

УДК 621.565.93/.95, 661.721

**ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ
В КОМПЛЕКСЕ ПОДГОТОВКИ СИНТЕЗ-ГАЗА
ДЛЯ МАЛОТОННАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА МЕТАНОЛА**

**RATIONALE FOR THE CHOICE OF HEAT EXCHANGERS
IN THE SYNTHESIS GAS PREPARATION COMPLEX
FOR LOW-TONNAGE METHANOL PRODUCTION**

**Алексей Михайлович Кузьмин, София Николаевна Ценева, Андрей
Андреевич Моисейчиков, Константин Дмитриевич Тимофеев**

**Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия
ООО «ГСТ», Санкт-Петербург, Россия**

**Aleksey M. Kuzmin, Sofiia N. Tceneva, Andrei A. Moiseychikov,
Konstantin D. Timofeev**

**Baltic State Technical University «VOENMEH»
named after D. F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia
LLC «GSG», Saint-Petersburg, Russia
e-mail: kuzmin.lex@gmail.com**

Аннотация. Создание мобильных, транспортабельных комплексов производства метанола для использования в отдаленных нефтегазовых месторождениях, а также совершенствование аппаратного оформления комплексов подготовки синтез-газа на базе некаталитического процесса парциального окисления углеводородного горючего требуют исследования процессов смешения, теплообмена, сепарации и других технологических процессов с позиций энерго- и ресурсосбережения, обеспечение экологической безопасности и надежности.

Результаты, полученные в работе, позволят использовать их при разработке САПР по расчету узлов комплекса подготовки синтез-газа. В работе исследуются две схемы теплообменных аппаратов: «труба в трубе» и «кожухотрубчатый», в которых осуществляется нагрев воды за счет использования потенциальной энергии синтез-газа как результат экзотермической реакции некаталитического парциального окисления подготовленного попутного нефтяного газа.

Совершенствование теплообменных аппаратов является актуальной и важной задачей, решение которой обеспечит повышение энерго- и ресурсосбережения, позволит повысить экологическую эффективность мобильных комплексов производства синтез-газа.

Abstract. The creation of mobile, transportable methanol production complexes for use in remote oil and gas fields, as well as the improvement of the hardware design of synthesis gas preparation complexes based on the non-catalytic process of partial oxidation of hydrocarbon fuel requires the study of mixing processes, heat exchange, separation and other technological processes from the standpoint of energy and resource conservation, ensuring environmental safety and reliability.

The results obtained in the work can be used in the development of CAD for the calculation of nodes of the synthesis gas preparation complex. The paper investigates two schemes of heat exchangers: «pipe in pipe» and «shell-and-tube», in which water is heated by using the potential energy of synthesis gas as a result of the exothermic reaction of non-catalytic partial oxidation of the prepared associated petroleum gas.

The improvement of heat exchangers is an urgent and important task, the solution of which will ensure an increase in energy and resource conservation, will increase the environmental efficiency of mobile synthesis gas production complexes.

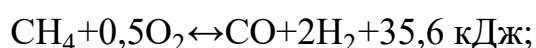
Ключевые слова: синтез-газ, малотоннажное производства метанола, теплообменники, рекуперация тепла, потенциальное тепло

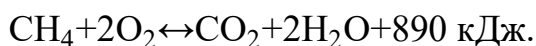
Keywords: synthesis gas, low-tonnage methanol production, heat exchangers, heat recovery, potential heat

Введение

Развитие технологий малотоннажного производства метанола для использования их в отдаленных нефтегазовых месторождениях является актуальным и важным направлением [1–3]. Использование традиционных подходов для производства метанола в количестве 5000–20000 т экономически является не целесообразным. Решение возможно за счет создания комплексов, базирующиеся на технологиях некаталитического парциального окисления, где в качестве центрального узла используется газогенератор синтез-газа, обладающий на порядок меньшими массо-габаритными характеристиками, за счет чего достигается возможность создания мобильных транспортабельных комплексов [1–5]. К таким комплексам в первую очередь предъявляются жесткие требования к массогабаритным характеристикам, связанные с необходимостью обеспечить мобильность комплекса, а также высокую надежность, возможность интеграции в инфраструктуру непосредственно на площадке, высокую степень автоматизации и минимизацию задействованного обслуживающего персонала, возможность эксплуатации в широких климатических условиях.

Первостепенными важными являются габаритные и массовые характеристики, а также использование потенциальной энергии, которая образуется в результате экзотермической реакции при некаталитическом парциальном окислении:





Сложности по подбору теплообменного оборудования связаны с большим температурным напором, высоким давлением, испарением компонентов, требованием к снижению расхода холодного теплоносителя, а также с жёсткими требованиями к массогабаритным характеристикам, вызванными необходимостью обеспечить компактность и модульность данной установки.

Теплообменные аппараты (ТОА) используют для охлаждения или нагрева сред до температур, необходимых для нормального протекания технологических процессов, а также для рекуперации тепловой энергии, выделяемой в процессе работы энергетического оборудования.

К разрабатываемым теплообменным аппаратам предъявляются следующие требования:

- обеспечить необходимую тепловую мощность и заданные значения конечных температур теплоносителей;
- минимизировать гидравлические потери в трактах течения теплоносителей;
- элементы конструкции должны обладать высокими прочностными характеристиками, достаточной химической стойкостью к воздействию агрессивных сред;
- обладать наименьшими массогабаритными характеристиками.

Комплекс производства синтеза-газа

В качестве модели установки малотоннажного комплекса (МК) производства метанола предлагается схема, базирующаяся на технологии применения некаталитического парциального окисления углеводородного горючего [1–6]. Упрощенная схема комплекса производства синтез-газа представлена на рисунке 1 и включает в себя: 1 – систему подачи природного газа (ПГ), ПГ нагревается в теплообменнике ТО2; 2 – систему подачи воздуха; 3 – системы подачи воды; 4 – пар в смеситель; 5 – пар

потребителю; 6 – ветвитель; 7 – смеситель; 8 – отвод конденсата; 9 – синтез газ на комплекс метанола; 10 – подвод тепла; 11 – отвод охлажденного носителя; TO1 – теплообменник нагрева воды синтез-газом; TO2 – теплообменник нагрева метана синтез-газом; TO3 – котел-утилизатор; СТК – среднетемпературный катализатор; КС – камера сгорания; ИК – испарительная камера; X1 – холодильник; С – сепаратор.

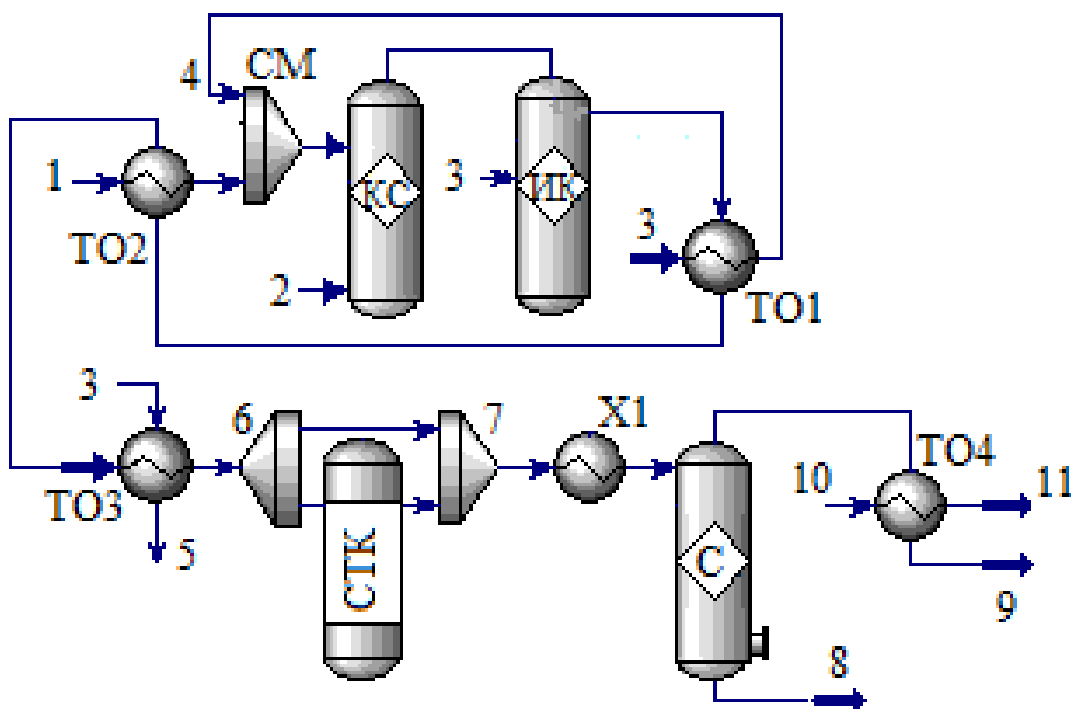
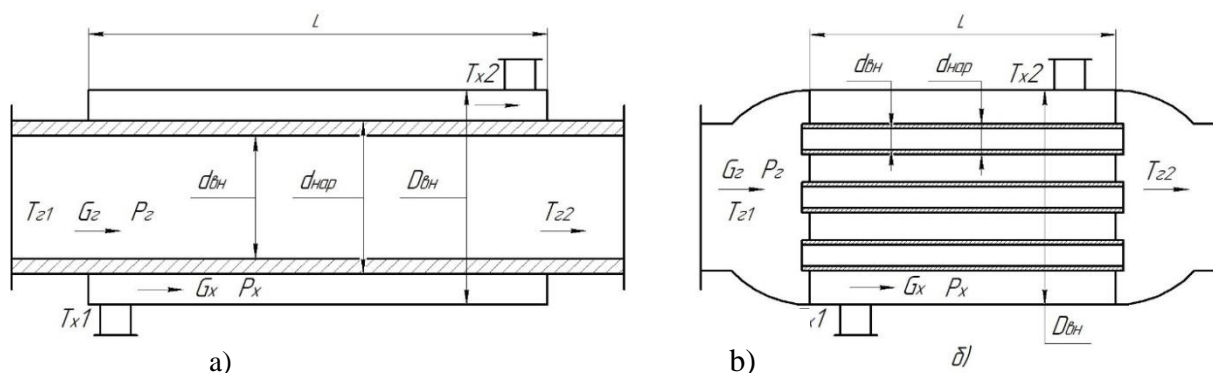


Рисунок 1. Функциональная схема комплекса синтез-газа

Figure 1. Functional diagram of the synthesis gas complex

В качестве предлагаемых вариантов рассматриваются две схемы теплообменных аппаратов – «труба в трубе» и кожухотрубный теплообменник (рисунок 2).



T_{x1} – температура холодного теплоносителя на входе; T_{x2} – температура холодного теплоносителя на выходе; T_{g1} – температура горячего теплоносителя на входе; T_{g2} – температура горячего теплоносителя на выходе; G_g – массовый расход горячего теплоносителя; P_g – давление горячего теплоносителя; $d_{вн}$ – внутренний диаметр; $d_{нар}$ – наружный диаметр;

$D_{вн}$ – внешний диаметр; P_x – давление холодного теплоносителя компонента; G_x – массовый расход холодного теплоносителя

Рисунок 2. Схемы ТОА: «труба в трубе» (а), «кожухотрубный» (б)

Figure 2. Heat exchanger schemes: «pipe in pipe» (a), «shell-and-tube» (b)

Выбор данных типов теплообменных аппаратов связан с условиями эксплуатации – высоким давлением и температурой, и необходимостью обеспечить отсутствие контакта между компонентами.

Исходные данные необходимые для расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1. Исходные данные

Table 1. Initial data

Наименование	Температура холодного теплоносителя		Температура горячего теплоносителя		Расход теплоносителя		Давление теплоносителей	
	на входе	на выходе	на входе	на выходе	холодного	горячего	холодного	горячего
Параметр	$T_{x1}, ^\circ\text{C}$	$T_{x2}, ^\circ\text{C}$	$T_{g1}, ^\circ\text{C}$	$T_{g2}, ^\circ\text{C}$	$G_x, \text{кг/с}$	$G_g, \text{кг/с}$	$P_x, 10^6, \text{Па}$	$P_g, 10^6, \text{Па}$
Значение	15	350	901	872	0,0232	1,549	6,079	6,079

Теплофизические параметры теплоносителей: изобарная теплоемкость c_p ($\text{Дж} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), плотность ρ ($\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$), коэффициент динамической вязкости μ ($\text{Па} \cdot \text{с}$) и теплопроводность λ ($\text{Вт} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) определялись по данным

справочников [7–10]. Поскольку величины μ и λ не обладают свойством аддитивности, для газовой смеси (горячий теплоноситель) они рассчитывались по формулам из [11] и [12]:

$$\mu = \sum_{i=1}^n \frac{\mu_i}{1 + \frac{1}{r_i} \sum_{j=1}^n \frac{1}{r_j} \varphi(i,j)} [\text{Па} \cdot \text{с}];$$

$$\lambda = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{\frac{1}{r_i} \sum_{j=1}^n \frac{1}{r_j} A(i,j)} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right];$$

$$\varphi(i,j) = \frac{\left(1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{\frac{1}{4}} \right)^2}{\frac{4}{\sqrt{2}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{\frac{1}{2}}};$$

$$A(i,j) = \frac{1}{4} \left(1 + \left[\frac{\mu_i}{\mu_j} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{\frac{3}{4}} \frac{\left(1 + \frac{S_i}{T} \right)}{\left(1 + \frac{S_j}{T} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \right)^2 \cdot \frac{\left(1 + \frac{\sqrt{S_i S_j}}{T} \right)}{\left(1 + \frac{S_i}{T} \right)};$$

где n – число компонентов смеси; μ_i , r_i , M_i , S_i , λ_i – коэффициент динамической вязкости, объемная доля, молекулярная масса, константа Сазерленда i -ого компонента смеси, коэффициент теплопроводности.

При расчете двух схем ТОА предполагается, что холодный теплоноситель будет направлен в межтрубное пространство. В этом случае снижаются удельные тепловые потери в окружающую среду. Также для обеих схем в качестве материала трубок принимается сталь 20Х23Н18 [13], обладающая повышенной жаростойкостью и жаропрочностью. Толщина стенки трубок ТОА «труба в трубе» была принята равной 3 мм, что отвечает требованиям эксплуатации при указанных давлениях, трубок кожухотрубного ТОА – 1,5–2 мм, ориентируясь на толщины труб по [14] для значений диаметров из исследуемых интервалов.

Для получения сравниваемых параметров ТОА использовались критериальные соотношения, приведенные в [15–17]. Коэффициент теплоотдачи при кипении холодного теплоносителя определялся по формуле [18]:

$$\bar{\alpha}=0,25\sqrt[3]{\frac{\lambda''^2 c_p'' g(\rho'-\rho'')}{\nu''}} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right],$$

где λ'' , – теплопроводность; c_p'' – удельная теплоемкость при постоянном давлении; ν'' – коэффициент кинематической вязкости; ρ'' – плотность пара на линии насыщения; ρ' – плотность воды на линии насыщения; g – ускорение свободного падения.

Допущения

Так как при движении теплоносителя в межтрубном пространстве происходит полный переход из жидкой фазы в газообразную, расчёт производился по трём участкам: первый участок, где теплоноситель находится в жидкой фазе, второй участок, на котором происходит кипение, и третий участок, где теплоноситель полностью перешёл из жидкого состояния в пар.

Для оценки гидравлических потерь в каналах ТОА применялись соотношения из [15, 19]:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{mp} + \sum \Delta p_m \text{ [Па];}$$

$$\Delta p_{mp} = \lambda_{mp} \cdot \frac{l}{d_s} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \text{ [Па];}$$

$$\Delta p_m = \zeta_m \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \text{ [Па]}$$

где Δp_{mp} – потери на преодоление сил трения; Δp_m – потери на преодоление местных сопротивлений; λ_{mp} – коэффициент сопротивления трения; ζ_m – коэффициент местных потерь; l – полная длина участка; d_s – эквивалентный диаметр канала; ρ – плотность теплоносителя; w – среднемассовая скорость потока.

Для участка движения двухфазного потока потери трения:

$$\Delta p_{mp_ф} = \lambda_{mp} \cdot \frac{l}{d_s} \cdot \frac{(\rho \cdot w)^2}{2\rho'} \cdot \left[1 + \bar{x} \cdot \bar{\psi} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \text{ [Па]},$$

где ρ' – плотность кипящей жидкости; \bar{x} – среднее паросодержание на участке; $\bar{\psi} = \frac{\bar{\psi}_K x_K - \bar{\psi}_H x_H}{x_K - x_H}$ – коэффициент; ρ'' – плотность сухого насыщенного пара, определяемая по номограмме, приведенной в [19].

При расчетах теплоносителей на входе в ТОА и выходе из него размеры трубопроводов считаются неизменными. Коэффициенты местных потерь и коэффициенты сопротивления трения определялись по [15]:

$$\lambda_{mp} = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \left(\frac{Pr_{cm}}{Pr} \right)^{0,33},$$

$$\zeta_M = 0,5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right)^{\frac{3}{4}} - \text{внезапное сужение канала;}$$

$$\zeta_M = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 - \text{внезапное расширение канала;}$$

где $Re = \frac{\rho \cdot w \cdot d_2}{\mu}$ – критерий Рейнольдса; $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$ – критерий Прандтля; Pr_{cm} – критерий Прандтля при температуре стенки теплообменной поверхности; F_1, F_2 – соответственно площади поперечного сечения на входе в участок и на выходе из него.

Результаты расчетов теплообменника труба в трубе

На графике рисунка 3, а приведены зависимости длины ТОА «труба в трубе» L от диаметра внутренней трубки $d_{вн}$ для различных значений площади кольцевого канала S_x . Каждая кривая достигает минимального значения при различных значениях $d_{вн}$. Также видно, что снижение S_x при заданном $d_{вн}$ ведет к уменьшению длины ТОА.

На графике рисунка 3, б приведены зависимости величины гидравлического сопротивления в каналах ТОА $\Delta p_{(z/x)}$ от диаметра внутренней трубки $d_{вн}$ при различных S_x . Величина потерь в канале горячего теплоносителя практически не изменяется от одного значения S_x к другому, поэтому на графике приведена только одна кривая для гидравлических потерь Δp_z . Потери Δp_z имеют минимум по $d_{вн}$, в то время как Δp_x возрастают при увеличении $d_{вн}$ и снижении S_x .

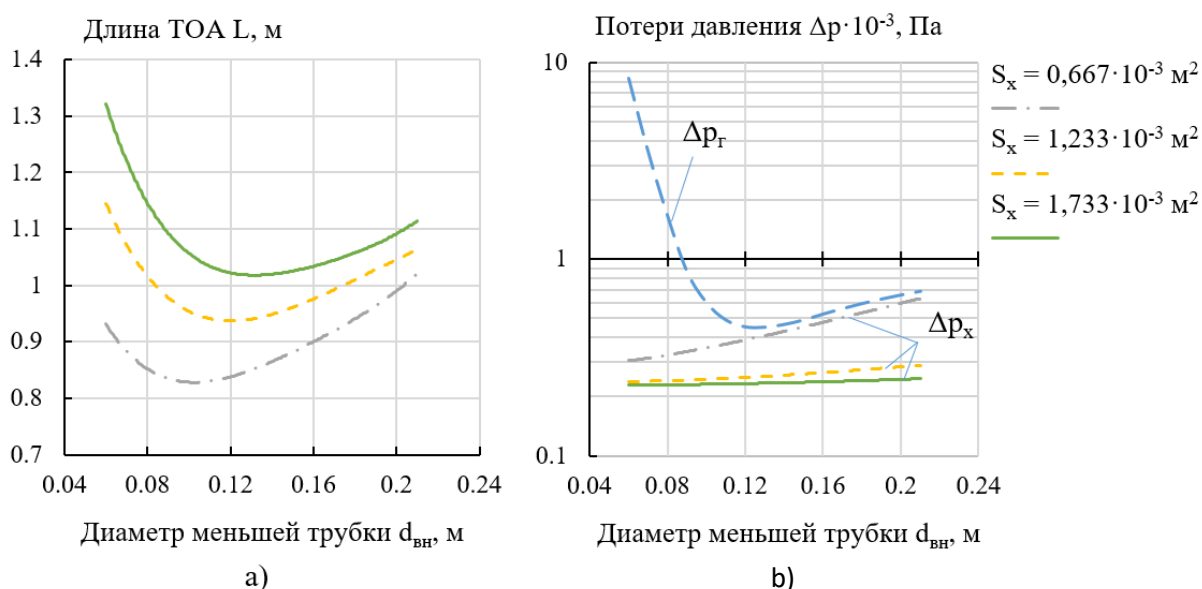


Рисунок 3. Зависимость длины L (a) и потерь давления Δp (b) ТОА «труба в трубе» от внутреннего диаметра меньшей трубы

Figure 3. Dependence of length L (a) and pressure loss Δp (b) of heat exchangers «pipe in pipe» on the inner diameter of the smaller pipe

При выборе наиболее рациональной конструкции необходимо учитывать особенности ограничений по габаритам, а также обращать внимание на величину гидравлических потерь горячего теплоносителя (в связи с его большим расходом) и значение максимальной температуры стенки. При уменьшении площади кольцевого сечения S_x величина диаметрального зазора ($D_{вн} - d_{нар}$) может достигать столь низких значений, которые затруднительно реализовать по технологическим соображениям. Рассчитанные параметры одного из полученных обликов ТОА схемы «труба в трубе» занесены в таблицу 2.

К рассмотрению допускается теплообменный аппарат с параметрами $d_{вн} = 0,120$ и $S_x = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. При таких параметрах гидравлические потери в тракте горячего теплоносителя близки к минимуму, а величина зазора $D_{вн} - d_{нар}$ составляет 0,006 м, что можно считать допустимым значением.

Результаты расчетов и сравнение

Для того чтобы определиться с параметрами ТОА, проанализируем зависимости, полученные в результате расчетов.

На рисунке 4 наблюдается немонотонность. На первом участке с увеличением диаметра трубок увеличивается площадь межтрубного сечения, что ведёт к снижению скорости холодного теплоносителя, и происходит переход от турбулентного режима к ламинарному.

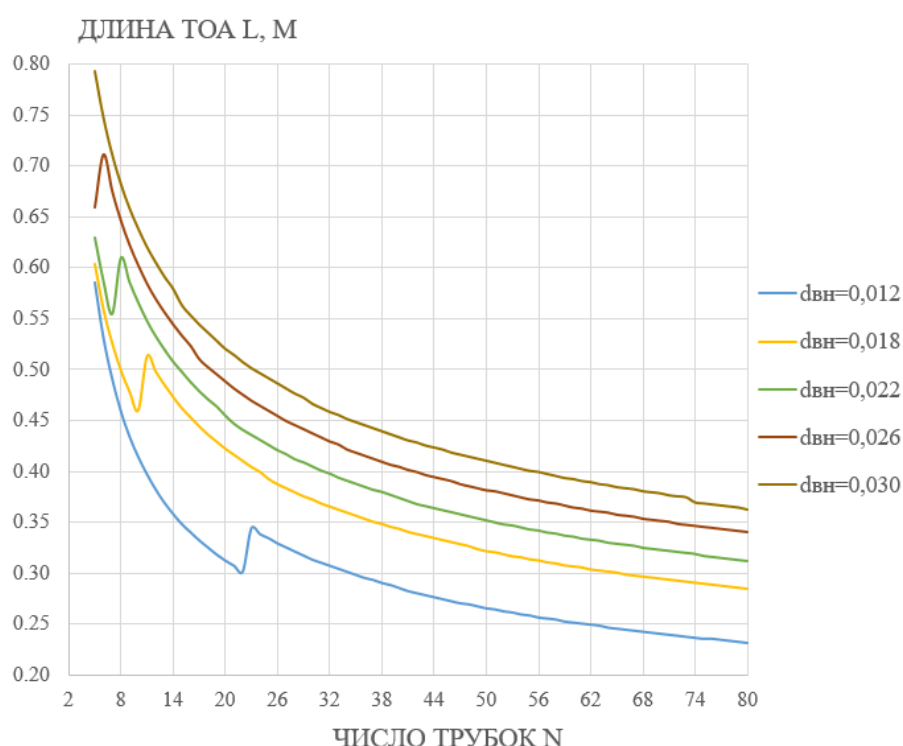


Рисунок 4. Зависимость длины ТОА «кожухотрубный» от количества трубок в кожухе при разных диаметрах трубок

Figure 4. Dependence of the length of the «shell-and-tube» heat exchanger on the number of tubes in the casing with different tube diameters

Турбулизация потока позволит уменьшить длину трубок и, как следствие, уменьшить габариты теплообменника в целом.

По рисунку 4 видно, что использование числа трубок $N < 10$ не целесообразно, так как длина теплообменного аппарата существенно возрастает.

Из рисунка 5 видно, что применение трубок диаметром с $d_{вн} = 0,012$ м по $d_{вн} = 0,016$ м включительно не целесообразно, так как гидравлические потери резко возрастают. Для лучшей наглядности зависимости гидравлических потерь от количества трубок надлежит рассматривать участок, начиная с 10 трубок, так как при меньшем количестве потери резко возрастают и рассматривать подобные решения становится не рационально.

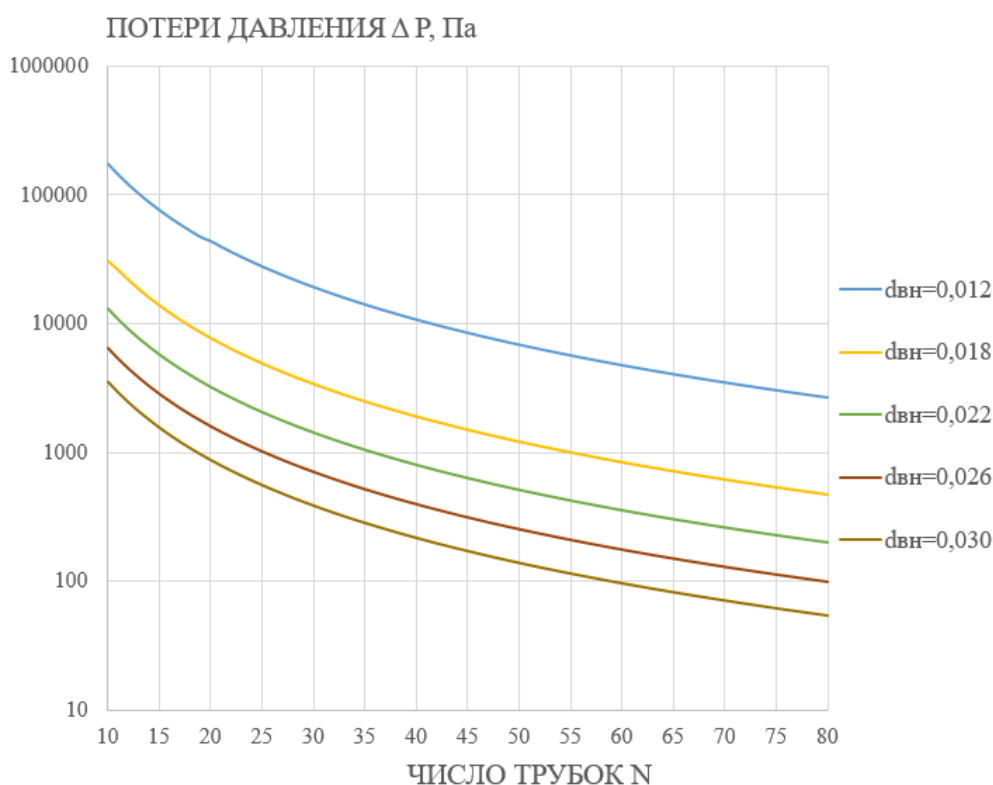


Рисунок 5. Зависимость гидравлических потерь ТОА от количества трубок в кожухе при разных диаметрах трубок

Figure 5. Dependence of heat exchanger hydraulic losses on the number of tubes in the casing for different tube diameters

Задаваясь различными значениями внутреннего диаметра теплообменных труб $d_{вн}$ и площадью межтрубного пространства S_x (для кожухотрубного ТОА она определяется числом трубок), был получен набор обливок для каждого ТОА. Толщина стенок теплообменных трубок принималась по ГОСТ 8734 для данных значений $d_{вн}$.

Рассчитанные параметры двух полученных обликов кожухотрубного ТОА приведены в таблице 2. Для обоснования выбора той или иной схемы необходимо сравнить параметры принятых обликов ТОА данных схем. В таблице 2 приведены к сравнению облик ТОА «труба в трубе» и два облика кожухотрубных ТОА.

Таблица 2. Сравнение схем

Table 2. Scheme comparison

Наименование		Параметр	Значение		
			«труба в трубе»	кожухотрубный	
				№ 1	№ 2
Температура холодного теплоносителя	на входе	$T_{x1}, ^\circ\text{C}$	15	15	15
	на выходе	$T_{x2}, ^\circ\text{C}$	350	350	350
Температура горячего теплоносителя	на входе	$T_{r1}, ^\circ\text{C}$	901	901	901
	на выходе	$T_{r2}, ^\circ\text{C}$	872	872	872
Расход теплоносителя	горячего	$G_r, \text{кг/с}$	1,549	1,549	1,549
	холодного	$G_x, \text{кг/с}$	0,0232	0,0232	0,0232
Давление теплоносителей	горячего	$P_r, 10^6, \text{Па}$	6,079	6,079	6,079
	холодного	$P_x, 10^6, \text{Па}$	6,079	6,079	6,079
Внутренний диаметр трубок		$d_{вн}, \text{м}$	0,120	0,018	0,030
Внутренний диаметр кожуха		$D_{вн}, \text{м}$	0,132	0,150	0,276
Скорость теплоносителей	горячего	$W_r, \text{м/с}$	10,6	22,8	5,76
	холодного	$W_x (нар), \text{м/с}$	0,814	0,098	0,029
Площадь поверхности теплообмена		$F, \text{м}^2$	0,369	0,607	1,503
Длина		$L, \text{м}$	0,932	0,418	0,464
Гидравлические потери		$\Delta P_r, \text{Па}$	434	6930	400
Температура стенки		$T_{ст}, ^\circ\text{C}$	720	866	862
Количество трубок		N	-	21	30
Масса труб, без фланцев		$M, \text{кг}$	24,4	16,8	38,3
Масса труб, с фланцами		$M, \text{кг}$	72,59	55,37	114,39

В качестве результата исследования по подбору теплообменных аппаратов были получены данные, которые позволили перейти к конструированию и проектированию теплообменных аппаратов для их дальнейшего встраивания в технологический комплекс малотоннажного производства метанола производительностью 5000 т/год. На рисунке 6 приведены модели теплообменных аппаратов.

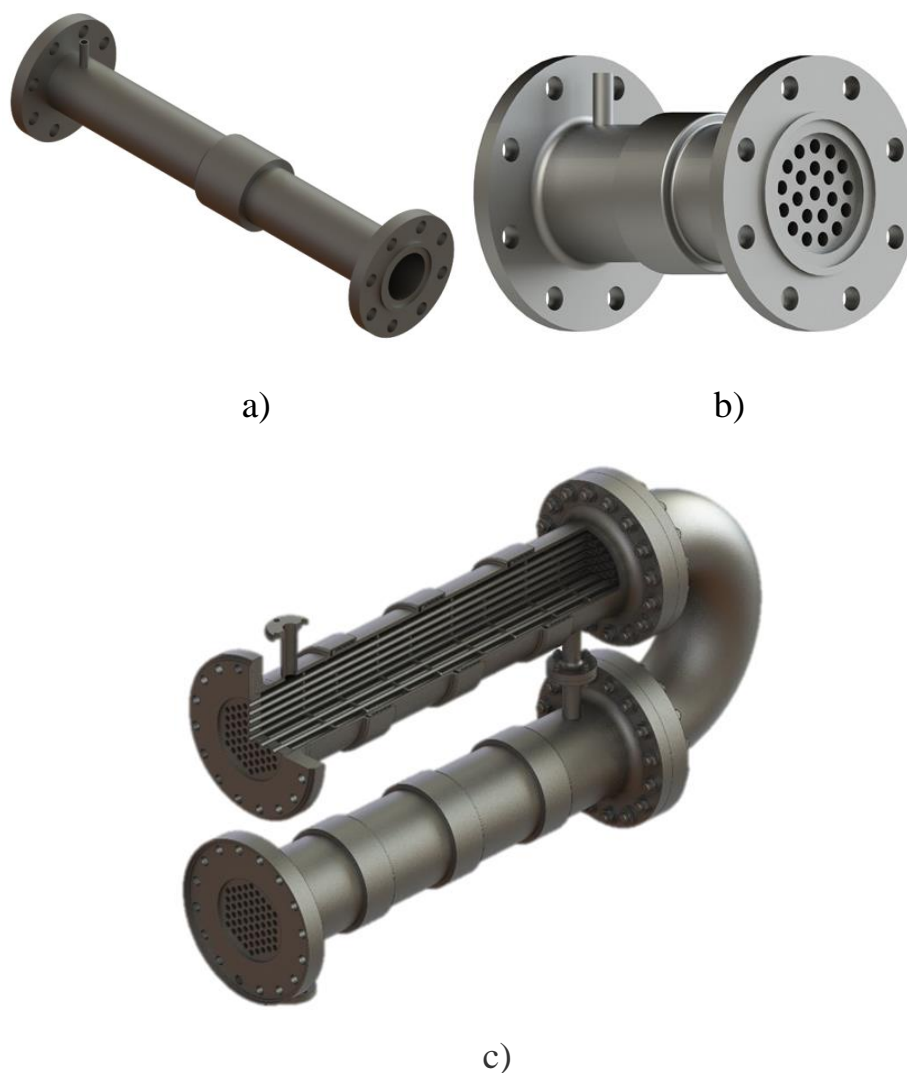


Рисунок 6. Теплообменные аппараты: «труба в трубе» (а), кожухотрубный (b), кожухотрубный теплообменник с поворотом (с)

Figure 6. Heat exchangers: «pipe in pipe» (a), shell-and-tube (b), shell-and-tube heat exchanger with a turn (c)

Выводы

Как видно из приведенных результатов в таблице 2, ТОА по схеме «труба в трубе» обладает меньшими гидравлическими потерями ΔP_z , чем кожухотрубный ТОА № 1, что говорит о большей экономичности данной схемы в процессе эксплуатации. Кожухотрубный ТОА № 2 имеет тот же уровень потерь давления, что и «труба в трубе», однако диаметр его кожуха $D_{вн}$ существенно выше, чем $D_{вн}$ остальных рассматриваемых обликов.

Результаты численного исследования, приведенные на рисунке 7 (Ansys Fluent v.17), подтверждают, что температура стенки в ТОА «труба в трубе» ниже, чем в кожухотрубном, то есть данная схема будет обладать наибольшим эксплуатационным ресурсом (или предъявлять менее строгие требования к материалам), а также расчетные значения, приведенные в таблице 2.

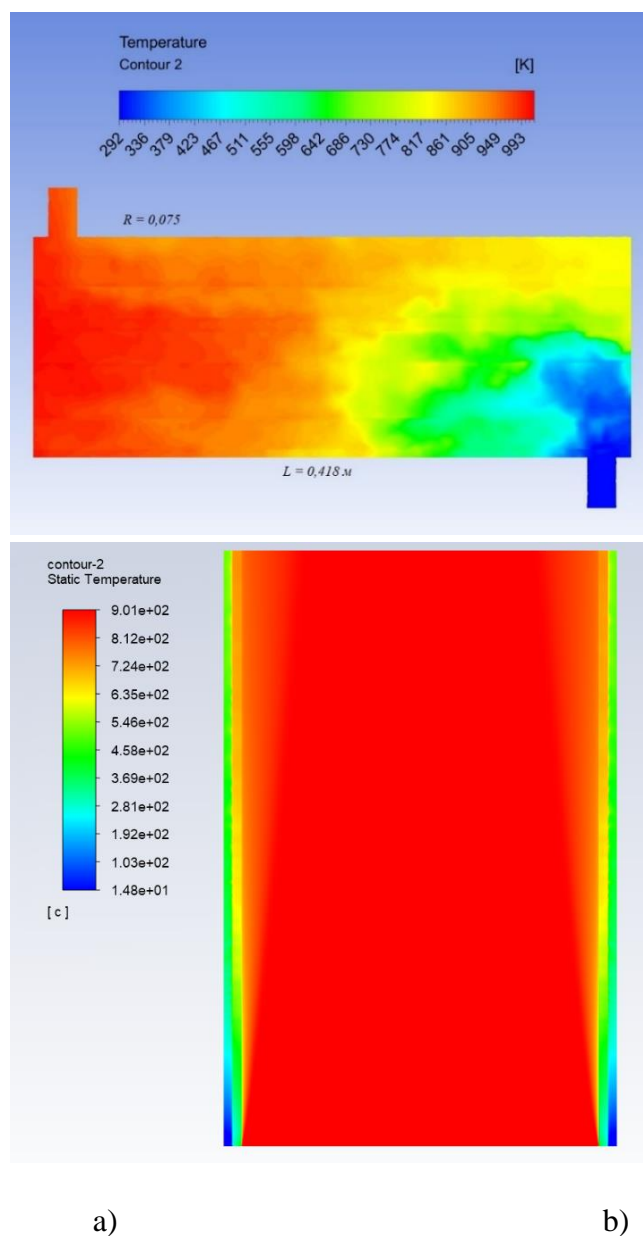


Рисунок 7. Результаты численного моделирования: кожухотрубный теплообменник (a), теплообменник «труба в трубе» (b)

Figure 7. Results of numerical simulation: shell-and-tube heat exchanger (a), «tube-in-tube» heat exchanger (b)

В условиях данной задачи кожухотрубный ТОА № 1 целесообразно применять только при необходимости обеспечить наименьшую общую длину агрегата. Однако данное преимущество является весомым, т.к. в ТОА имеет место фазовый переход одного из теплоносителей, что может потребовать вертикальной ориентации аппарата и усложнить компоновку комплекса.

Учитывая вышеизложенное, в качестве рабочего облика выбирается кожухотрубный ТОА № 2, обладающий малыми гидравлическими потерями $\Delta P_z = 400$ Па и умеренным значением длины $L = 0,464$ м. Данный ТОА имеет температуру стенки $T_{ст} = 862$ °С, что может существенно снизить эксплуатационный ресурс устройства. Эта проблема может быть решена путем выбора другого материала или проведения интенсификации ТОА.

Данный тип теплообменных аппаратов может использоваться во всем комплексе производства синтез-газа.

Список источников

1. Пат. 2632846 РФ, МПК С 01 В 3/34, Способ получения водородсодержащего газа для производства метанола и устройство для его осуществления / Ю.В. Загашвили, В.Н. Ефремов, А.М. Кузьмин, Ю.В. Анискевич, В.В. Ефремов, Р.Н. Ефремов, А.А. Левихин, Н.А. Левтринская. 2016133558, Заявлено 15.08.2016; Оpubл. 10.10.2017. Бюл. 28.

2. Пат. на полезную модель 176510 РФ, МПК В 01 J 19/00. Малотоннажная установка получения метанола / Ю.В. Загашвили, В.Н. Ефремов, А.М. Кузьмин, И.И. Лищинер, Ю.Л. Вяткин. 2017121751, Заявлено 20.06.2017; Оpubл. 22.01.2018. Бюл. 3.

3. Загашвили Ю.В., Кузьмин А.М. Влияние состава водородсодержащего газа на выход метанола // Известия томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2020. Т. 331, № 10. С. 187-195. DOI: 10.18799/24131830/2020/10/2871.

4. Загашвили Ю.В., Кузьмин А.М., Имшенецкий В.В., Лищинер И.И., Малова О.В. Экспериментальные исследования синтеза метанола из забалластированного азотом синтез-газа // Известия томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2021. Т. 332, № 7. С. 140-147. DOI: 10.18799/24131830/2021/7/3272.

5. Загашвили Ю.В., Ефремов В.Н., Кузьмин А.М., Лищинер И.И. Комплекс получения синтез-газа для малотоннажного производства метанола // НефтеГазоХимия. 2017. № 1. С. 19-26.

6. Загашвили Ю.В., Левихин А.А., Кузьмин А.М. Основы проектирования трехкомпонентных газогенераторов синтез-газа // НефтеГазоХимия. 2017. № 4. С. 9-16.

7. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. Справочник. М.: Изд-во МЭИ, 1999. 168 с.

8. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 721 с.

9. Вассерман А.А., Казавчинский Я.З., Рабинович В.А. Теплофизические свойства воздуха и его компонентов. М.: Наука, 1966. 375 с.

10. Чиркин В.С. Теплофизические свойства материалов (Справочное руководство). М.: Физматгиз, 1959. 356 с.

11. Wilke C.R. A Viscosity Equation for Gas Mixtures // The Journal of Chemical Physics. 1950. Vol. 18, Issue 4. P. 517-519. DOI: 10.1063/1.1747673.

12. Шлямнев А.П. Коррозионностойкие, жаростойкие и высокопрочные стали и сплавы. М.: Интермет Инжиниринг, 2000. 232 с.

13. Lindsay A.L., Bromley L.A. Thermal Conductivity of Gas Mixture // Industrial and Engineering Chemistry. 1950. Vol. 42, Issue 1. P. 1508-1510. DOI: 10.1021/IE50488A017.

14. ГОСТ 8734-75. Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные. Сортамент. М.: Стандартиформ, 2007. 12 с.

15. Сахин В.В. Теплообменные аппараты. СПб.: Изд-во Балт. гос. техн. ун-та, 2010. 131 с.

16. Савельев Н.И., Лукин П.М. Расчет и проектирование кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та., 2010. 80 с.

17. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.

18. Авчухов В.В., Паюсте Б.Я. Задачник по процессам тепломассообмена. М.: Энергоатомиздат, 1986. 144 с.

19. Балдина О.М., Локшин В.А., Петерсон Д.Ф. Гидравлический расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Под ред. В.А. Локшина. М.: Энергия, 1978. 256 с.

References

1. Zagashvili Yu.V., Efremov V.N., Kuzmin A.M., Aniskevich Yu.V., Efremov V.V., Efremov R.N., Levikhin A.A., Levtrinskaya N.A. *Sposob polucheniya vodorodsoderzhashchego gaza dlya proizvodstva metanola i ustroistvo dlya ego osushchestvleniya* [Method for Obtaining Hydrogen-Containing Gas for the Production of Methanol and a Device for its Implementation]. Patent RF, No. 2632846, 2017. [in Russian].

2. Zagashvili Yu.V., Efremov V.N., Kuzmin A.M., Lishchiner I.I., Vyatkin Yu.L. *Malotonnazhnaya ustanovka polucheniya metanola* [Small-Tonnage Methanol Production Unit]. Utility Model Patent RF, No. 176510, 2018. [in Russian].

3. Zagashvili Yu.V., Kuzmin A.M. Vliyanie sostava vodorodsoderzhashchego gaza na vykhod metanola [Influence of Hydrogen-Containing Gas Composition on Methanol Yield]. *Izvestiya tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov – Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2020, Vol. 331, No. 10, pp. 187-195. DOI: 10.18799/24131830/2020/10/2871. [in Russian].

4. Zagashvili Yu.V., Kuzmin A.M., Imshenetskii V.V., Lishchiner I.I., Malova O.V. Eksperimental'nye issledovaniya sinteza metanola iz zaballastirovannogo azotom sintez-gaza [Experimental Studies of Methanol Synthesis from Nitrogen-Ballasted Synthesis Gas]. *Izvestiya tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov – Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2021, Vol. 332, No. 7, pp. 140-147. DOI: 10.18799/24131830/2021/7/3272. [in Russian].

5. Zagashvili Yu.V., Efremov V.N., Kuzmin A.M., Lishchiner I.I. Kompleks polucheniya sintez-gaza dlya malotonnazhnogo proizvodstva metanola [Complex for Obtaining Synthesis-Gas for Smalltonnage Production of Methanol]. *NefteGazoKhimiya – Oil and Gas Chemistry*, 2017, No. 1, pp. 19-26. [in Russian].

6. Zagashvili Yu.V., Levikhin A.A., Kuzmin A.M. Osnovy proektirovaniya trekhkomponentnykh gazogeneratorov sintez-gaza [Foundations of Design of Three-Component Gas Generator of Synthesis Gas]. *NefteGazoKhimiya – Oil and Gas Chemistry*, 2017, No. 4, pp. 9-16. [in Russian].

7. Aleksandrov A.A., Grigorev B.A. *Tablitsy teplofizicheskikh svoistv vody i vodyanogo para. Spravochnik* [Tables of Thermophysical Properties of Water and Steam. Directory]. Moscow, MEI Publ., 1999. 168 p. [in Russian].

8. Vargaftik N.B. *Spravochnik po teplofizicheskim svoistvam gazov i zhidkosti* [Handbook of Thermophysical Properties of Gases and Liquids]. Moscow, Nauka Publ., 1972. 721 p. [in Russian].

9. Vasserman A.A., Kazavchinskii Ya.Z., Rabinovich V.A. *Teplofizicheskie svoistva vozdukha i ego komponentov* [Thermophysical Properties of Air and its Components]. Moscow, Nauka Publ., 1966. 375 p. [in Russian].

10. Chirkin V.S. *Teplofizicheskie svoistva materialov (Spravochnoe rukovodstvo)* [Thermophysical Properties of Materials (Reference Guide)]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1959. 356 p. [in Russian].

11. Wilke C.R. A Viscosity Equation for Gas Mixtures. *The Journal of Chemical Physics*, 1950, Vol. 18, Issue 4. pp. 517-519. DOI: 10.1063/1.1747673.

12. Shlyamnev A.P. *Korrozionnostoikie, zharostoikie i vysokoprochnye stali i splavy* [Corrosion-Resistant, Heat-Resistant and High-Strength Steels and Alloys]. Moscow, Internet Inzhiniring Publ., 2000. 232 p. [in Russian].

13. Lindsay A.L., Bromley L.A. Thermal Conductivity of Gas Mixture. *Industrial and Engineering Chemistry*, 1950, Vol. 42, Issue 1, pp. 1508-1510. DOI: 10.1021/IE50488A017.

14. GOST 8734-75. *Truby stal'nye besshovnye kholodnodeformirovannye. Sortament* [State Standard 8734-75. Seamless Steel Tubes Cold Deformed. Range]. Moscow, Standartinform Publ., 2007. 12 p. [in Russian].

15. Sakhin V.V. *Teploobmennye apparaty* [Heat Exchangers]. St. Petersburg, Balt. gos. tekhn. un-t. Publ., 2010. 131 p. [in Russian].

16. Savelev N.I., Lukin P.M. *Raschet i proektirovanie kozhukhotrubchatykh teploobmennyykh apparatov* [Calculation and Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers]. Cheboksary, Chuvash. un-ta. Publ., 2010. 80 p. [in Russian].

17. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of Heat Transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1977. 344 p. [in Russian].

18. Avchukhov V.V., Payuste B.Ya. *Zadachnik po protsessam teplomassoobmena* [Task Book on Heat and Mass Transfer Processes]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1986. 144 p. [in Russian].

19. Baldina O.M., Lokshin V.A., Peterson D.F. *Gidravlicheskii raschet kotel'nykh agregatov (Normativnyi metod)* [Hydraulic Calculation of Boiler Units (Normative Method)]. Ed. by V.A. Lokshina. Moscow, Energiya Publ., 1978. 256 p. [in Russian].

Сведения об авторах

About the authors

Кузьмин Алексей Михайлович, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Двигатели и энергоустановки летательных аппаратов», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, советник РАЕН, генеральный директор ООО «ГСТ», Санкт-Петербург, Россия

Aleksey M. Kuzmin, Candidate of Engineering Sciences, Associated Professor, Assistant Professor of Aircraft Engines and Power Plants Department, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D. F. Ustinov, Council of the Russian Academy of Natural Sciences, General Director LLC «GSG», Saint-Petersburg, Russia

e-mail: kuzmin.lex@gmail.com

Ценева София Николаевна, аспирант кафедры «Двигатели и энергоустановки летательных аппаратов», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия

Sofia N. Tceneva, Postgraduate Student of Aircraft Engines and Power Plants Department, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D. F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

e-mail: tceneva.sn@gmail.com

Тимофеев Константин Дмитриевич, студент кафедры «Двигатели и энергоустановки летательных аппаратов», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия

Konstantin D. Timofeev, Student of Aircraft Engines and Power Plants Department, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D. F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

e-mail: konstantinn-timofeev@rambler.ru

Моисейчиков Андрей Андреевич, студент кафедры «Двигатели и энергоустановки летательных аппаратов», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия

Andrey A. Moiseychikov, Student of Aircraft Engines and Power Plants Department, Baltic State Technical University «VOENMEH» named after D. F. Ustinov, Saint-Petersburg, Russia

e-mail: andrey.m_99@mail.ru