СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ВОЗДУХАНАГРЕВАТЕЛЕЙ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Karimova Nigora Tagay qizi

Аннотация. *В статье рассмотрены вопросы повышения энергетической эффективности рекуперативных воздухонагревателей, применяемых в энергетических и промышленных установках. Проведён анализ основных факторов, определяющих интенсивность теплообмена между теплоносителями, включая температурный напор, расход воздуха, площадь поверхности теплообмена, коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление. Показано, что повышение тепловой эффективности воздухонагревателя должно осуществляться не только за счёт увеличения количества передаваемой теплоты, но и с учётом затрат энергии на перемещение теплоносителей. Предложен комплексный подход к совершенствованию тепловой работы рекуперативного воздухонагревателя на основе оптимизации геометрических и режимных параметров. Рассмотрены перспективы применения интенсифицирующих элементов на поверхности теплообмена для повышения коэффициента теплоотдачи.*

Ключевые слова*: рекуперативный воздухонагреватель, теплообмен, теплопередача, энергетическая эффективность, эксергия, коэффициент теплопередачи, аэродинамическое сопротивление, энергосбережение.*

Введение.Рекуперативные теплообменные аппараты широко применяются в различных отраслях промышленности, таких как химическая, нефтегазовая, пищевая, лёгкая и других. Задачей теплообменного аппарата является нагрев либо, наоборот, охлаждение теплоносителя до определённой температуры, осуществление процессов испарения, конденсации, кристаллизации. В качестве теплоносителей могут быть использованы различные жидкие, газовые и парообразные среды. Движущей силой теплообмена является разность температур, поэтому наиболее интенсивный теплообмен будет наблюдаться в

конструкциях с противоточным движением теплоносителей (соизмеримая разница температур теплоносителей по всему продольному сечению теплообменного аппарата). При оценке эффективности процесса теплопередачи в рекуперативных теплообменных аппаратах учитывается количество передаваемого тепла, определяемое по основному уравнению теплопередачи :

$$Q=K°F°\Delta t$$

где Q — количество передаваемого теплав аппарате, Вт; K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м·°С); F — площадь поверхности теплопередачи, м2; Δt — средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями, °С.

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha 1}}+\frac{\delta ст}{\lambda ст}+\frac{1}{\alpha 2}+R_{заг}$$

где α1 — коэффициент теплоотдачи первого теплоносителя, Вт/(м2·°С); α2 — коэффициент теплоотдачи второго теплоносителя, Вт/(м2·°С); δст — толщина теплопередающей стенки, м; λст — коэффициент теплопроводности материала теплопередающей стенки, Вт/(м·°С); Rзаг — термическое сопротивление загрязнений на теплопередающей стенке, (м2·°С)/Вт.

В соответствии с уравнением (величина коэффициента теплопередачи K всегда меньше величины меньшего из коэффициентов теплоотдачи α1, α2. Следовательно, для повышения эффективности процесса теплопередачи в теплообменном аппарате рационально повышать величину лимитирующего коэффициента теплоотдачи.При движении потока теплоносителяпо каналам теплообменного аппарата критериальное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи имеет следующий вид :

$$Nu=f(Re,\mathrm{Pr})$$

где Nu — критерий Нуссельта; Re — критерий Рейнольдса; Pr — критерий Прандтля.

Коэффициенты теплоотдачи определяются через критерий Нуссельта Nu:

$$Nu=\frac{\alpha°l}{\lambda}$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м2·°С); l — характерный размер ка-нала теплообменного аппарата, м; λ — коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·°С).

Критерий Рейнольдса Re записывается следующим образом

$$Re=\frac{v°l°\rho}{\mu}$$

где v — скорость теплоносителя, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м3; μ —динамическая вязкость теплоносителя, Па·с.

Критерий Прандтля Pr включает физико-химические свойства теплоносите-лей :

$$Pr=\frac{c°\mu}{\mu}$$

где c — теплоёмкость теплоносителя, Дж/(кг·°C).

Согласно , увеличение скорости теплоносителя повышает величину критерия Рейнольдса Re, что, в соответствии с уравнением , приводит к увеличению критерия Нуссельта Nu и коэффициента теплоотдачи α . Однако увеличение скорости теплоносителя приводит к повышению энергетических затрат на перекачивание теплоносителей. Оценка эффективности процесса теплопере-дачи в теплообменных аппаратах включает потери энергии на перекачивание теплоносителей в процессе эксплуатации аппарата

$$W=V_1+\Delta P_1+V_2+\Delta P_2$$

где W — потери энергии на перекачивание теплоносителей при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт; V1 — объёмный расход первого теплоносителя, м3/с; ΔP1 — гидравлическое сопротивление при перекачивании первого теплоносителя, Па; V2 — объёмный расход второго теплоносителя, м3/с; ΔP2 — гидравлическое сопротивление при перекачивании второго теплоносителя, Па.

Потери энергии на перекачивание теплоносителей *W* (6) определяются как произведение объёмного расхода теплоносителя *V*1, *V*2 на потери давления в соответствующем канале Δ*P*1, Δ*P*2, которые, в свою очередь,рассчитываются по уравнениям Вейсбаха и Дарси Вейсбаха. Следовательно, *W* зависит от квадрата скорости движения теплоносителя — *v* В настоящее время при разработке новых и совершенствовании суще-ствующих конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов используются различные подходы к оценке эффективности процесса теплопередачи, включающие как проведение натурных эксперимен- тов, так и метод конечных элементов с использованием компьютерного моделирования. Оценка проводится по одному илинескольким удельным показателям с использованием уравнений Например, по количеству тепла, передаваемому через единицу площа ди поверхности в теплообменном аппарате:

$$q=\frac{Q}{F}$$

где q — удельный тепловой поток, Вт/м 2 .

По отношению потерь энергии на перекачивание теплоносителей в теплообменном аппарате к количеству передаваемого тепла:

$$\Delta W=\frac{W}{Q}$$

где ΔW — удельные энергетические затраты при эксплуатации теплообменного аппарата, Вт/Вт.

По массе, необходимой для передачи 1 Вт тепла в рассматриваемой конструкции теплообменного аппарата:

$$\Delta m=\frac{m}{Q}$$

где Δm — удельная масса теплообменного аппарата, кг/Вт; m —масса теплообменного аппарата, кг.

По компактности конструкции теплообменного аппарата:

$$\Delta O=\frac{F}{O}$$

где ΔO — компактность теплообменного аппарата, м2 /м 3 ; O объём теплообменного аппарата, м3.

Методы

В ряду известных методов активизации конвективного теплопереноса вихревой подход, реализуемый посредством формирования на поверхности системы сферических лунок, заслуживает особого внимания как одно из наиболее гармоничных решений, обеспечивающих баланс теплофизических и производственно-технологических требований. Безусловным фундаментальным преимуществом данного метода выступает ярко выраженная асимметрия достигаемых эффектов: коэффициент теплоотдачи демонстрирует более интенсивную положительную динамику по сравнению с ростом гидравлического сопротивления, что принципиально отличает его от многих альтернативных способов турбулизации потока. К числу дополнительных, но отнюдь не второстепенных, достоинств следует отнести, во-первых, технологическую доступность реализации, не требующую применения прецизионного оборудования; во-вторых, неизменность массогабаритных характеристик аппарата (отсутствие прироста металлоемкости, что выгодно отличает данную технологию от методов навесного оребрения); в-третьих, эффект спонтанного образования выпуклых микроструктур на противоположной стороне стенки, которые, функционируя как естественные турбулизаторы, инициируют интенсификацию теплообмена одновременно на обеих

контактирующих с теплоносителями поверхностях, формируя тем самым бифункциональную геометрию.В иерархии технических решений, ориентированных на снижение удельной энергоемкости металлургического передела, приоритетное положение по праву принадлежит методам глубокой утилизации теплового потенциала отходящих продуктов сгорания. Реализация рекуперативных и регенеративных систем подогрева дутья позволяет эффективно возвращать в технологический цикл значительную долю тепловой энергии, причем количественный эффект топливосбережения находится в функциональной зависимости от температурного уровня уходящих газов и достигаемой степени нагрева окислителя. В фокусе настоящего исследования находится теплотехнический комплекс, объединяющий плавильный агрегат и трубчатый рекуператор. Последний рассматривается в работе как ключевой элемент системы вторичного энергоиспользования, предназначенный для аккумуляции и трансформации тепла отводимых печных газов в потенциальную энергию нагретого дутьевого воздуха, направляемого затем в рабочее пространство.

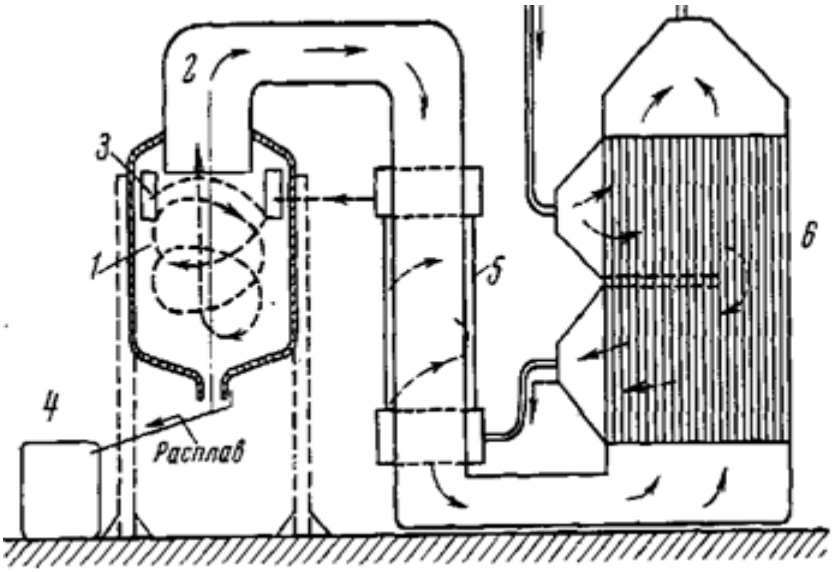


Рис.1. Принципиальная схема плавильной циклонной печи

1—циклонная камера; 2—центральная труба; 3—тангенциальный ввод топлива н воздуха; 4— гранулятор расплава; 5—радиационный рекуператор; 6—конвективный рекуператор; 7—дымосос; 8—дутьевой вентилятор

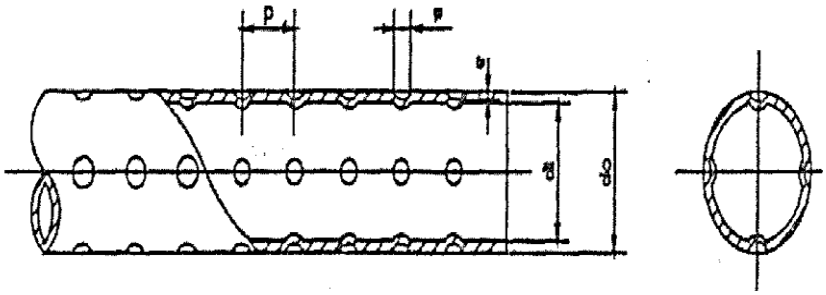


Рис.2. Трубка рекуперативного теплообменного аппарата с нанесёнными на её поверхности лунками.

Вычисление искомого значения коэффициента конвективной теплоотдачи αк, характеризующего интенсивность переноса теплоты при поперечном омывании трубного пучка потоком теплоносителя, базируется на применении фундаментальных положений теории подобия и реализуется посредством следующего критериального уравнения:

$$Nu = A \cdot Re^{n} \cdot Pr^{0.56}$$

где A и n – зависят от вида лучка труб.

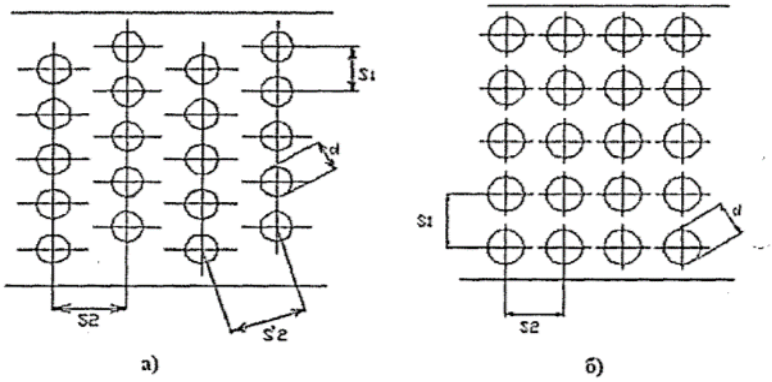


Рис.3.Схема типы расположения труб в пучке теплообменника.

Схема типы расположения труб в пучке теплообменника.а—шахматный порядок; б—коридорный порядок.

Эта формула применима для всего диопозона практически встречающихся при поперечном омывании пучков чисел Re(от 10^3 до $7{\cdot}10^3$). Для шахматного обтекания труб A = 0,35, и n = 0,65 [5].

РЕЗУЛЬТАТЫ.

ППри проведении численного эксперимента исследуемая область, прилегающая к сферической лунке, подвергалась детальной дифференциации на ряд характерных участков, репрезентативных как в продольном, так и в поперечном сечениях относительно продольной оси углубления. Моделирование процессов теплопереноса осуществлялось при

фиксированной плотности теплового потока на стенке, с учетом того обстоятельства, что формирование сферических лунок сопровождается увеличением эффективной поверхности теплообмена на 12 процентов по сравнению с гладким каналом. Ключевая задача вычислительного эксперимента состояла в количественном сопоставлении интенсивности теплоотдачи: определялось соотношение коэффициентов теплоотдачи для канала, модифицированного лунками, и гладкого эталонного канала. Указанное сопоставление выполнялось раздельно для трех выделенных зон, различающихся положением по ширине лунки, что позволило выявить локальные особенности теплообмена.

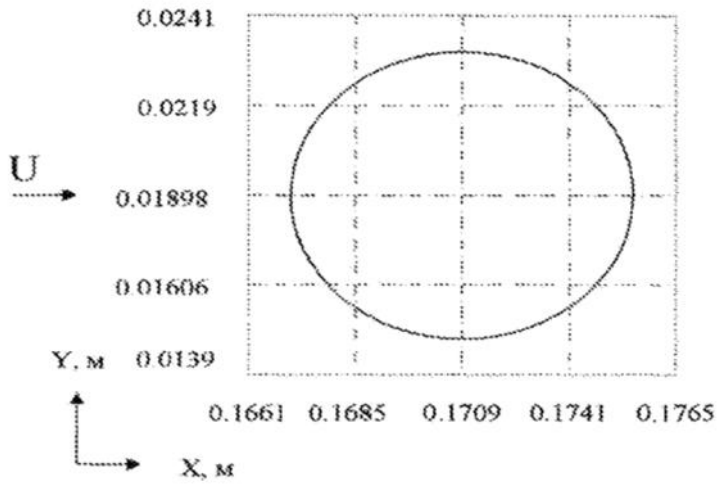


Рис.4. Предпоследняя лунка по ходу воздуха в укрупненном масштабе.

При оценке влияния луночных рельефов на регенеративные теплообменные и гидравлические характеристики в каналах был проведен анализ и сравнение имеющихся в литературе данных по теплообмену и гидродинамике в каналах. Для лунок, расположенных в коридорном порядке при скорости равной 15 м/с, а также для гладкой пластины были проанализированы отношения коэффициентов теплоотдачи и также тепловой эффективности.Были построены графики, на которых отображены отношения тепловых и гидравлических характеристик для лунок с δ/d=0,19; δ/d=0,25 и δ/d=0,375.=0,19; δ/d=0,25 и δ/d=0,375,, δ/d=0,19; δ/d=0,25 и δ/d=0,375????/ d=0,19, δ/d=0,19; δ/d=0,25 и δ/d=0,375????/d=0,25,δ/d=0,19; δ/d=0,25 и δ/d=0,375????/d=0,375

При сравнении результатов анализа экспериментальных данных необходимо отметить степень влияния глубины к диаметру лунки, тем больше коэффициент теплоотдачи.Ниже приведены графики для отношений коэффициентов теплоотдачи при различных числах

Рейнольдса.Отношение коэффициентов теплоотдачи поверхности с лунками и гладкой поверхности при различных числах Re.

Re.\

$_л / \alpha_n$

Список использованной литературы

1. Головонов И.Ю., Силин А.М., Занина К.О. и др. Анализ конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов и перспективы их совершенствования. Industrial Processes and Technologies. 2024. Т. 4. № 3. С. 90-111. DOI: 10.37816/2713-0789-2024-4-3(13)-90-111.

2. Леонтьев В. К., Кораблева О. Н. Экспериментальное определение эффективности рекуперативных теплообменников // От химии к технологии шаг за шагом. 2026. Т. 7. № 1. С. 66–75. DOI: 10.52957/2782-1900-2026-7-1-66-75.

3. Леонтьев В. К., Кораблева О. Н. Определение энергетического и эксергетического коэффициентов полезного действия рекуперативных теплообменников // От химии к технологии шаг за шагом. 2026. Т. 7. № 2. С. 67–73.

4. Фиалко Н. М. и др. Influence of technological parameters on the air heater exergy efficiency of the heat recovery system boiler plant // Energy and Automation. 2024. DOI: 10.31548/energiya3(73).2024.005.

5. Костуганов В. В. Исследование эффективности утилизации теплоты в рекуперативных теплообменниках установок автономной вентиляции // Градостроительство и архитектура. 2020. DOI: 10.17673/Vestnik.2020.01.6.

6. Лагуткин М. Г. и др. Повышение эффективности кожухотрубчатого теплообменника с учетом снижения энергозатрат. Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2021, № 9, с. 3–6. DOI: 10.1007/s10556-022-00997-2.

7. Силин А. М., Лагуткин М. Г., Баранова Е. Ю. Снижение энергетических затрат на перекачивание теплоносителей при обеспечении необходимого количества предаваемой теплоты в

пластинчатом теплообменнике. Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2023, № 8, с. 3–6. DOI: 10.1007/s10556-024-01282-0.