

Вадим Эдуардович ЗИНУРОВ<sup>1</sup>  
Андрей Владимирович ДМИТРИЕВ<sup>2</sup>  
Ильнар Ильдарович ШАРИПОВ<sup>3</sup>  
Алсу Рузилевна ГАЛИМОВА<sup>4</sup>

УДК 536.24

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ОТ ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ ПРИ ПЕРЕДАЧЕ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ РЕБРИСТУЮ ПОВЕРХНОСТЬ\*

<sup>1</sup> ассистент кафедры «Теоретические основы теплотехники»,  
Казанский государственный энергетический университет  
vadd\_93@mail.ru; ORCID: 0000-0002-1380-4433

<sup>2</sup> доктор технических наук, заведующий  
кафедрой «Теоретические основы теплотехники»,  
Казанский государственный энергетический университет  
ieremiada@gmail.com; ORCID: 0000-0001-8979-4457

<sup>3</sup> кандидат технических наук, доцент  
кафедрой «Теоретические основы теплотехники»,  
Казанский государственный энергетический университет  
sharipov.ii@kgeu.ru; ORCID: 0000-0002-3602-355X

<sup>4</sup> студент, Казанский государственный энергетический университет  
galimovaar00@mail.ru; ORCID: 0000-0002-6099-5631

### Аннотация

В статье рассмотрена проблема передачи тепловой энергии от парогазовой смеси с постоянной температурой 220 °С. Описано экспериментальное исследование передачи

\* Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ (№ МК-616.2020.8).

**Цитирование:** Зинуров В. Э. Экспериментальное исследование теплообмена от парогазовой смеси при передаче тепла через ребристую поверхность / В. Э. Зинуров, А. В. Дмитриев, И. И. Шарипов, А. Р. Галимова // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2021. Том 7. № 2 (26). С. 60-74.

DOI: 10.21684/2411-7978-2021-7-2-60-74

тепловой энергии от парогазовой смеси путем рекуперативного теплообменного аппарата с ребристой поверхностью на промышленном предприятии «ПАЛП Инвест», расположенном на производственной площадке индустриального парка технополис «Химград» в Казани. Описана конструкция теплообменного аппарата с ребристой поверхностью. Оребренная поверхность рекуперативного теплообменного аппарата позволила интенсифицировать передачу теплового потока, вследствие возникновения турбулентных завихрений парогазовой среды при ее движении между поперечно расположенными ребрами. В качестве нагреваемого теплоносителя использовалась вода, которую в дальнейшем планируется использовать для технологических и хозяйственных нужд. В работе представлены методика эксперимента и измерительные приборы. В ходе проведения экспериментов начальная температура холодного теплоносителя (воды) варьировалась от 28,8 до 31,9 °С. Серия экспериментов включала 7 опытов с различным объемным расходом воды от 60 до 120 л/ч. Начальный объемный расход был равен 60 л/ч, шаг изменения расхода составлял 10 л/ч. Результаты исследований показали, что время выхода исследуемых параметров: температурный напор, тепловой поток и коэффициент теплопередачи на стационарный режим — составило 265 с. При выходе на стационарный режим при объемном расходе холодного теплоносителя в диапазоне от 60 до 120 л/ч температурный напор варьировался от 32,2 до 63 °С, тепловой поток изменялся от 4,1 до 4,5 кВт, коэффициент теплопередачи варьировался в диапазоне 24,4-27,9 Вт/(м<sup>2</sup> · К). Полученные результаты позволили установить, что коэффициент теплопередачи обратно пропорционален термическому сопротивлению парогазовой фазы.

#### **Ключевые слова**

Теплообменник, теплообменный аппарат, теплообмен, теплопередача, парогазовая смесь, рекуператор, теплообменная поверхность.

**DOI:** 10.21684/2411-7978-2021-7-2-60-74

#### **Введение**

На многих промышленных объектах задача передачи тепловой энергии от парогазовых выбросов является актуальной. Зачастую они представляют собой безвредную смесь газов, имеющую температуру выше 200 °С, которая выбрасывается в окружающую среду. Передача тепловой энергии от них осуществляется путем применения рекуперативных теплообменных аппаратов, представляющих собой устройства поверхностного типа, в которых теплообмен происходит непрерывно между теплоносителями через разделяющую их стенку [1, 11, 12, 13, 16, 19]. В качестве теплоносителя, к которому переходит тепло от парогазовой смеси, используется вода вследствие высокого значения теплоемкости. Нагретая вода в дальнейшем может использоваться для хозяйственных или технологических нужд промышленных объектов. На текущий момент времени известно множество различных видов рекуперативных теплообменных аппаратов, подразделяющихся на кожухотрубчатые, змеевиковые, секционные,

спиральные, пластинчатые, ребристые и иные [3, 5, 7, 9, 10, 20]. Выбор той или иной конструкции зависит от температуры теплоносителей, давления рабочих сред, особенностей промышленных объектов, например, площади, предоставляемой для установки теплообменника и многих других факторов [2, 6, 8, 17]. При передаче тепловой энергии от парогазовых выбросов наиболее рентабельными конструкциями рекуперативных теплообменников являются змеевиковые и ребристые, так как выдерживают относительно высокие температуры до 450 °С и давления до 9 МПа. Следует отметить, что в большинстве случаев передача тепла от парогазовой смеси сопровождается конденсацией пара на поверхности теплообменного аппарата в виде капелек или пленки, ухудшающих теплопередачу между двумя рабочими теплоносителями. Поэтому важной задачей при подборе определенной конструкции теплообменника для передачи тепловой энергии от парогазовых выбросов является проведение грамотного расчета определения площади теплообменной поверхности, учитывающего совокупность всех факторов, оказывающих влияние на протекание теплообмена. Однако в случае передачи тепловой энергии от парогазовой смеси расчет может быть осложнен неизвестным составом газа, в котором определенные доли компонентов могут варьироваться по времени, и количеством образующегося конденсата. Также в литературе приведены достаточно скудные данные по изучению теплопередачи, протекающей совместно с процессом конденсации паров, в теплообменных аппаратах, что может приводить к существенной погрешности конечных результатов. В связи с этим наиболее целесообразным шагом при расчете конструкции теплообменного аппарата для передачи тепла от парогазовой смеси является проведение упрощенного расчета и физического эксперимента, на основе результатов которых будет дополнен тепловой расчет теплообменного аппарата [4, 18].

Целью данной работы является экспериментальное исследование теплообмена от парогазовой смеси при передаче тепла через ребристую поверхность на промышленном предприятии «ПАЛП Инвест», расположенном на производственной площадке индустриального парка технополис «Химград» в Казани.

### **Экспериментальная установка**

Для передачи тепловой энергии от парогазовой смеси на предприятии «ПАЛП Инвест» авторами работы была подобрана конструкция рекуперативного теплообменного аппарата с ребристой поверхностью, представленного на рис. 1. Теплообменник представляет собой U-образную трубу с ребрами, прямоугольную пластину для его крепления к воздуховоду и соединительную гофру. Оребрение трубы происходило методом навивки [14]. Внутренняя поверхность трубы гладкая. Выполненное поперечное оребрение трубы позволяет максимально развить теплообменную поверхность в единице объема и существенно повысить показатели компактности и удельной металлоемкости. Следует отметить, что существует проблема точных и универсальных методов расчета данных теплообменных поверхностей, вследствие отсутствия и сложности достоверной

физической картины процессов переноса в поперечно-ребренных поверхностях. Поэтому наиболее универсальным методом проверки теплогазодинамических параметров является проведения физического эксперимента.

Основные размеры рекуперативного теплообменного аппарата с ребристой поверхностью представлены на рис. 2. Толщина U-образной трубы составляет 2 мм, при этом толщина ребер составляем 1 мм. С каждой стороны методом навивки нанесено 140 ребер. Высота каждого ребра равна 9 мм. Шаг между ребрами примерно составляет 3,5 мм. Площадь теплообменной поверхности рекуперативного теплообменного аппарата с ребристой поверхностью была определена в программе Autodesk Inventor при построении ее трехмерной геометрии и составила 0,838 м<sup>2</sup>. Экспериментальная установка была выполнена из стали СТ 20. При этом коэффициент теплопроводности стали  $\lambda$  составлял 48,5 Вт/(м · К).



Рис. 1. Рекуперативный теплообменный аппарат с ребристой поверхностью

Fig. 1. Recuperative heat exchanger with a ribbed surface

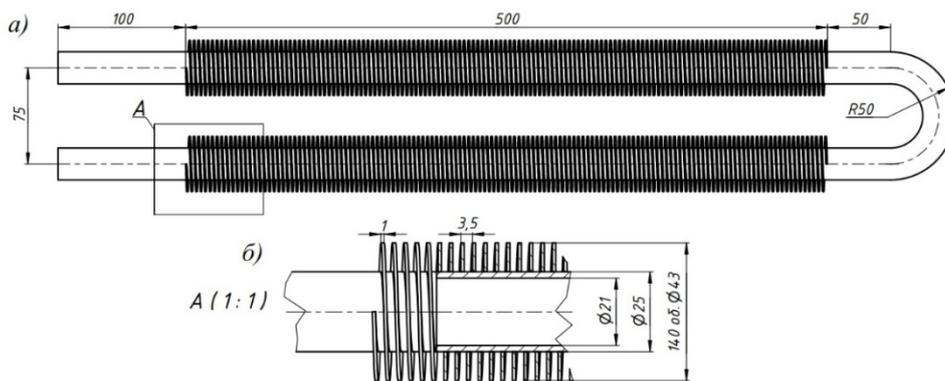


Рис. 2. Основные размеры оребренной трубы: а — вид спереди; б — выносной вид

Fig. 2. The main dimensions of the finned pipe: а — front view; б — external view

Следует отметить, что на рис. 1 с одной стороны теплообменного аппарата изображена прямоугольная пластина, которая использовалась для крепления теплообменного аппарата с ребристой поверхностью в воздуховод, в котором протекают парогазовые выбросы (рис. 3). Данная часть воздуховода находится на 2-м этаже промышленного предприятия «ПАЛП Инвест». Движение парогазовой смеси осуществляется снизу вверх, далее находится дымовая труба, через которую выбросы эмитируются в окружающую среду. Врезка теплообменника осуществлялась под прямым углом относительно воздуховода. Таким образом обеспечивалось поперечное обтекание U-образной оребренной трубы парогазовой смесью. Во внутреннюю часть трубы подавался холодный теплоноситель — вода. Теплообмен осуществлялся по средствам перекрестно-противоточной схемы движения теплоносителей.

Особенность оребренного рекуперативного теплообменника, интегрированного в воздуховод, заключается в том, что при движении парогазовой смеси между поперечно расположенными ребрами возникают турбулентные завихрения среды, которые интенсифицируют процесс передачи тепловой энергии от парогазовой смеси к стенке теплообменника. По мере движения холодного



*Рис. 3.* Применение теплообменного аппарата с ребристой поверхностью для передачи тепловой энергии от парогазовой смеси в воздуховоде. Движение парогазовой смеси происходит снизу вверх

*Fig. 3.* Application of a heat exchanger with a ribbed surface for the transfer of heat energy from a steam-gas mixture in an air duct. The movement of the steam-gas mixture occurs from the bottom up

теплоносителя во внутренней части U-образной трубы происходит его нагрев от внутренней стенки. Таким образом, теплопередача осуществляется от горячей парогазовой смеси к холодной воде через разделяющую их оребренную U-образную поверхность. В ходе проведения экспериментов температура парогазовой смеси в воздуховоде была постоянной, равной 220 °С, которая фиксировалась в режиме реального времени сотрудниками предприятия, начальная температура холодного теплоносителя (воды) варьировалась от 28,8 до 31,9 °С.

### Методика проведения эксперимента

Холодная вода непрерывно подводилась из резервуара воды, располагающегося на территории предприятия, в емкость объемом 20 л с наличием в ней погружного насоса с допустимым повышением давления до 2-3 бар, который транспортировал холодный теплоноситель (воду) в теплообменный аппарат с ребристой поверхностью. При этом в емкости для контроля начальной температуры холодной воды была установлена термопара, для подачи фиксированного расхода воды применялся ротаметр серии МВС-V-S-W-160 (поплавковый расходомер). Данный вид ротаметра позволял регулировать объемный расход  $G_v$  холодной воды в диапазоне от 10 до 120 л/ч. После отбора тепловой энергии у парогазовой смеси холодным теплоносителем через разделяющую их теплообменную поверхность нагретая вода выходила из выходного отверстия теплообменника, в котором было установлено устройство для измерения температуры — восьмиканальный регулятор ОВЕН ТРМ 138. Далее нагретая вода удалялась в канализацию. Таким образом в ходе проведения серии экспериментов фиксировались начальная и конечная температуры холодного теплоносителя (воды). Серия экспериментов включала 7 опытов с различным объемным расходом воды от 60 до 120 л/ч. Начальный объемный расход был равен 60 л/ч, шаг изменения расхода составлял 10 л/ч. Следует отметить, что после проведения каждого отдельного опыта прекращалась подача холодного теплоносителя до тех пор, пока температура стенок оребренной трубы не становилась равной температуре парогазовой смеси, которая фиксировалась регулятором ОВЕН ТРМ 138. Таким образом повышалась достоверность получаемых результатов для каждого опыта, характеризующегося различным объемным расходом время выхода на стационарный режим. Каждый опыт проводился в течение 540 с.

Температурный перепад  $\Delta t$ , °С, холодного теплоносителя вычислялся по формуле:

$$\Delta t = t_{12} - t_{11}, \quad (1)$$

где  $t_{12}$  — конечная температура холодного теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата, °С;  $t_{11}$  — начальная температура холодного теплоносителя на входе в теплообменный аппарат, °С.

Отведенный от парогазовой смеси холодным теплоносителем тепловой поток можно определить по выражению (2) при допущении малости тепловых потерь в окружающую среду. Следует отметить, что при проведении теплового расчета конденсацией парогазовой смеси на поверхность теплообменного аппарата

пренебрегали вследствие маленькой площади теплообменной поверхности оребренной трубы относительно сечения трубопровода, где она располагалась, и относительно высокой скорости горячего теплоносителя, что приводило к мгновенному уносу и испарению конденсата.

$$Q = \frac{G_v \rho C_p \Delta t}{3600 \cdot 10^3}, \quad (2)$$

где  $\rho$  — плотность холодного теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $C_p$  — удельная изобарная теплоемкость холодного теплоносителя, кДж/(кг · К);  $G_v$  — объемный расход холодной воды, м<sup>3</sup>/с.

В общем виде коэффициент теплопередачи  $K$  определялся по формуле (3) из основного уравнения теплопередачи:

$$K = \frac{Q}{F \bar{T}}, \quad (3)$$

где  $F$  — площадь теплообменной поверхности, контактирующей с горячим теплоносителем, м<sup>2</sup>;  $\bar{T}$  — температурный напор, °С, который определяется следующей формуле [15]:

$$\bar{T} = t_2 - \frac{t_{12} - t_{11}}{2}, \quad (4)$$

где  $t_2$  — температура горячего теплоносителя (парогазовой смеси), °С.

### Результаты исследований

Время выхода исследуемых параметров: температурный напор, тепловой поток и коэффициент теплопередачи на стационарный режим — составило 265 с. В ходе обработки данных были получены зависимости температурного напора, теплового потока и коэффициента теплопередачи от времени проведения экспериментов при различных объемных расходах холодного теплоносителя (рис. 4-6). При выходе на стационарный режим при объемном расходе холодного теплоносителя в диапазоне от 60 до 120 л/ч температурный напор  $\Delta t$  варьировался от 32,2 до 63 °С (рис. 4), тепловой поток  $Q$  изменялся от 4,1 до 4,5 кВт (рис. 5), коэффициент теплопередачи  $K$  варьировался в диапазоне 24,4-27,9 Вт/(м<sup>2</sup> · К) (рис. 6).

Проанализировав формулу, связывающую коэффициент теплопередачи и коэффициенты теплоотдачи от холодного и горячего теплоносителей, можно отметить, что коэффициент теплопередачи зависит только от коэффициента теплоотдачи со стороны парогазовой смеси. Как известно, коэффициент теплоотдачи зависит от теплофизических и геометрических параметров. Изменение расхода холодного теплоносителя в эксперименте приводило к изменению его скорости. При этом коэффициент теплопередачи при изменении расходов варьировался в диапазоне  $\pm 6,9\%$ . Соответственно, термическое сопротивление холодного теплоносителя существенным образом не изменяет значение коэффициента теплопередачи. Термическое сопротивление стенки является постоянным параметром. Изменение значения коэффициента теплопроводности от температуры в расчетах

не учитывалось. Таким образом, коэффициент теплопередачи существенно зависит только от коэффициента теплоотдачи со стороны парогазовой смеси.

Максимальный перепад температуры холодного теплоносителя в среднем составлял 70,7 °С при его объемном расходе в диапазоне от 60 до 120 л/ч. Как было отмечено ранее, проведение каждого отдельного опыта при разном объемном расходе холодного теплоносителя начиналось при выходе на стационар температуры стенки оребренной трубы. Таким образом, в течении первых десятков секунд на выходе из теплообменного аппарата образовывался пар. При увеличении значения объемного расхода холодного теплоносителя время образования пара уменьшалось, вследствие увеличения теплосъема с единицы площади внутренней поверхности оребренной трубы. Максимальное и минимальное время образования пара холодного теплоносителя равно 17 и 5 с соответственно. Отмечено, что чем больше значение объемного расхода холодного теплоносителя, тем меньше температурный перепад при выходе экспериментов на стационарный режим. При значении объемного расхода 60, 70, 80, 90, 100, 110 и 120 л/ч температурный перепад на стационарном режиме равен 63, 51,6, 45,6, 39, 38,3, 33,4 и 33,2 °С соответственно (рис. 4).

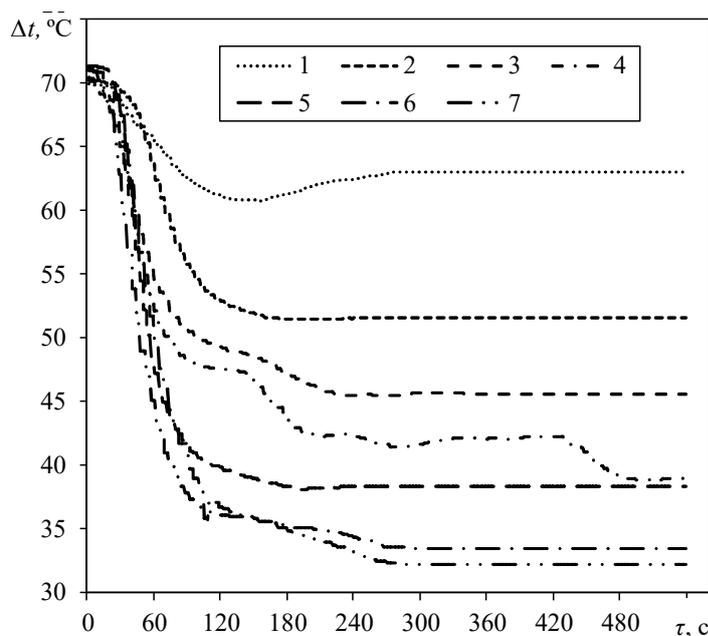


Рис. 4. Зависимость изменения перепада температуры холодного теплоносителя на входе и на выходе теплообменного аппарата от времени при его различных объемных расходах  $G_p$ , л/ч: 1 — 60; 2 — 70; 3 — 80; 4 — 90; 5 — 100; 6 — 110; 7 — 120

Fig. 4. Dependence of the change in the temperature drop of the cold coolant at the inlet and outlet of the heat exchanger on time at its various volume flow rates  $G_p$ , l/h: 1 — 60; 2 — 70; 3 — 80; 4 — 90; 5 — 100; 6 — 110; 7 — 120

Увеличение скорости движения холодного теплоносителя внутри теплообменного аппарата в первые секунды подачи воды приводило к росту передачи теплового потока от парогазовой смеси. Максимальное и минимальное значение теплового потока от горячего теплоносителя при парообразовании холодного теплоносителя внутри оребренной трубы равно 9,9 и 4,9 кВт соответственно. При значении объемного расхода 60, 70, 80, 90, 100, 110 и 120 л/ч отвод теплового потока от парогазовой смеси на стационарном режиме равен 4,4, 4,2, 4,2, 4,1, 4,4, 4,3 и 4,5 кВт соответственно. В среднем тепловой поток при выходе опытов на стационарный режим равен 4,3 кВт. Максимальное отклонение от среднего значения теплового потока составило не более 5,2% (рис. 5).

Значения коэффициента теплопередачи для различных объемных расходов, представленного на рис. 6, вычислялись по формуле (3). При значении объемного расхода 60, 70, 80, 90, 100, 110 и 120 л/ч коэффициент теплопередачи на стационарном режиме равен 27,9, 25,9, 25,8, 24,3, 26,5, 25,2 и 26,4 Вт/(м<sup>2</sup> · К) соответственно (рис. 6).

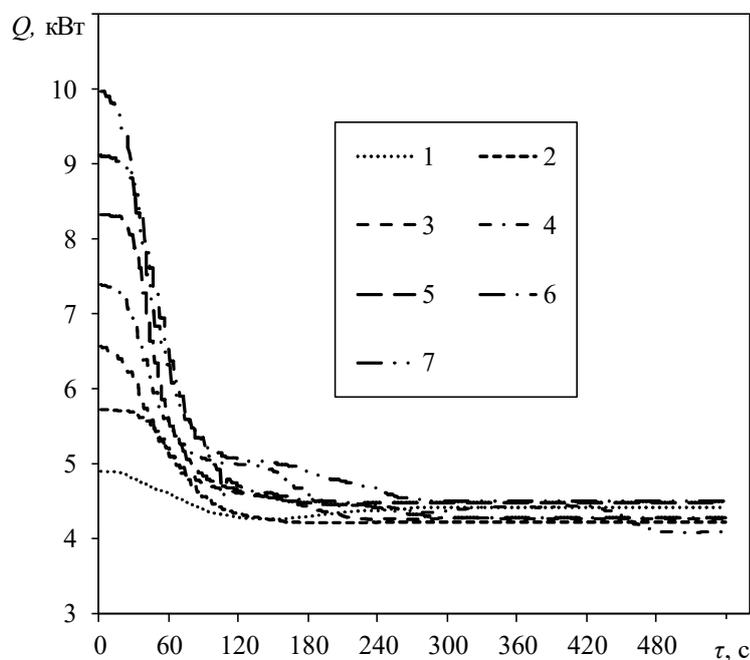


Рис. 5. Зависимость изменения теплового потока от парогазовой смеси к воде в теплообменном аппарате от времени при различных объемных расходах холодного теплоносителя  $G_v$ , л/ч: 1 — 60; 2 — 70; 3 — 80; 4 — 90; 5 — 100; 6 — 110; 7 — 120

Fig. 5. Dependence of the change in the heat flow from the steam-gas mixture to the water in the heat exchanger on time at different volume flow rates of the cold coolant  $G_v$ , l/h: 1 — 60; 2 — 70; 3 — 80; 4 — 90; 5 — 100; 6 — 110; 7 — 120

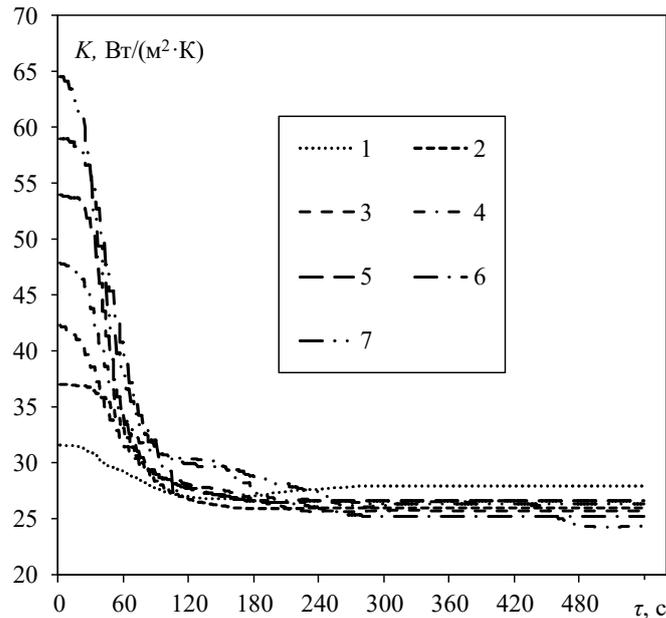


Рис. 6. Зависимость изменения коэффициента теплопередачи от времени при различных объемных расходах холодного теплоносителя  $G_v$ , л/ч: 1 — 60; 2 — 70; 3 — 80; 4 — 90; 5 — 100; 6 — 110; 7 — 120

Fig. 6. Dependence of the change in the heat transfer coefficient on time at different volume flow rates of the coolant  $G_v$ , l/h: 1 — 60; 2 — 70; 3 — 80; 4 — 90; 5 — 100; 6 — 110; 7 — 120

Следует отметить, что некоторый разброс значений температурного напора  $\Delta t$ , теплового потока  $Q$  и коэффициента теплопередачи  $K$  может быть связан с проведением экспериментов в реальных условиях: изменение температуры воды, изменение температуры окружающей среды и др. факторов.

### Заключение

Проведенное экспериментальное исследование теплообмена от парогазовой смеси при передаче тепла через ребристую поверхность на промышленном предприятии «ПАЛП Инвест» позволило подтвердить целесообразность и рентабельность врезки в воздухопровод теплообменника для нагрева воды, которая будет применяться в технологических и хозяйственных нуждах.

В ходе проведения промышленного эксперимента было установлено, что время выхода на стационарный режим составляет 265 с. Значение теплового потока и коэффициента теплопередачи в среднем при объемном расходе холодного теплоносителя от 60 до 120 л/ч на стационарном режиме составило 4,3 кВт и 26 Вт/(м<sup>2</sup>·К) соответственно. Полученные результаты позволили установить, что коэффициент теплопередачи обратно пропорционален термическому сопротивлению парогазовой фазы.

На основе проведенного промышленного эксперимента и обработки данных в дальнейшем планируется получение критериальных уравнений, определение коэффициента теплоотдачи со стороны парогазовой смеси и масштабирование конструкции теплообменного аппарата на предприятии для увеличения теплосъема.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аничхин А. Г. Повышение теплоотдачи рекуперативных теплообменников / А. Г. Аничхин // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2011. № 11 (119). С. 50-53.
2. Бахметьев А. М. Экспериментальные исследования теплоотдачи при конденсации пара из паровоздушной смеси на теплообменной поверхности системы снижения аварийного давления в защитной оболочке / А. М. Бахметьев, М. А. Большухин, А. М. Хизбуллин, М. А. Камнев // Известия высших учебных заведений. Ядерная энергетика. 2011. № 4. С. 64-71.
3. Буренин В. В. Рекуперативные теплообменные аппараты для объемных гидроприводов транспортных агрегатов ракетной техники / В. В. Буренин, В. Б. Борисевич, А. Н. Нарбут, Г. И. Гладов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2012. № 1 (28). С. 67-70.
4. Голованчиков А. Б. Моделирование процесса нагревания воздуха конденсирующимся паром в двухтрубном теплообменнике / А. Б. Голованчиков, С. Б. Воротнева, Н. А. Дулькина // Вестник Тамбовского государственного технического университета. 2016. Том 22. № 2. С. 255-263. DOI: 10.17277/vestnik.2016.02.pp.255-263
5. Голованчиков А. Б. Моделирование тепловых процессов при противоточном движении горячего и холодного теплоносителя в двухходовом кожухотрубном теплообменнике / А. Б. Голованчиков, Н. А. Прохоренко, Н. А. Меренцов, Д. О. Смольская, А. А. Остапенко // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. 2019. № 1 (26). С. 7-11.
6. Дмитриев А. В. Оценочный расчет процесса теплообмена в камере сгорания при сжигании природного газа / А. В. Дмитриев, В. Э. Зинуров, Г. Х. Гумерова // Вестник технологического университета. 2018. Том 21. № 2. С. 99-103.
7. Должиков А.С. Процессы кипения и конденсации многокомпонентных рабочих тел в микротеплообменниках / А.С. Должиков, В.И. Могорычный // Успехи прикладной физики. 2017. Том 5. № 2. С. 103-112.
8. Зинуров В. Э. Снижение энергетических затрат при отводе низкопотенциального тепла от оборотной воды путем использования блока оросителя с гофрированными перфорированными пластинами / В. Э. Зинуров, А. В. Дмитриев, Р. Р. Гайнатуллин, Д. Н. Латыпов, А. И. Хафизова // Вестник технологического университета. 2019. Том 22. № 10. С. 57-61.
9. Колосова Н. В. Аналитическое решение критериального уравнения теплообмена в контактно-поверхностных теплообменных аппаратах / Н. В. Колосова, К. Н. Лапшина // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. 2014. Том 2. № 4. С. 26-32.

10. Колосова Н. В. Теплообмен между газожидкостной смесью и охлаждающим элементом в теплообменных аппаратах / Н. В. Колосова, К. Н. Лапшина // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 2. С. 82.
11. Костуганов А. Б. Исследование эффективности утилизации теплоты в рекуперативных теплообменниках установок автономной вентиляции / А. Б. Костуганов // Градостроительство и архитектура. 2020. Том 10. № 1 (38). С. 36-46.
12. Марюшин Л. А. Определение температуры теплопередающей поверхности рекуперативного теплообменника графическим методом / Л. А. Марюшин, С. Д. Корнеев, Е. В. Афанасьева, О. Ю. Усанова // Надежность и безопасность энергетики. 2013. № 2 (21). С. 43-45. (3)
13. Михеев Н. И. Разделение коэффициентов теплоотдачи по результатам испытаний рекуперативного теплообменника / Н. И. Михеев // Труды Академэнерго. 2009. № 2. С. 7-12.
14. Олексюк А. А. Определение конечных температур теплоносителей рекуперативного теплообменника / А. А. Олексюк, А. М. Гушин, А. А. Бондарь, Е. А. Бондарь // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. 2020. № 4 (71). С. 64-68.
15. Олексюк А. А. Определение конечных температур теплоносителей рекуперативного теплообменника / А. А. Олексюк, А. М. Гушин, А. А. Бондарь, Е. А. Бондарь // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. 2020. № 4. С. 64-68.
16. Пелевин Ф. В. Проблемные аспекты применения рекуперативных теплообменников в процессах утилизации горячих промышленных стоков / Ф. В. Пелевин, В. И. Тимченко, А. Г. Илиев // Вестник ассоциации вузов туризма и сервиса. 2008. № 4. С. 84-88.
17. Трофимов В. Е. Интенсификация теплопередачи в жидкостных теплообменниках с каверна-штыревым оребрением / В. Е. Трофимов, А. Л. Павлов // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. 2016. № 1. С. 23-26.
18. Фарахов Т. М. Расчет теплообменников с учетом структуры потоков / Т. М. Фарахов, Е. П. Афанасьев, А. Г. Лаптев // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. 2019. № 1. С. 11-17.
19. Шацкий В. П. Моделирование работы пластинчатых теплообменников-рекуператоров / В. П. Шацкий, В. А. Гулевский, Н. Г. Спирина // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2014. Том 2. № 4 (9). С. 323-326.
20. Шинкевич Т. О. Компрессионные тепловые насосы в системах отопления / Т. О. Шинкевич, О. С. Попкова, О. П. Шинкевич // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2011. № 68. С. 125-136.

**Vadim E. ZINUROV**<sup>1</sup>  
**Andrey V. DMITRIEV**<sup>2</sup>  
**Ilnar I. SHARIPOV**<sup>3</sup>  
**Alsu R. GALIMOVA**<sup>4</sup>

UDC 536.24

**EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT EXCHANGE  
FROM A STEAM-GAS MIXTURE DURING HEAT TRANSFER  
THROUGH A RIBBED SURFACE\***

<sup>1</sup> Assistant, Department Theoretical Foundations of Heat Engineering,  
Kazan State Power Engineering University  
vadd\_93@mail.ru; ORCID: 0000-0002-1380-4433

<sup>2</sup> Dr. Sci. (Tech.), Head of the Department Theoretical Foundations of Heat Engineering,  
Kazan State Power Engineering University  
ieremiada@gmail.com; ORCID: 0000-0001-8979-4457

<sup>3</sup> Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor,  
Department Theoretical Foundations of Heat Engineering,  
Kazan State Power Engineering University  
sharipov.ii@kgeu.ru; ORCID: 0000-0002-3602-355X

<sup>4</sup> Undergraduate Student, Kazan State Power Engineering University  
galimovaar00@mail.ru; ORCID: 0000-0002-6099-5631

**Abstract**

This article deals with the problem of heat energy transfer from a steam-gas mixture with a constant temperature of 220 °C. An experimental study of the transfer of heat energy from a steam-gas mixture by a recuperative heat exchanger with a ribbed surface at the industrial

\* The work was carried out with the financial support of the grant of the President of the Russian Federation No. MK-616.2020.8).

**Citation:** Zinurov V. E., Dmitriev A. V., Sharipov I. I., Galimova A. R. 2021. "Experimental study of heat exchange from a steam-gas mixture during heat transfer through a ribbed surface". Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 7, no. 2 (26), pp. 60-74.

DOI: 10.21684/2411-7978-2021-7-2-60-74

enterprise “PULP Invest”, located at the production site of the industrial park Technopolis “Khimgrad” in Kazan, is presented. The design of a heat exchanger with a ribbed surface is described. The finned surface of the recuperative heat exchanger allowed intensifying the transfer of heat flow, due to the appearance of turbulent vortices of the vapor-gas medium when it moves between the transversely arranged fins. For a heated heat carrier, water was used, which in the future is planned to be used for technological and economic needs. This paper presents the experimental method and measuring instruments. During the experiments, the initial temperature of the cold coolant (water) varied from 28.8 to 31.9 °C. The series of experiments included 7 experiments with a different volume flow of water from 60 to 120 liters/hour. The initial volume flow rate was 60 l/h, the flow rate change step was 10 l/h. The results of the studies showed that the time of the output of the studied parameters: temperature head, heat flow and heat transfer coefficient to the stationary mode was 265 s. When entering the stationary mode with a volume flow rate of cold coolant in the range from 60 to 120 l/h, the temperature head varied from 32.2 to 63 °C, the heat flow varied from 4.1 to 4.5 kW, the heat transfer coefficient varied in the range of 24.4-27.9 W/(m<sup>2</sup> · K). The obtained results allowed establishing that the heat transfer coefficient is inversely proportional to the thermal resistance of the vapor-gas phase.

**Keywords**

Heat exchanger, heat exchanger, heat exchange, heat transfer, steam-gas mixture, heat exchanger, heat exchange surface.

**DOI:** 10.21684/2411-7978-2021-7-2-60-74

**REFERENCES**

1. Anichhin A. G. 2011. “Improving the heat transfer of recuperative heat exchangers”. *Santehnika, otoplenie, kondicionirovanie*, no. 11, pp. 50-53. [In Russian]
2. Bahmetyev A. M., Bolshuhin M. A., Hizbullin A. M., Kamnev M. A. 2011. “Experimental studies of heat transfer during steam condensation from a steam-air mixture on the heat exchange surface of the emergency pressure reduction system in the protective shell”. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Jadernej jenergetika*, no. 4, pp. 64-71. [In Russian]
3. Burenin V. V., Borisevich V. B., Narbut A. N., Gladov G. I. 2012. “Recuperative heat exchangers for volumetric hydraulic drives of transport units of rocket technology”. *Vestnik Moskovskogo avtomobil’no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, no. 2, pp. 82-82. [In Russian]
4. Golovanchikov A. B., Vorotneva S. B., Dulkina N. A. 2016. “Simulation of the process of air heating by condensing steam in a two-tube heat exchanger”. *Vestnik Tambovskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta*, vol. 22, no. 2, pp. 255-263. DOI: 10.17277/vestnik.2016.02.pp.255-263 [In Russian]
5. Golovanchikov A. B., Prohorenko N. A., Merencov N. A., Smolskaja D. O., Ostapenko A. A. 2019. “Simulation of thermal processes in the countercurrent motion of hot and cold coolant in a two-way shell-and-tube heat exchanger”. *Energija i resursosberezhenie: promyshlennost i transport*, no. 1, pp. 7-11. [In Russian]

6. Dmitriev A. V., Zinurov V. E., Gumerova G. H. 2018. "Estimated calculation of the heat transfer process in the combustion chamber during natural gas combustion". *Vestnik tehnologicheskogo universiteta*, vol. 21, no 2, pp. 99-103. [In Russian]
7. Dolzhikov A. S., Mogorychnyj V. I. 2017. "Processes of boiling and condensation of multicomponent working bodies in micro-heat exchangers". *Uspehi prikladnoj fiziki*, vol. 5, no. 2. pp. 103-112. [In Russian]
8. Zinurov V. E., Dmitriev A. V., Gajnatullin R. R., Latypov D. N., Hafizova A. I. 2019. "Reducing energy costs when removing low-potential heat from recycled water by using a sprinkler unit with corrugated perforated plates". *Vestnik tehnologicheskogo universiteta*, vol. 22, no. 10, pp. 57-61. [In Russian]
9. Kolosova N. V., Lapshina K. N. 2014. "Analytical solution of the criterion equation of heat transfer in contact-surface heat exchangers". *Nauchnyj zhurnal. Inzhenernye sistemy i sooruzhenija*, no. 4 (2), pp. 26-32. [In Russian]
10. Kolosova N. V., Lapshina K. N. 2014. "Heat exchange between the gas-liquid mixture and the cooling element in heat exchangers". *Sovremennye problemy nauki i obrazovanija*, no. 2, p. 82. [In Russian]
11. Kostuganov A. B. 2020. "Investigation of the efficiency of heat recovery in recuperative heat exchangers of autonomous ventilation systems". *Gradostroitelstvo i arhitektura*, vol. 10, no. 1, pp. 36-46. [In Russian]
12. Marjushin L. A., Korneev S. D., Afanasyeva E. V., Usanova O. Ju. 2013. "Determination of the temperature of the heat transfer surface of the recuperative heat exchanger by the graphical method". *Nadezhnost i bezopasnost jenergetiki*, no. 2, pp. 43-45. [In Russian]
13. Miheev N. I. 2009. "Separation of heat transfer coefficients based on the results of tests of a recuperative heat exchanger". *Trudy Akademjenergo*, no. 2, pp. 7-12. [In Russian]
14. Oleksjuk A. A., Gushhin A. M., Bondar A. A., Bondar E. A. 2020. "Determination of the final temperatures of heat carriers of a recuperative heat exchanger". *Progressivnye tehnologii i sistemy mashinostroeniya*, no. 4, pp. 64-68. [In Russian]
15. Oleksyuk A. A., Gushchin A. M., Bondar A. A., Bondar E. A. 2020. "Determination of final temperatures of heat carriers of recuperative heat exchanger". *Progressivnye tekhnologii i sistemy mashinostroeniya*, no. 4, pp. 64-68. [In Russian]
16. Pelevin F. V., Timchenko V. I., Iliev A. G. 2008. "Problematic aspects of the use of recuperative heat exchangers in the processes of utilization of hot industrial effluents". *Vestnik asociacii vuzov turizma i servisa*, no. 4, pp. 84-88. [In Russian]
17. Trofimov V. E., Pavlov A. L. 2016. "Intensification of heat transfer in liquid heat exchangers with cavern-pin finning". *Tehnologija i konstruovanie v jelektronnoj apparature*, no. 1, pp. 23-26. [In Russian]
18. Farahov T. M., Afanasyev E. P., Laptev A. G. 2019. "Calculation of heat exchangers taking into account the flow structure". *Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo jenergeticheskogo universiteta*, no. 1, pp. 11-17. [In Russian]
19. Shackij V. P., Gulevskij V. A., Spirina N. G. 2014. "Simulation of the operation of plate heat exchangers-recuperators". *Aktualnye napravlenija nauchnyh issledovanij XXI veka: teorija i praktika*, vol. 2, no. 4 (2), pp. 323-326. [In Russian]
20. Shinkevich T. O., Popkova O. S., Shinkevich O. P. 2011. "Compression heat pumps in heating systems". *Politematicheskij setevoj jelektronnyj nauchnyj zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, no. 68, pp. 125-136. [In Russian]