстве случаев целесообразно производить хранение и транспортировку криогенных продуктов в жидком состоянии, перевод которых в рабочее состояние осуществляется газификационными установками [1,2], Традиционные методы расчета теплообмена в таких установках, основанные на интегральном уравнении баланса энергии [3–6], оказываются недостаточными для расчета эффективных газификаторов, т. к. не учитывают особенности теплопередачи в сверхкритических флюидах (СКФ). Поэтому в последнее время активно развиваются различные дифференциальные и разностные модели теплообмена [7–9], однако эти модели, в основном, ориентированы на газификаторы открытого типа, использующие в качестве теплоносителя окружающую среду. Такие конструкции не всегда подходят для задач промышленности, требующих стабильности работы в произвольных погодных условиях, в таких случаях

применяются газификаторы закрытого типа, использующие автономные теплоносители с собственными нагревателями.

Таким образом, имеется актуальная задача в разработке адекватной математической модели теплообмена в газификационных установках закрытого типа, позволяющей осуществлять расчет и оптимизацию газификаторов в соответствии с необходимыми параметрами газификации.

Постановка задачи

Рассматривается теплофизическая модель газификатора, состоящая из емкости с теплоносителем (ТН), и трубки с потоком газифицируемого агента (ГА) (кислород, азот), находящегося в сверхкритическом состоянии (СКФ) (рис. 1).

Рассматриваются две схемы работы теплоносителя:

1) Теплоноситель находится в замкнутом объеме и получает тепло от нагревателя (Н). Нагреватель работает в авторегулируемом режиме, в котором рабочая температура теплоносителя поддерживается на постоянном уровне (1а), либо нагреватель работает на максимальной мощности (1б).

2) Теплоноситель прокачивается через теплообменник по противоточной схеме. Если теплоноситель циркулирует в замкнутом цикле, то вне теплообменника имеется нагреватель, возвращающий температуру ТН после теплообмена к исходному значению.

Теплофизическая модель включает три процесса теплопереноса:

– теплоперенос в теплоносителе, осуществляемый в свободно-конвективном режиме в замкнутом объеме (схема 1) или в режиме вынужденной конвекции с заданным расходом (схема 2);

– теплоперенос в ГА в режиме проточного теплообменника;

– теплоотдача в окружающую среду через стенки емкости, происходящая в свободно-конвективном режиме в неограниченной среде.

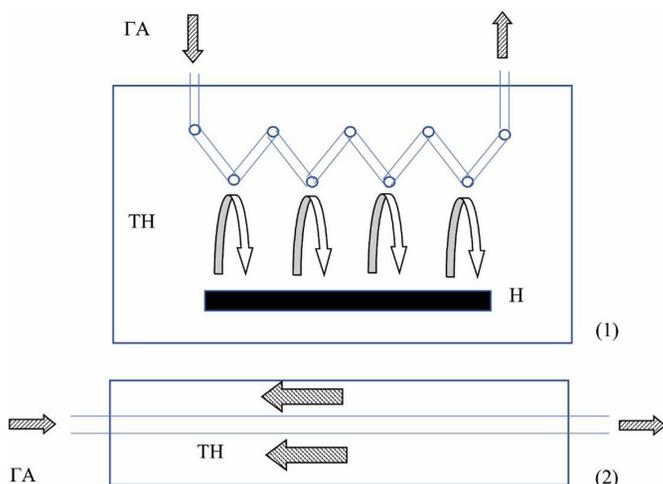


Рис. 1. Схемы теплообменника

Fig. 1. Diagrams of the heat exchanger

Особенностями процесса тепломассопереноса в данной модели являются:

- наличие больших температурных напоров и температурных градиентов в ГА, вследствие чего пространственно-однородная модель будет неадекватной и необходимо учитывать температурную зависимость теплофизических свойств ГА,
- сильная зависимость всех теплофизических свойств ГА (теплоемкости, плотности, теплопроводности, вязкости) от температуры,
- наличие в теплообменнике температур ниже температуры кристаллизации теплоносителя, что приводит к необходимости учета возможности обледенения.

Формулировка математической модели

Ввиду сложности описания пространственно-неоднородной свободной конвекции и теплопередачи в турбулентном потоке ограничимся для этих процессов приближением коэффициента теплоотдачи, сохранив учет неоднородности в распределении теплофизических характеристик вдоль потока ГА. Использование коэффициентов теплоотдачи ограничивает модель только квазистационарным случаем, который и будем рассматривать. Также примем следующие упрощения, обычно используемые при моделировании газификаторов:

- ввиду высокой скорости потока ГА будем пренебрегать кондуктивным переносом тепла вдоль потока,
- пренебрегаем разогревом ГА за счет диссипативных процессов, обусловленных вязкостью,
- пренебрегаем влиянием изменения давления вдоль потока ГА на теплофизические характеристики СКФ, поскольку это изменение мало по сравнению с рабочим давлением в ГА.

Будем отсчитывать координату x вдоль оси потока ГА, начиная от входа потока в теплообменник. Обозначим:

$T(x)$ – среднемассовая температура ГА в сечении трубки теплообменника;

T_{ex} – выходная температура ГА;

T_{in} – входная температура ГА;

$T_w(x)$ – рабочая температура теплоносителя;

$P(x)$ – среднее давление в ГА в сечении трубки теплообменника;

P_{in} – давление ГА на входе в теплообменник.

Для записи уравнения теплопереноса вдоль потока ГА рассмотрим интегральное уравнение сохранения энергии, которое при сделанных допущениях имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_{S_1} \rho v_x h dS = q, \quad (1)$$

где ρ – зависящая от температуры плотность ГА,

v_x – осевая компонента локальной скорости ГА,

h – удельная энтальпия ГА,

q – линейная плотность потока тепла через контур поперечного сечения потока (в Вт/м),

S_1 – площадь поперечного сечения потока ГА.

Для вычисления величины q в уравнении (1) используем кинетическое соотношение Ньютона-Рихмана:

$$q = \frac{T_w - T}{R_t(T, x)}, \quad (2)$$

где R_t – тепловое сопротивление между теплоносителем и ГА.

Для использования термодинамических функций для теплофизических параметров определим усредненную по поперечному сечению температуру потока как среднемассовую температуру, вводимую соотношением [6]:

$$\int_{S_1} \rho v_x h dS = M_1 h_T(T). \quad (3)$$

Здесь M_1 – массовая производительность насоса газификатора (в кг/с), $h_T(T)$ – термодинамическая зависимость удельной энтальпии от температуры, зависимость от давления согласно предположению пренебрегаем.

В результате одномерное уравнение теплопереноса в ГА с учетом (1–3) и соотношения $\partial h_T / \partial T = c_p$ будет иметь вид

$$M_1 c_p(T) \frac{dT}{dx} = \frac{T_w - T}{R_t(T, T_w)}, \quad (4)$$

где c_p – удельная изобарная теплоемкость ГА.

В общем случае следует учитывать зависимость коэффициента R_t от координаты x , обусловленную локальными эффектами, например влиянием начального участка теплообмена. Ввиду малости его длины по сравнению с длиной трубки в дальнейшем этой зависимостью пренебрегаем. Кроме того, при использовании среднемассовой температуры специальный учет начального участка не требуется [10].

Помимо сформулированного уравнения баланса энергии, также необходимо использовать уравнение баланса массы. В рассматриваемой одномерной модели интегральное уравнение сохранения массы в ГА имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_{S_1} \rho v_x dS = 0 \Rightarrow \int_{S_1} \rho v_x dS = M_1.$$

Определим среднюю скорость потока выражением

$$V(T) = \frac{1}{S_1 \rho(T)} \int_{S_1} \rho v_x dS,$$

где значение $\rho(T)$ вычисляется для среднемассовой температуры. Такое определение позволяет найти среднюю скорость непосредственно через температуру, функцией которой она становится. В итоге одномерное уравнение непрерывности принимает вид

$$\rho(T)V(T) = m_1, \quad (5)$$

где $m_1 = M_1/S_1$ – удельный расход ГА (в кг/(м²·с)).

Из данного уравнения получаем скорость потока ГА:

$$V(T) = \frac{m_1}{\rho(T)}. \quad (6)$$

Эта величина используется при вычислении критериев подобия. Так, критерий Рейнольдса для потока СКФ рассчитывается по формуле [11–18]

$$\text{Re}_1(T) = \frac{D_t m_1}{\mu(T)}. \quad (7)$$

Здесь μ – динамическая вязкость ГА, D_t – эквивалентный гидродинамический диаметр трубки теплообменника.

Далее, одномерное уравнение баланса импульса в ГА получим интегрированием по поперечному сечению осредненного уравнения переноса импульса аналогично выполненному для уравнения (1). С учетом соотношения (5) запишем его в приближении локального коэффициента гидродинамического сопротивления в виде

$$\frac{d}{dx} \left(P + \frac{m_1^2}{\rho(T)} \right) = -\xi(T) \frac{m_1^2}{2D_t \rho(T)}. \quad (8)$$

Здесь ξ – коэффициент гидродинамического сопротивления в трубке, зависящий от локального значения температуры (в рамках используемого приближения его зависимостью от давления пренебрегаем).

Отметим, что второе слагаемое в скобках в левой части уравнения (8) определяет градиент давления, необходимый для разгона потока ГА вследствие увеличения объема ГА при уменьшении его плотности.

Как показывают многочисленные экспериментальные исследования и модельные расчеты [14–18], падение давления в ГА не превышает нескольких килопаскалей, что в тысячу раз меньше рабочего давления в СКФ, что обосновывает пренебрежение влиянием изменения давления на теплофизические и гидродинамические характеристики в потоке ГА. Тогда при заданном распределении температуры $T(x)$ уравнение (8) может быть проинтегрировано непосредственно:

$$P(x) = P_{in} + \frac{m_1^2}{\rho(T(0))} - \frac{m_1^2}{\rho(T(x))} - \frac{m_1^2}{2D_t} \int_0^x \frac{\xi(T(x'))}{\rho(T(x'))} dx', \quad (9)$$

что решает задачу о распределении давления в ГА.

Величина R_t рассматривается как тепловое сопротивление многослойной цилиндрической трубы [3, 6] и складывается из:

- теплового сопротивления в теплоносителе $R_w(T_w, d) = \frac{1}{\pi(D_2 + 2d)\alpha_0(T_w)}$,
- теплового сопротивления в ГА $R_a(T) = \frac{1}{\pi D_1 \alpha_1(T)}$,
- теплового сопротивления стенки трубки $R_r = \frac{1}{2\pi\lambda_r} \ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)$ и
- теплового сопротивления $R_s(d) = \frac{1}{2\pi\lambda_s} \ln\left(1 + \frac{2d}{D_2}\right)$ слоя кристаллизованного теплоносителя с тепловой толщиной $d(x)$:

– 719 –

$$R_l(T, T_w, d) = R_a(T) + R_w(T_w, d) + R_t + R_s(d). \quad (10)$$

Здесь α_0 – коэффициент теплоотдачи от змеевика в теплоноситель, α_1 – коэффициент теплоотдачи от ГА в стенку змеевика, λ_t – коэффициент теплопроводности материала трубки, принимаемый для рассматриваемых температурных условий постоянным, λ_s – коэффициент теплопроводности кристаллизованной формы теплоносителя, также принимаемый постоянным, так как эта форма фактически находится в узком диапазоне температур, D_1 – внутренний диаметр трубки, D_2 – внешний диаметр трубки.

Зависимость $d(x)$ определяется равенством температуры на границе между жидкой и кристаллической формами теплоносителя температуре кристаллизации T_s . Учитывая, что распределение разностей температур между слоями теплопереноса пропорционально их термическим сопротивлениям, получим следующее уравнение для разности температур в жидкой форме теплоносителя для зоны обледенения:

$$\frac{T_w - T_s}{R_w(T_w, d)} = \frac{T_w - T}{R_l(T, T_w, d)}. \quad (11)$$

Поскольку в дальнейшем будет необходимо также определять температуру стенки трубки $T_{ст}$ со стороны ГА, то удобнее представить уравнение (11) в виде

$$\frac{T_w - T_s}{R_w(T_w, d)} = \frac{T_{ст} - T}{R_a(T)},$$

в котором его можно разрешить относительно $d(x)$:

$$d(x) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\pi R_a(T) \alpha_0(T_w)} \frac{T_{ст} - T}{T_w - T_s} - D_2 \right). \quad (12)$$

Отсюда, в частности, вытекает условие существования обледенения для конкретных параметров теплообменника:

$$\frac{T_{ст} - T_{in}}{T_w - T_s} > \pi D_2 \alpha_0(T_w) R_a(T_{in}), \quad (13)$$

сформулированное для ГА на входе в теплообменник. Это условие является достаточным, но не необходимым, так как наиболее жесткие условия теплообмена могут реализоваться в области СКФ с псевдокритической температурой T_{pc} . Для определения этой области необходимо решение задачи о распределении температуры в ГА. Отметим, что температура стенки в (13) определяется в предположении отсутствия обледенения, поэтому не зависит от d .

Уравнение для функции $d(x)$ не определяет явно точку $d = 0$, в которой заканчивается зона обледенения. Эта точка находится самосогласованным образом из решения уравнения теплопереноса в целом. В этом отношении рассматриваемая модель родственна задаче Стефана и обладает теми же проблемами при ее решении. Поэтому аналитическое решение математической модели невозможно получить даже в пренебрежении температурной зависимостью теплофизических характеристик, точнее, задача сводится к нелинейному интегральному уравнению для искомой точки. Вследствие этого будем исследовать решение математической модели численными методами.

Полная система уравнений зависит от схемы теплообменника и режима его работы.

Схема 1. Так как в этой схеме теплоноситель циркулирует в замкнутом объеме, то в качестве T_w следует выбрать среднюю по объему температуру теплоносителя.

Режим 1а. В этом режиме температура теплоносителя T_w задана, поэтому соотношения (3), (10) и (11) образуют систему уравнений для определения распределения температуры по длине трубки и толщины обледенения. Решение этой системы нужно искать при граничных условиях: заданной температуре T_{in} на входе в теплообменник и условия на границе зоны обледенения:

$$T(0) = T_{in}, \quad d(x_0) = 0. \quad (14)$$

Здесь x_0 – координата границы зоны обледенения.

Последнее условие в (14) служит для определения координаты x_0 . Таким образом, имеем краевую задачу типа Стефана.

Наконец, интегральное уравнение баланса энергии в теплообменнике имеет вид

$$P_w = [h_t(T_{ex}) - h_t(T_{in})] M_1 + S_g \alpha_g (T_w - T_g), \quad (15)$$

где $h_t(T_{in})$, $h_t(T_{ex})$ – удельная энтальпия ГА на входе и выходе теплообменника, α_g – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя в окружающую среду, S_g – площадь поверхности теплообмена с окружающей средой, P_w – мощность нагревателя.

Данное соотношение в рассматриваемом режиме определяет необходимую мощность нагревателя для обеспечения заданной производительности газификатора.

Режим 1б. В этом режиме равенство (15) не выполняется, и его невязка расходуется на охлаждение теплоносителя. Ввиду медленности этого процесса будем считать теплообмен с ГА происходящим в квазистационарном режиме относительно изменения температуры теплоносителя. Тогда к соотношениям (3), (10) и (11) необходимо добавить уравнение интегрального баланса энергии в теплоносителе:

$$C_0 \frac{dT_w}{dt} = P_w - [h_t(T_{ex}(t)) - h_t(T_{in})] M_1 - S_g \alpha_g (T_w - T_g), \quad (16)$$

где C_0 – теплоемкость испарителя.

В уравнение (16) входит температура ГА $T_{ex}(t)$ на выходе из теплообменника, определяемая решением уравнения (3), поэтому данное уравнение входит в общую систему уравнений модели. При этом величина P_w равна максимальной мощности нагревателя. Начальным условием к уравнению (16) является значение начальной температуры нагрева теплоносителя:

$$T_w(0) = T_{w0}. \quad (17)$$

Схема 2. Ввиду предполагаемой независимости теплоемкости и плотности теплоносителя от температуры, величина T_w может быть здесь определена как среднерасходное значение температуры в поперечном сечении потока теплоносителя.

В этом режиме необходимо добавить уравнение теплопереноса в теплоносителе, которое, с учетом противоточной схемы, имеет вид

$$M_0 c_{p0} \frac{dT_w}{dx} = \frac{T_w - T}{R_t(T, T_w, x)} - \frac{T_w - T_g}{R_g} \quad (18)$$

Здесь M_0 – массовый расход теплоносителя, c_{p0} – удельная теплоемкость теплоносителя, R_g – термосопротивление между теплоносителем и окружающей средой:

$$R_g = \frac{1}{p_2 \alpha_g},$$

где p_2 – длина периметра теплообмена теплоносителя с окружающей средой.

Краевым условием к уравнению (18) служит значение температуры входящего потока теплоносителя:

$$T_w(l) = T_{w.in}. \quad (19)$$

В этом режиме система уравнений (3), (10), (11) и (18) с граничными условиями (14) и (19) образует двухточечную задачу типа Стефана.

Анализ теплофизических условий теплообмена в газификаторе

Для выбора соотношений, определяющих коэффициенты теплоотдачи, необходим анализ критериев подобия рассматриваемой модели.

Характер течения ГА в трубке определяется числом Рейнольдса (7).

Используя характерные значения массовой производительности 0,06 кг/с, гидродинамического диаметра 10 мм и динамической вязкости $2,5 \cdot 10^{-4}$ Па·с, получим значение числа Рейнольдса 30000. Следовательно, течение ГА по трубке происходит в развитом турбулентном режиме. Рассчитанная температурная зависимость числа Рейнольдса для СКФ-азота при различных значениях давления приведена на рис. 2, из которой следует, что его величина изменяется на порядок в температурном интервале газификации.

В свою очередь, число Прандтля изменяется от типичного для жидкостных значений ($Pr > 1$) до газовых ($Pr < 1$) (рис. 2).

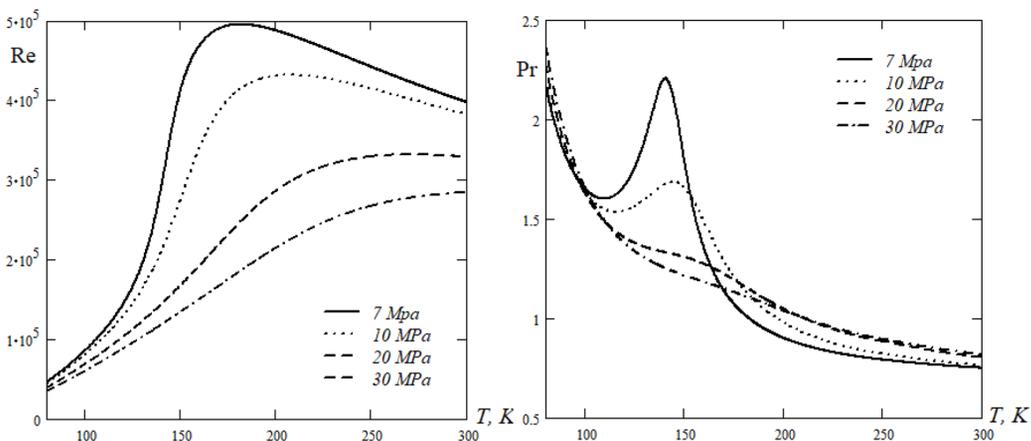


Рис. 2. Температурная зависимость чисел Рейнольдса и Прандтля в СКФ-азоте

Fig. 2. Temperature dependence of Reynolds and Prandtl numbers in SCF-nitrogen

Анализ экспериментальных данных показывает [14–18], что переменность свойств СКФ слабо влияет на гидродинамическое сопротивление, поэтому большинство авторов используют формулу Филоненко для коэффициента гидродинамического сопротивления

$$\xi = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg \text{Re} - 1,64)^2},$$

что полностью определяет решение (9).

Длина участка гидродинамической стабилизации [3] $l_{\text{ст}} = 0,6D_t \cdot \text{Re}^{0,25}$ составляет 8 см, то есть расположена на участке трубопровода от насоса до теплообменника.

Переменность теплофизических свойств СКФ приводит к сильному немонотонному изменению коэффициента теплоотдачи и числа Нуссельта с температурой (рис. 3). При этом аномальное изменение теплоемкости в области псевдокритической температуры приводит к появлению максимума на температурной зависимости коэффициента теплоотдачи. Этот эффект наблюдается только в околоскритической области $P < 3P_{\text{pc}}$. В этой же области имеет место и эффект пониженной теплоотдачи в СКФ [4, 19, 20], приводящий к плохой управляемости процесса газификации, поэтому, для газификаторов рекомендуется закритическая область давлений $P > 3P_{\text{pc}}$ в которой изменение коэффициента теплоотдачи достаточно плавное (рис. 3).

Соотношение Диттуса-Болтера, использованное при построении графиков на рис. 3, получено для среды с постоянными теплофизическими свойствами и в количественном отношении неприменимо для СКФ-потока. Неоднородность распределения свойств СКФ имеет место не только вдоль потока, но и в его поперечном сечении, что приводит к нарушению автомодельности гидродинамического течения и к сопряженности задачи тепломассопереноса [4]. Поэтому, несмотря на многочисленные попытки [4, 11–13], к настоящему времени не удалось получить удовлетворительного универсального критериального уравнения для произвольного СКФ-потока. В качестве примера на рис. 4 представлены температурные зави-

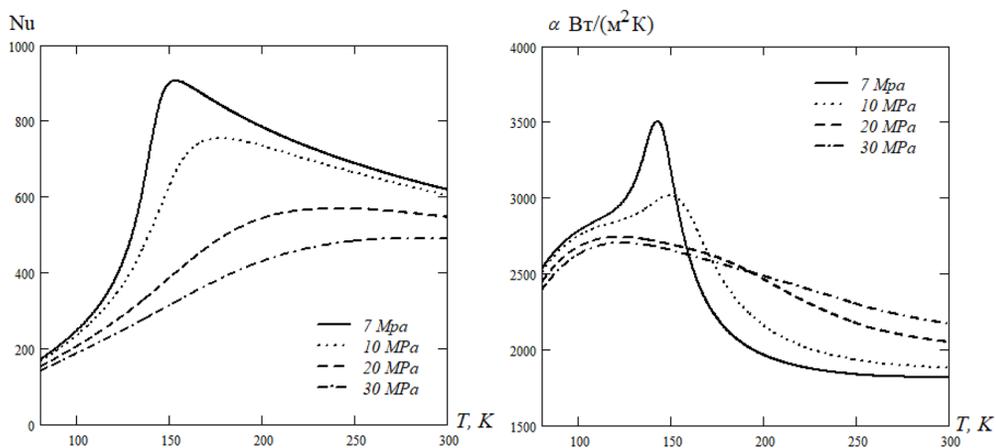


Рис. 3. Температурная зависимость числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи в СКФ-азоте по формуле Диттуса-Болтера для различных давлений

Fig. 3. Temperature dependence of the Nusselt number and the heat transfer coefficient in SCF-nitrogen according to the Dittus-Boelter formula for various pressures

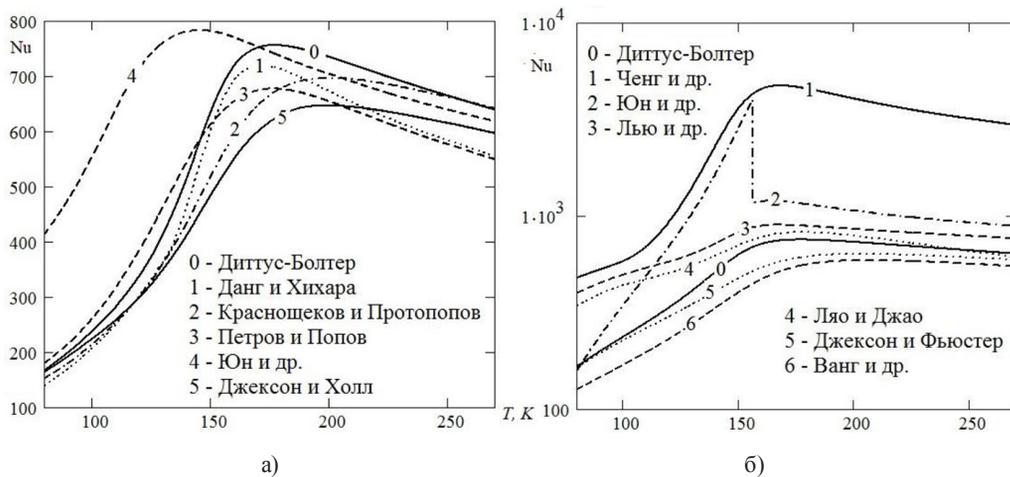


Рис. 4. Температурные зависимости числа Нуссельта в СКФ-азоте при давлении 8 МПа для температурного фактора 50 К и различных критериальных уравнений, предлагаемых в литературе [12–18]

Fig. 4. Temperature dependences of the Nusselt number in SCF-nitrogen at a pressure of 8 MPa for a temperature factor of 50 K and various criteria equations proposed in the literature [12–18]

симости числа Нуссельта по имеющимся в литературе критериальным уравнениям, предлагавшимся для применения к СКФ-азоту. На рис. 4а использованы зависимости, полученные обобщением известных уравнений Диттуса-Болтера, Гниелицкого и Петухова-Кириллова. Эти соотношения удобны в том плане, что дают правильное асимптотическое представление числа Нуссельта в газовом пределе. Однако они недостаточно адекватно соответствуют экспериментальным данным, поэтому многие авторы предложили частные уравнения для конкретных экспериментальных условий, представленные на рис. 4б. Несмотря на более хорошее соответствие, эти уравнения все равно обладают достаточно большим разбросом в 20 % с экспериментальными данными и не обладают необходимой асимптотической формой. Сложность построения критериального уравнения для СКФ-азота и кислорода также связана с тем, что экспериментальные данные по азоту весьма ограничены [15, 16, 18–20], а по кислороду практически отсутствуют.

Как видно на рис. 4, разброс значений числа Нуссельта для различных критериальных уравнений для СКФ-потока весьма велик и зависит от конкретных экспериментальных условий и природы СКФ. Это обстоятельство связано с использованием околокритической области давлений, в закритической области, в которой неоднородность состояния СКФ по поперечному сечению потока слабо выражена, удается построить критериальные уравнения для конкретного СКФ с малым разбросом 2 % [10].

Следует отметить, что в критериальные уравнения для числа Нуссельта в СКФ-потоке входит температура $T_{ст}$ стенки трубки, которая определяется из условия непрерывности потока тепла через стенку:

$$\frac{T_w - T}{R_l(T, T_w, T_{ст}, d)} = \frac{T_{ст} - T}{R_a(T, T_{ст})}.$$

Это уравнение вносит дополнительную нелинейность в рассматриваемую модель.

Определение коэффициентов теплоотдачи в теплоносителе рассмотрим по схемам теплообменника.

Схема 1. Для выяснения режима свободноконвективного теплообмена определим число Релея для теплоносителя

$$\text{Ra}(\Delta T) = \text{Gr}(\Delta T) \text{Pr}_0, \quad (20)$$

где Ra – число Релея, Gr – число Грасгофа, определяемое формулой [3]

$$\text{Gr}(\Delta T) = \frac{gL_0^3\beta\Delta T}{\nu_0^2}, \quad (21)$$

Pr_0 – число Прандтля для теплоносителя

$$\text{Pr}_0 = \frac{\mu_0 \cdot c_{p0}}{\lambda_0}. \quad (22)$$

Здесь g – ускорение свободного падения, ν_0 – средняя кинематическая вязкость теплоносителя, μ_0 – средняя динамическая вязкость теплоносителя, β – коэффициент объемного расширения теплоносителя, λ_0 – коэффициент теплопроводности теплоносителя, L_0 – характерный размер зоны свободноконвективного движения, ΔT – характерная разность температур в теплоносителе, обуславливающая свободную конвекцию.

Оценка по формулам (20–22) дает значения $\text{Pr}_0 \sim 6,15$, $\text{Gr} \sim 1,4 \cdot 10^{11}$, $\text{Ra} \sim 8,5 \cdot 10^{11}$ при $\Delta T = 30\text{K}$. Таким образом, в теплообменнике реализуется турбулентная термогравитационная свободная конвекция с теплопередачей через прослойку. В этом случае число Нуссельта Nu_0 для теплоносителя определяется формулой [3, 6]

$$\text{Nu}_0(\Delta T) = 0,15 \text{Ra}^{1/3}(\Delta T), \quad (23)$$

что для тех же условий составляет величину $1,4 \cdot 10^3$. Отметим, что коэффициент в формуле (23) может уточняться для конкретной конструкции испарителя по экспериментальным данным.

С помощью числа (23) далее определяется термическое сопротивление между теплоносителем и трубкой:

$$R_w = \frac{1}{\pi \text{Nu}_0 \lambda_0}.$$

В формуле (23) характеристическая разность температур определяется как $\Delta T = T_w - T_{\text{ст.н}}$, где $T_{\text{ст.н}}$ – средняя температура в контакте между теплоносителем и трубкой, а коэффициенты вязкости в (20)–(22) вычисляются для температуры [3, 6] $(T_w + T_{\text{ст.н}})/2$. Величина $T_{\text{ст.н}}$ находится интегрированием температуры контакта по длине трубки, поэтому модель фактически становится интегро-дифференциальной.

В результате функция (10), а следовательно, и все параметры системы уравнений, функционально определены.

Наконец, для формул (15), (16) необходимо определить коэффициент теплоотдачи в воздушную среду, который выражается в виде

$$\alpha_g = \left(\frac{1}{\alpha_m} + \frac{h_k}{\lambda_k} \right)^{-1}. \quad (24)$$

Здесь α_m – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду, h_k – толщина стенки кожуха теплообменника.

Расчет критериев для коэффициента теплоотдачи α_m осуществляется по формулам, аналогичным (20)–(22), но с использованием теплофизических параметров воздуха, а в качестве характеристической длины берут высоту H_k боковой стенки кожуха.

Оценка параметров дает $Pr_g \sim 0,73$, $Gr_g \sim 5 \cdot 10^9$, $Ra_g \sim 4 \cdot 10^9$ при $\Delta T = 30\text{K}$. Эти значения соответствуют режиму свободной конвекции с ламинарным пограничным слоем, для которого [3, 6]

$$Nu_m(\Delta T) = 0,55 Ra_m^{1/4}(\Delta T), \quad (25)$$

где теперь $\Delta T = T_w - T_g$.

Зависимости (24), (25) полностью определяют формулу (15).

Схема 2. Теплоноситель можно считать жидкостью со слабой температурной зависимостью теплофизических свойств, тогда при вынужденной конвекции число Нуссельта для турбулентного режима может находиться по формуле Диттуса-Болтера [3]

$$Nu_0(T_w) = 0,023 Pr_0^{0,4}(T_w) Re_0^{0,8}(T_w), \quad (26)$$

где зависимость чисел Рейнольдса и Прандтля от температуры обусловлена зависимостью от нее вязкости и теплопроводности теплоносителя.

Обсуждение результатов

Для апробации разработанной модели вначале воспользуемся результатами численного эксперимента [10], по расчету теплоотдачи в СКФ-потоках азота и кислорода в рамках k - ε модели турбулентности с расширенной пристеночной обработкой. Согласно постановке вычислительной задачи в [10] в данном случае имеем схему 1а с фиксированным коэффициентом теплоотдачи в теплоноситель и без учета обледенения.

Результаты расчета задачи (4), (14) с использованием полученных в [10] критериальных уравнений в сравнении с результатами прямого расчета среднемассовой температуры из [10] приведены на рис. 5. Результаты показывают адекватность разработанной модели в широком диапазоне температур и давлений ГА и коэффициента теплоотдачи в теплоноситель. Следует отметить, что в расчетах [10] автоматически учитывался начальный участок, тогда как в разработанной модели этот участок явно не включался. Тем не менее результаты обоих расчетов среднемассовой температуры совпадают в пределах вычислительной точности, что обосновывает неучет начального участка в разработанной модели. Отметим, что это связано с использованием граничных условий третьего рода, автоматически компенсирующих особенности, имеющие место на начальном участке.

Для апробации схемы 2 воспользуемся экспериментальными результатами работы [16]. Полученное в этой работе критериальное уравнение имеет лишь 20%-ное соответствие экспериментальным данным, несмотря на то, что варьирование параметров в системе также осуществлялось в пределах 20 %. Фактически это означает, что критериальное уравнение не от-

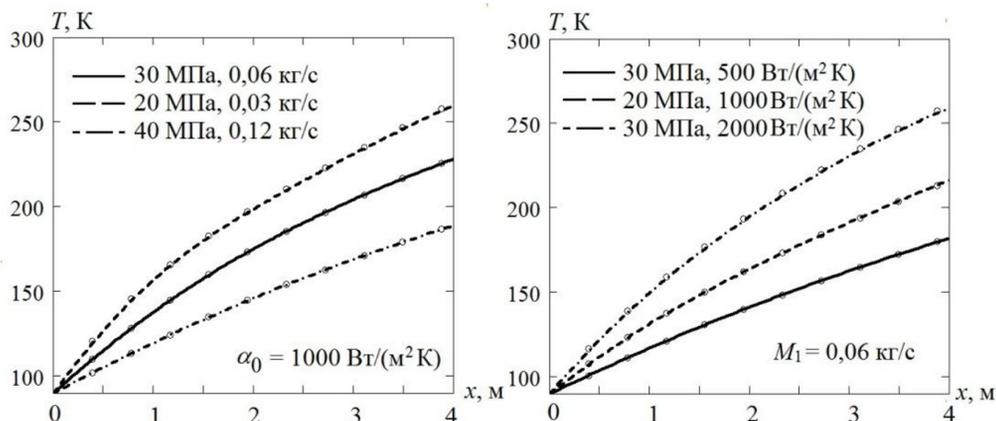


Рис. 5. Рассчитанное распределение температуры кислорода (слева) и азота (справа) по длине газификатора в схеме теплообмена 1а в сравнении с данными из работы [10]

Fig. 5. Calculated temperature distribution of oxygen (left) and nitrogen (right) along the length of the gasifier in the heat exchange scheme 1a in comparison with the data from [10]

ражает реальные экспериментальные данные. По-видимому, данное обстоятельство связано с традиционным использованием мультипликативной модели для критериального уравнения, которое не является подходящей аппроксимацией для СКФ-потока [4]. Представляется целесообразным построить прямую аппроксимацию коэффициента теплоотдачи с использованием характерного вида его температурной зависимости в форме функции Лапласа. На основе такой аппроксимации результатов работы [16] было получено следующее уравнение для коэффициента теплоотдачи СКФ-азота в околокритической области:

$$\alpha(T, P) = 3 \frac{\lambda_1(T, P)}{D_t} \text{Nu}_1(T, P) \left[1 + 13,5 \left(\frac{P_c}{P - P_c} \right)^{3,3} e^{-\frac{|T - T_{pc}(P)|}{2,2(T_{pc}(P) - T_c)}} \right]. \quad (27)$$

Здесь Nu_1 – число Нуссельта, рассчитываемое по формуле Диттуса-Болтера типа (26), P_c – критическое давление, T_{pc} – псевдокритическая температура, определяемая как точка максимума удельной теплоемкости СКФ при заданном давлении.

Рассчитанное с использованием коэффициента теплоотдачи (27) распределение средне-массовой температуры по уравнениям (4), (18), (19) в сравнении с экспериментальными данными из [16] приведено на рис. 6, который показывает вполне удовлетворительное согласие модели с экспериментальными данными.

Расчет по схеме 1б производился на примере реальной газификационной установки СГУ-7КМ-У в режиме максимальной производительности нагревателя, результаты расчета выходной температуры газифицированного кислорода в сравнении с экспериментальными данными приведены на рис. 7.

Полученные результаты показывают хорошее количественное соответствие с величиной выходной температуры и качественное соответствие с величиной обледенения, что подтверждает адекватность модели и в этом режиме.

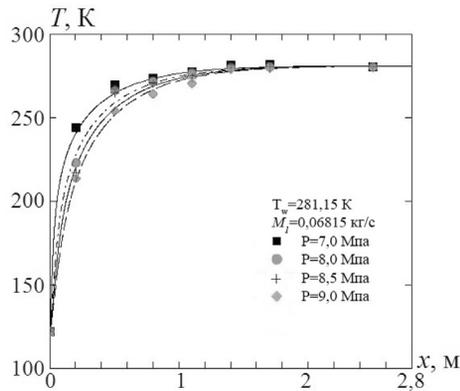


Рис. 6. Рассчитанное распределение температуры по длине газификатора в сравнении с экспериментальными данными из работы [16]

Fig. 6. Calculated temperature distribution along the length of the gasifier in comparison with experimental data from [16]

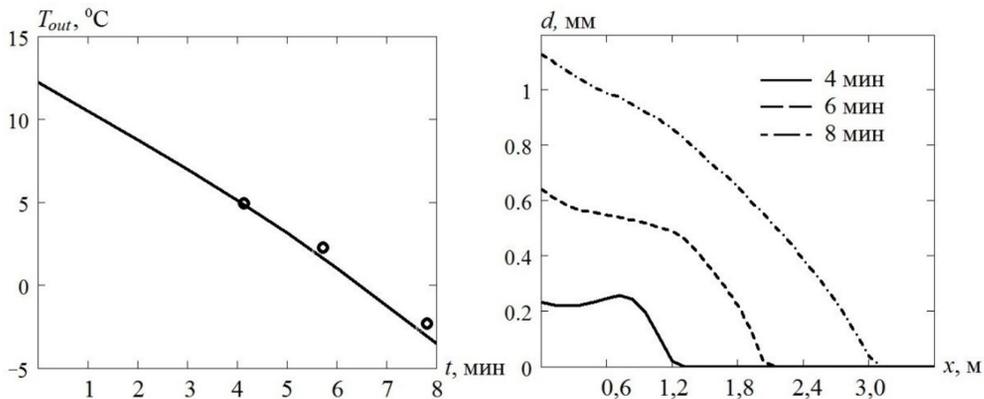


Рис. 7. Расчет выходной температуры газифицированного кислорода и толщины слоя обледенения на установке СГУ-7КМ-У в сравнении с данными эксперимента

Fig. 7. Calculation of the output temperature of gasified oxygen and the thickness of the icing layer at the SGU-7KM-U installation in comparison with the experimental data

Заключение

Сформулированная одномерная модель газификатора для различных режимов работы теплоносителя позволяет производить корректный расчет и оптимизацию газификаторов с целью достижения заданных выходных параметров (выходное давление и температура ГА) путем оптимизации конструкции газификатора, выбора оптимальных значений управляющих параметров, определения предельных режимов работы газификатора.

Предложенная модель содержит коэффициенты в критериальных уравнениях, которые следует уточнять для конкретной конструкции газификатора по опорным экспериментам методом параметрической идентификации.

Эти задачи предполагается рассмотреть в последующих исследованиях.

Данная работа выполнена в соответствии с планом научно-исследовательских работ ВУНЦ ВВС «ВВА» (г. Воронеж) по темам: «Разработка исходных тактико-технических дан-

ных проектирования мобильных воздуходелительных систем нового поколения на основе модернизации теплообменных устройств»; «Обоснование тактико-технических требований к мобильному газификатору сжиженных газов».

Список литературы / References

[1] Рязских В. И. Проблемы газообеспечения боевых вылетов авиационных средств ВВС Российской Федерации. *Приоритетные направления и актуальные проблемы развития средств технического обслуживания летательных аппаратов: сб. науч. ст. по материалам III Всероссийской науч.-техн. конф, Воронеж, 13–14 марта 2018 г.*, Воронеж: ВУНЦ ВВС «ВВА», 2018, 195–198. [Rjzhskikh V. I. Problems of gas supply of combat sorties of the Air Force of the Russian Federation. *The priorities and actual problems of development of the means of maintenance of aircraft: Collected papers in proceedings of the III all-Russian scientific and technical conference, Voronezh, March 13–14, 2018.* Voronezh: VUNC VVS «VVA», 2018, 195–198. (In Russian)]

[2] Чернухо И. И., Гаршин С. А., Бородин С. В., Федорова Е. В. Перспективные направления развития средств наземного обслуживания общего применения авиации в системе аэродромно-технического обеспечения на аэродромах оперативного базирования ВКС. *Теория и практика*, 2021, 17, 117–127. [Chernuho I. I. Garshin S. A., Borodkin S. V., Fedorova E. V. Promising directions for the development of ground handling facilities for general aviation applications in the system of aerodrome technical support at airfields of the operational base of the Aerospace Forces. *VKS Theory and practice*, 2021, 17, 117–127. (In Russian)]

[3] Кутателадзе С. С. *Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие*, М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с. [Kutateladze S. S. *Heat transfer and hydrodynamic resistance*), Moscow, Jenergoatomizdat, 1990, 367 p. (In Russian)]

[4] Петухов Б. С. Генин Л. Г., Ковалев С. А. *Теплообмен в ядерных энергетических установках*, М.: Атомиздат, 1974. 408 с. [Petuhov B. S. Genin L. G., Kovalev S. A. *Heat exchange in nuclear power plants*, Moscow, Atomizdat, 1974, 408 p. (In Russian)]

[5] Жакаускас А. А. *Конвективный перенос в теплообменниках*, М.: Наука, 1982. 472 с. [Zhakauskas A. A. *Convective transfer in heat exchangers*, Moscow, Nauka, 1982, 472 p. (In Russian)]

[6] Авдеевский В. С., Галицейский Б. М., Глебов Г. А. *Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике*, М.: Машиностроение, 1992, 528 с. [Avduevskij V. S. Galicejskij B. M., Glebov G. A. *Fundamentals of heat transfer in aviation and rocket and space technology*, Moscow, Mashinostroyeniye, 1992, 528 p. (In Russian)]

[7] Jin T., Wang M., Tang K. Simulation and performance analysis of a heat transfer tube in SuperORV (2014) *Cryogenics*, 61. 127–132.

[8] Pan J., Li R., Lv T., Wu G., Deng Z. Thermal performance calculation and analysis of heat transfer tube in super open rack vaporizer *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93, 27–35

[9] Qi C., Yi C., Wang B., Wang W., Xu J. Thermal performance analysis and the operation method with low temperature seawater of super open rack vaporizer for liquefied natural gas, *Applied Thermal Engineering*, 2019, 150, 61–69.

[10] Borodkin S. V., Bataronov I. L., Ivanov A. V., Ryzhskikh V. I. Simulation of heat transfer in a flow of over-critical nitrogen and oxygen in a horizontal circular tube, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2021, 1155, 012011.

[11] Pioro I.L., Khartabil H.F., Duffey R.B. Heat transfer to supercritical fluids flowing in channels, empirical correlations (survey), *Nuclear Engineering and Design*, 2004, 230, 69–91.

[12] Pioro, I.L., Duffey, R.B. Experimental heat transfer in supercritical water flowing inside channels (survey), *Nuclear Engineering and Design*, 2005, 235, 2407–2430.

[13] Wang H., Leung L.K.H., Wang W., Bi Q. A review on recent heat transfer studies to supercritical pressure water in channels, *Applied Thermal Engineering*. 2018, 142, 573–596.

[14] Liu Z., He Y., Yang Y., Fei J. Experimental study on heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ cooled in a large tube, *Applied Thermal Engineering*, 2014, 70(1), 307–315.

[15] Cheng H., Yin L., Ju Y., Fu Y. Experimental investigation on heat transfer characteristics of supercritical nitrogen in a heated vertical tube, *International Journal of Thermal Sciences*, 2020, 152, 106327.

[16] Cheng H., Ju Y., Fu Y. Experimental and simulation investigation on heat transfer characteristics of supercritical nitrogen in a new rib tube of open rack vaporizer, *International Journal of Refrigeration*, 2019, 111, 103–112.

[17] Son C. H., Park S. J. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube, *International Journal of Refrigeration*, 2006, 29(4), 539–546.

[18] Zhang P., Huang Y., Shen B., Wang R. Z. Flow and heat transfer characteristics of supercritical nitrogen in a vertical mini-tube, *International Journal of Thermal Sciences*, 2011, 50, 287–295.

[19] Валуева, Е.П., Кулагин Е. Н. Численное исследование теплообмена и турбулентного течения криогенных жидкостей в трубе при сверхкритическом давлении, Вестник МЭИ., 2012, 2, 22–29. [Valueva E. P., Kulagin E. N. Numerical study of heat transfer and turbulent flow of cryogenic liquids in a pipe at supercritical pressure, Vestnik MEI. Bulletin of Moscow Power Engineering Institute, 2012, 2, 22–29. (In Russian)]

[20] Акулов Л. А. Результаты экспериментального исследования теплообмена при вынужденном движении азота в области закритических давлений *Изв. вузов. Сер. Энергетика*, 1973, 11, 82–86. [Akulov L. A., Results of an experimental study of heat transfer under forced nitrogen motion in the region of supercritical pressures *Izv. vuzov. Energy*, 1973, 11, 82–86. (In Russian)]