



Piroliz bioenergetik qurilmasining kondensator-issiqlik almashgichining issiqlik-gidravlik parametrlarini tahlil qilish

Gulom N. Uzakov¹, Vitaliy A. Butuzov², Sayyora G. Mamatkulova^{1,a})

¹ t.f.d., prof., Qarshi davlat texnika universiteti, Qarshi, 180100, O'zbekiston; uzoqov66@mail.ru, <http://orcid.org/0009-0005-7386-8075>

² t.f.d., prof., Kuban davlat agrar universiteti, Krasnodar, 350044, Rossiya Federatsiyasi

1a) doktorant, Qarshi davlat texnika universiteti, Qarshi, 180100, O'zbekiston; urisheva80@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-0987-5298>

Dolzarblik: zamonaviy bioenergetikaning rivojlanishi barqaror va ekologik toza energiya manbalarini izlash zarurati bilan belgilangan. Biomassaning pirolizi jarayonlari alohida ahamiyatga ega, chunki ular nafaqat qishloq xo'jaligi va chiqindilarini utilitatsiya qilishga, balki yoqilg'i, issiqlik va kimyoviy birikmalar kabi qimmatli mahsulotlarni olishga ham imkon beradi. Piroliz uskunalarning asosiy bo'g'inlaridan biri bu kondensator-issiqlik almashgich hisoblanadi, u paro-gaz aralashmasining samarali kondensatsiyasini va issiqlikni rekuperatsiya qilishni ta'minlaydi. Uning ishlash sifatidan butun uskunaning energetik samaradorligi, shuningdek texnologik jarayonning barqarorligi va xavfsizligi bog'liq. Energiya tejamkorligiga, yo'qotishlarni minimallashtirishga va uskunalarning ishonchligini oshirishga qaratilgan talablar ortib borayotgan sharoitda kondensatorlardagi issiqlik-gidravlik jarayonlarni tadqiq qilish ayni vaqtda juda dolzarbdir. Bunday tahlil optimal ish rejimlarini asoslab berishga, issiqlik o'tkazish koeffitsiyentini oshirishga va gidravlik yo'qotishlarni kamaytirishga imkon beradi, natijada yanada samarali va ekologik yo'naltirilgan bioenergetika texnologiyalarini yaratishga hissa qo'shadi.

Maqsad: piroliz bioenergetik qurilmasi kondensator-issiqlik almashgichining fazaviy o'zgarishlarini hisobga olgan holda issiqlik-gidravlik xususiyatlarini tahlil qilishdan iborat. Ish optimal ish rejimlarini asoslash va issiqlik almashinuv samaradorligini oshirish bilan birga gidravlik yo'qotishlarni kamaytirishga qaratilgan.

Usullar: analitik hisoblash usullari, empirik bog'lanishlar, Xin–Ebadian korrelyatsiyasi, regressiya tahlili usullari, termparalar, manometr va pirometr yordamidagi eksperimental o'lchovlar, shuningdek COMSOL Multiphysics muhitidagi sonli modellashtirish qo'llanilgan.

Natijalar: kondensatorning issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti sovutuvchi suvning massaviy sarfi va paro-gaz aralashmasi bilan issiqlik tashuvchi modda o'rtasidagi harorat farqiga kuchli ravishda bog'liq ekanligi aniqlandi, suv sarfi ortishi bilan issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti 165,7 dan 193,3 $\text{Vt/m}^2\cdot\text{K}$ gacha o'sishi qayd etildi, hisoblangan ma'lumotlar eksperimental natijalar bilan yaxshi mos keldi, kondensatsiya zonalarini xaritasi esa issiqlik almashinuvining eng yuqori intensivligi paro-gaz aralashmasi kirish qismida kuzatilib, kondensator uzunligi bo'ylab asta-sekin pasayishini ko'rsatdi, bu esa kondensatorning konstruksiya va ish rejimlari uchun ratsional parametrlarni asoslash imkonini berdi.

Kalit so'zlar: biomassa pirolizi, paro-gaz aralashmasi, kondensator-issiqlik almashgich, spiral zmeyevik, issiqlik o'tkazish koeffitsiyenti, issiqlik berish koeffitsiyenti, gidravlik yo'qotishlar, fazaviy o'tish, Reynolds soni, Dina soni, Prandtl soni, Nusselt soni, Xin–Ebadian korrelyatsiyasi, harorat napori, energiya tejamkorligi.

Анализ теплогидравлических параметров конденсатора-теплообменника пиролизной биоэнергетической установки

Гулум Н. Узакoв¹, Виталий А. Бузузов², Сайёра Г. Маматкулова^{1,a})

¹ д.т.н., проф., Каршинский государственный технический университет, Карши, 180100, Узбекистан; uzoqov66@mail.ru, <http://orcid.org/0009-0005-7386-8075>

² д.т.н., проф., Кубанский государственный аграрный университет, Краснодар, 350044, Российская Федерация

1a) докторант, Каршинский государственный технический университет, Карши, 180100, Узбекистан; urisheva80@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-0987-5298>

Актуальность: современное развитие биоэнергетики обусловлено поиском устойчивых и экологически чистых источников энергии. Процессы пиролиза биомассы представляют особый интерес, так как они позволяют не только утилизировать отходы сельского хозяйства и древесины, но и получать ценную продукцию в виде топлива, тепла и химических соединений. Одним из ключевых звеньев пиролизных установок является конденсатор-теплообменник, обеспечивающий эффективную конденсацию парогазовой смеси и рекуперацию теплоты. От качества его работы зависит энергетическая эффективность установки, а также стабильность и безопасность технологического процесса. В условиях возрастающих требований к энергосбережению, минимизации выбросов и повышению надёжности оборудования исследование теплогидравлических процессов в конденсаторах становится особенно актуальным. Данный анализ позволяет обосновать оптимальные режимные параметры, повысить коэффициент теплопередачи и снизить гидравлические потери, что в конечном счёте способствует созданию более эффективных и экологически ориентированных биоэнергетических технологий.

For citation: G.N. Uzakov, V.A. Butuzov, S.G. Mamatkulova. Analysis of the thermohydraulic parameters of the condenser-heat exchanger of a pyrolysis bioenergy plant. Scientific and technical journal of Problems of Energy and Sources Saving, 2025, no. 4, pp. 103-112.

<https://doi.org/10.5281/zenodo.18515961>

Received: 06.04.2025

Revised: 19.04.2025

Accepted: 10.07.2025

Published: 27.12.2025

Copyright: © Gulom N. Uzakov, Vitaliy A. Bu-tuzov, Sayyora G. Mamatkulova, 2025. Submitted to Problems of Energy and Sources Saving for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).



Цель: анализ термогидравлических характеристик конденсатора-теплообменника пиролизной биоэнергетической установки с учётом фазовых переходов парогазовой смеси. Работа направлена на обоснование оптимальных режимных параметров и повышение эффективности теплообмена при одновременном снижении гидравлических потерь.

Методы: использованы аналитические методы расчёта, эмпирические зависимости, корреляции X_{in} –Ebdian, методы регрессионного анализа, экспериментальные измерения с применением термометра, манометра и пирометра, а также численное моделирование в среде COMSOL Multiphysics.

Результаты: установлено, что коэффициент теплопередачи конденсатора значительно зависит от массового расхода охлаждающей воды и температурного напора между парогазовой смесью и теплоносителем, при увеличении расхода воды коэффициент теплопередачи возрастает с 165,7 до 193,3 Вт/м²·К, расчётные данные хорошо совпадают с экспериментальными результатами, а карты зон активной конденсации показали, что наибольшая интенсивность теплообмена наблюдается у входа парогазовой смеси с постепенным снижением вдоль длины змеевика, что позволяет обосновать рациональные параметры конструкции и режимов работы конденсатора.

Ключевые слова: пиролиз биомассы, парогазовая смесь, конденсатор-теплообменник, спиральный змеевик, коэффициент теплопередачи, коэффициент теплоотдачи, гидравлические потери, фазовый переход, число Рейнольдса, число Дина, число Прандтля, число Нуссельта, корреляция X_{in} –Ebdian, температурный напор, энергосбережение.

Analysis of the thermohydraulic parameters of the condenser–heat exchanger of a pyrolysis bioenergy plant

Gulom N. Uzakov¹, Vitaliy A. Butuzov², Sayyora G. Mamatkulova^{1,a})

¹ d.t.s, prof., Karshi State Technical University, Karshi, 180100, Uzbekistan; uzoqov66@mail.ru; <http://orcid.org/0009-0005-7386-8075>

² d.t.s, prof., Kuban State Agrarian University, Krasnodar, 350044, Russian Federation

^{1,a}) PhD student, Karshi State Technical University, Karshi; urisheva80@mail.ru; <http://orcid.org/0000-0002-0987-5298>

Relevance: the modern development of bioenergy is driven by the need to identify sustainable and environmentally clean energy sources. Biomass pyrolysis processes are of particular interest, since they allow not only the utilization of agricultural and wood residues but also the production of valuable outputs in the form of fuels, heat, and chemical compounds. One of the key components of pyrolysis plants is the condenser–heat exchanger, which ensures efficient condensation of the vapor–gas mixture and recovery of heat. The overall energy efficiency of the installation, as well as the stability and safety of the technological process, directly depend on its performance. Under the conditions of increasing requirements for energy saving, emission reduction, and enhanced reliability of equipment, the study of thermohydraulic processes in condensers becomes especially relevant. Such analysis makes it possible to justify optimal operating parameters, improve the overall heat transfer coefficient, and reduce hydraulic losses, which ultimately contributes to the development of more efficient and environmentally oriented bioenergy technologies.

Aim: analysis of the thermohydraulic characteristics of a condenser–heat exchanger of a pyrolysis-based bioenergy system considering phase transitions of the vapor–gas mixture. The study is aimed at substantiating the optimal operating parameters and enhancing heat transfer efficiency while simultaneously reducing hydraulic losses.

Methods: analytical calculation methods, empirical correlations, X_{in} –Ebdian correlations, regression analysis methods, experimental measurements using thermocouples, a manometer and a pyrometer, as well as numerical modeling in the COMSOL Multiphysics environment were employed.

Results: it has been established that the overall heat transfer coefficient of the condenser strongly depends on the mass flow rate of the cooling water and the temperature driving force between the pyrolysis gas–vapor mixture and the coolant. With an increase in water flow rate, the heat transfer coefficient rises from 165.7 to 193.3 W/m²·K. The calculated data show good agreement with the experimental results, and the condensation zone maps revealed that the highest heat transfer intensity occurs at the inlet of the gas–vapor mixture, gradually decreasing along the coil length, which provides a basis for justifying the rational design parameters and operating conditions of the condenser.

Keywords: biomass pyrolysis, vapor-gas mixture, condenser–heat exchanger, helical coil, overall heat transfer coefficient, convective heat transfer coefficient, hydraulic losses, phase transition, Reynolds number, Dean number, Prandtl number, Nusselt number, X_{in} –Ebdian correlation, temperature difference (driving force), energy saving.

1. Введение (Introduction)

Процессы пиролиза биомассы сопровождаются выделением парогазовой смеси (ПГ), требующей эффективной конденсации и рекуперации теплоты. Конденсатор-теплообменник (КТ), как часть теплообменного узла, играет ключевую роль в обеспечении энергосбережения и надёжно-

сти работы пиролизной биоэнергетической установки (ПБЭУ) [1,2]. Целью настоящего исследования является расчёт и анализ тепловых и гидравлических характеристик КТ с спиральным змеевиком с учётом фазовых переходов.

КТ, использованный в исследуемой ПБЭУ, представляет собой герметичный цилиндрический корпус, внутри которого расположен спиральный змеевик (рис.1). Такая компоновка относится к типу рекуперативных теплообменных аппаратов, обеспечивающих передачу теплоты от горячего потока ПС к холодному теплоносителю — воде, циркулирующей в трубке змеевика.

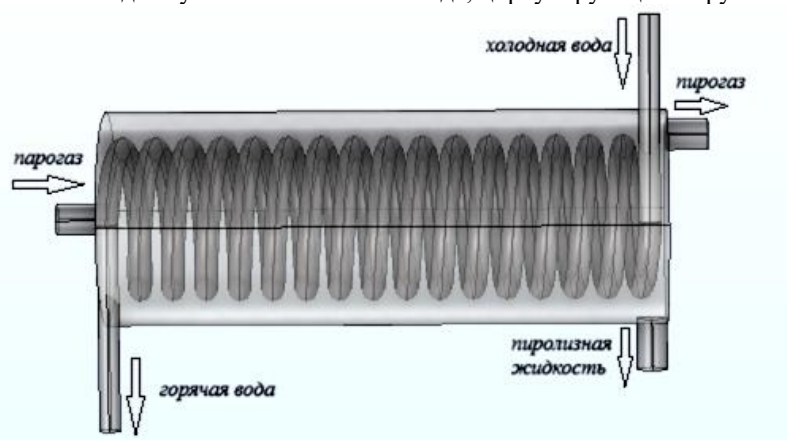


Рис.1. Вид конденсатора-теплообменника ПБЭУ
Fig.1. View of the condenser-heat exchanger of the PBEU

2. Материалы и методы (Materials and Methods)

Внутренняя труба змеевика изготовлена из углеродистой стали, намотана в спираль и размещена вдоль оси цилиндрического корпуса. Через неё с одного торца подаётся холодная вода, а с противоположной стороны она выходит, нагретая в результате теплообмена. Внешний кожух служит для протекания ПС, образующейся в результате термохимического разложения биомассы. Поток ПС направлен противотоком относительно направления движения воды в змеевике, что позволяет реализовать более эффективный температурный напор вдоль теплообменной поверхности. Геометрические параметры КТ приведены в табл.1 и табл.2.

Таблица 1. Геометрические параметры спирального змеевика.
Table 1. Geometric parameters of the spiral coil.

Параметр	Обозначение	Единицы	Значения
Длина змеевика	L_z	м	0,5
Внутренний диаметр змеевика	$d_{звнут}$	м	0,016
Наружный диаметр змеевика	$d_{звнеш}$	м	0,022
Толщина стенки	δ	м	0,003
Площадь теплообмена	F_z	m^2	0,55
Объём змеевика	V_z	m^3	0.003
Длина трубы	$L_{тр}$	м	8
Периметр поперечного сечения	P_z	м	0,05
Площадь сечения канала	F_z	m^2	2.01×10^{-4}

Таблиц 2. Геометрические параметры кожуха конденсатора.
Tables 2. Geometric parameters of the capacitor casing.

Параметр	Обозначение	Единицы	Значения
Длина конденсатора	L_k	м	0,5
Внутренний диаметр кожуха	$d_{квнут}$	м	0,2
Наружный диаметр кожуха	$d_{квнеш}$	м	0,21
Толщина стенки	δ	м	0,03
Объём кожуха	V_k	m^3	0.0157
Площадь межтрубного пространства	F_k	m^2	0,0317
Объём свободный	$V_{св}$	m^3	0,0127

Внутри устройства осуществляется комбинированный тепло- и массообмен, при котором парогазовая смесь отдаёт скрытую теплоту конденсации и физическую теплоту охлаждения воде в

змеевике. Анализ проведенных исследований показывает, что температура воды на входе составляет 18-20 °С, а на выходе может достигать 50–70 °С, в зависимости от режимных параметров процесса, а температура ПС 130-200 °С.

Для теоретического описания процессов, протекающих в КТ, принимается модель установившегося противоточного теплообмена с фазовым превращением на стороне ПС. При этом учитывается сложная геометрия змеевика, способствующая интенсификации турбулентного теплообмена.

Для проведения экспериментальных исследований теплового режима КТ в его конструкцию были встроены термопары и манометр, позволяющие в реальном времени регистрировать температурные и барометрические параметры процесса. Температура холодной воды измерялась на входе и выходе из змеевика с помощью термопар типа К. Термопары помещались в небольшое отверстие, просверленное в стенку трубы на глубину 5 мм. Температура ПС измерялась на входе и выходе из КТ с помощью электронного инфракрасного пирометра Venetech GM1500. Экспериментальная ПБЭУ приведена на рис.2.



Рис.2. Экспериментальная ПБЭУ
Fig.2. Experimental PBEU

Манометр установлен на корпусе кожуха, показания которого используются для контроля давления ПС, что критически важно при расчёте степени насыщения, скрытой теплоты фазового перехода и оценке возможности конденсации при заданных температурных условиях.

Таблица 3. Теплофизические характеристики охлаждающей воды (в спиральной трубе)
Table 3. Thermophysical characteristics of cooling water (in a spiral tube)

Параметр	Обозначение	Единицы	Значения
Температура на входе	$T_{в}^{вх}$	°С	18-20
Массовый расход	$G_{в}$	кг/с	0,01-0,05
Плотность	$\rho_{в}$	кг/м ³	998.6-998.2
Теплоёмкость	$c_{рв}$	Дж/(кг·К)	4190
Теплопроводность	$\lambda_{в}$	Вт/(м·К)	0,595–0,598
Динамическая вязкость	$\mu_{в}$	Па·с	1,109·10 ⁻³ - 1,003·10 ⁻³

Таблица 4. Теплофизические характеристики ПС (в кожухе).
Table 4. Thermal and physical characteristics of the PS (in the casing).

Параметр	Обозначение	Единицы	Значения
Температура на входе	$T_{п}^{вх}$	°С	130-200
Плотность	$\rho_{п}$	кг/м ³	1,67-2
Теплоёмкость	$c_{рп}$	Дж/(кг·К)	1737-1860
Теплопроводность	$\lambda_{п}$	Вт/(м·К)	0,05-0,06

Полученные данные обрабатывались с применением методов регрессионного анализа и сопоставлялись с результатами численного моделирования, выполненного в среде Comsol multiphysics. Такая интеграция экспериментальных и расчетных данных позволила получить достовер-



ную картину распределения температур, коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления в различных режимах работы КТ. Теплофизические характеристики воды и ПС приведены в табл.3 и табл.4.

Температура воды на выходе из змеевика рассчитывается на основе теплового баланса между ПС и теплоносителем. В стационарном режиме теплота, переданная от ПС к воде, определяется как произведение массового расхода воды, её удельной теплоёмкости и прироста температуры [3, 4]:

$$T_B^{\text{ВЫХ}} = \frac{Q}{G_B \cdot c_{p_B}} + T_B^{\text{ВХ}}. \quad (1)$$

Величины G_B и $T_B^{\text{ВХ}}$ фиксируются в ходе эксперимента, что позволяет с высокой точностью определить выходную температуру теплоносителя. Для повышения точности расчётов учитывались погрешности измерения температуры, давления и расхода, а также проведена оценка устойчивости температурного режима. Тепловой поток Q получен по формуле теплопередачи с использованием среднелогарифмического температурного напора.

Так как в исследуемом КТ реализована схема противотока, температурный напор рассчитывался по следующей формуле:

$$\Delta T_{\text{сл}} = \frac{(T_{\text{П}}^{\text{ВХ}} - T_B^{\text{ВЫХ}}) - (T_{\text{П}}^{\text{ВЫХ}} - T_B^{\text{ВХ}})}{\ln \left(\frac{T_{\text{П}}^{\text{ВХ}} - T_B^{\text{ВЫХ}}}{T_{\text{П}}^{\text{ВЫХ}} - T_B^{\text{ВХ}}} \right)}. \quad (2)$$

Для количественной оценки процессов теплопередачи в КТ были рассчитаны два типа теплового потока:

Расчётный тепловой поток, который отражает классический **закон Ньютона–Рихмана (закон охлаждения)**:

$$Q_{\text{расч}} = k \cdot F_3 \cdot \Delta T_{\text{сл}}. \quad (3)$$

Экспериментальный тепловой поток:

$$Q_{\text{экс}} = G_B \cdot c_{p_B} \cdot (T_B^{\text{ВЫХ}} - T_B^{\text{ВХ}}). \quad (4)$$

Установление гидродинамического режима (ламинарного, переходного или турбулентного) осуществляется на основе критерия Рейнольдса (Re), рассчитываемого для каждой среды по классической формуле:

$$Re = \frac{\rho_B \cdot v_B \cdot d_{\text{звнут}}}{\mu_B}; \quad (5)$$

где ρ_B — плотность среды, кг/м^3 ; v_B — скорость потока, м/с ; $d_{\text{звнут}}$ — гидравлический диаметр змеевика, м ; μ_B — динамическая вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

Для охлаждающей воды при температуре $18\text{--}20\text{ }^\circ\text{C}$, скорости $v = 0.07\text{--}0.14\text{ м/с}$ и внутреннем диаметре змеевика $d_{\text{звнут}} = 0.016\text{ м}$, значение Re изменяется в пределах $1900\text{--}2200$, что соответствует ламинарному режиму. В условиях изгиба спирали возможно преждевременное возникновение турбулентных вихрей, что повышает интенсивность теплообмена.

В изогнутых трубах усиливается теплоотдача из-за вторичных течений; используют число **Дина** [5,6]:

$$Dn = Re \sqrt{\frac{d_{\text{ТР}}}{d_3}}; \quad (6)$$

где d_3 — диаметр кривизны оси витка (для спирали обычно берут средний диаметр витка).

Число Прандтля определяется как отношение произведения удельной теплоёмкости при постоянном давлении и динамической вязкости к коэффициенту теплопроводности жидкости и рассчитывается по следующей формуле [6]:

$$Pr = \frac{c_{p_B} \cdot \mu_B}{\lambda_B}. \quad (7)$$

Для расчёта числа Нуссельта в **спиральных трубах** использовано обобщённое уравнение, предложенное исследователями [7]. Данное уравнение учитывает влияние **числа Дина** (Dn), которое напрямую связано с соотношением диаметров трубки и витка намотки и характеризует интенсивность вторичных течений. Формула имеет вид:

$$Nu = (2,153 + 0,318 \cdot Dn^{0,643}) \cdot Pr^{0,177}. \quad (8)$$

При граничных условиях: $20 < Dn < 2000$; $0,70 < Pr < 175$; $0,027 < \delta < 0,08$.

Использование корреляции $Xin\text{--}Ebadian$ позволяет адекватно учесть гидродинамические особенности течения в спиральном змеевике и получить корректное значение числа Нуссельта для расчёта коэффициента теплопередачи в КТ.

Коэффициенты теплоотдачи (α) с обеих сторон теплообменной поверхности являются ключевыми параметрами, определяющими интенсивность теплообмена. В змеевиковом КТ, работа-

ющем в условиях горизонтального расположения, расчёт производится отдельно для **внутреннего потока воды** (внутри труб) и **внешнего потока ПС** (в межтрубном пространстве кожуха), где происходит частичная или полная **конденсация**.

Коэффициент теплоотдачи воды был рассчитан следующим уравнением [8,9]:

$$\alpha_B = \frac{Nu \cdot \lambda_B}{d_{звнеш}}. \quad (9)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи со стороны ПС в кожухе использовано уравнение на основе экспериментальных данных и теплового баланса [10]:

$$\alpha_{П} = \left[F_k \cdot \left(\frac{\Delta T_{ср}}{Q_{экс}} - \frac{\log \frac{d_{квнеш}}{d_{квнут}}}{2\pi \cdot \lambda_k \cdot L_k} - \frac{1}{F_3 \cdot \alpha_B} \right) \right]^{-1}; \quad (10)$$

где F_k – внутренняя поверхность теплообмена (со стороны парагаза), m^2 ; λ_k , L_k , $d_{квнеш}$, $d_{квнут}$ – параметры стенки и длина кожуха конденсатора; α_B – коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей воды; F_3 – площадь теплообмена змеевика, m^2 ;

Общий коэффициент теплопередачи k рассчитывался с учётом термического сопротивления стенки трубы [11,12]:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{П}}. \quad (11)$$

Коэффициент трения, для ламинарного потока в спиральных трубах, вычислено следующим уравнением [13]:

$$f_{лам} = \frac{64}{Re} [1 + 0.033(\log_{10} De)], \quad \text{при } De \geq 1. \quad (12)$$

Для расчёта падения давления ΔP в спиральной трубе применяется модифицированная форма уравнения Дарси–Вейсбаха, которая учитывает гидравлические потери при течении жидкости с учётом сопротивления [14,15]:

$$\Delta P_{спир} = f_{лам} \cdot \frac{L_{тр}}{d_{звн}} \cdot \frac{\rho_B \cdot v_B^2}{2}. \quad (13)$$

3. Результаты исследования (Results)

Результаты теплогидравлических расчетов потока воды исходя от температуры и массового расхода воды в спиральном змеевике предоставлены на рис. 2-9.

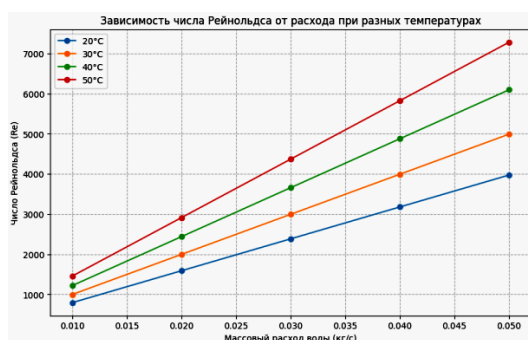


Рис. 2. Зависимость числа Рейнольдса
Fig. 2. Dependence of the Reynolds number

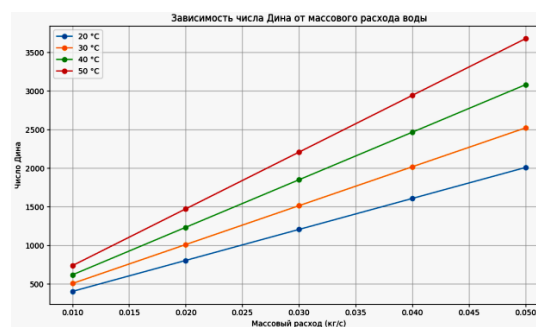


Рис. 3. Зависимость числа Дина
Fig. 3. Dependence of the Dean number

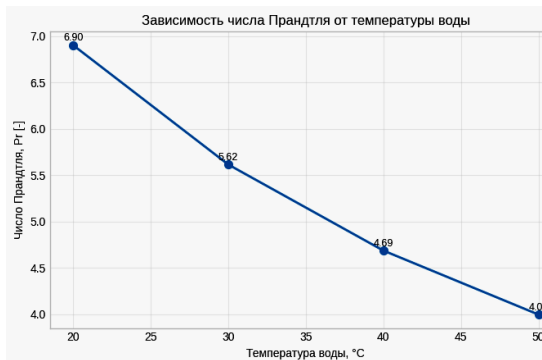


Рис. 4. Зависимость числа Прандтля от температуры воды
Fig. 4. Dependence of the Prandtl number on the water temperature

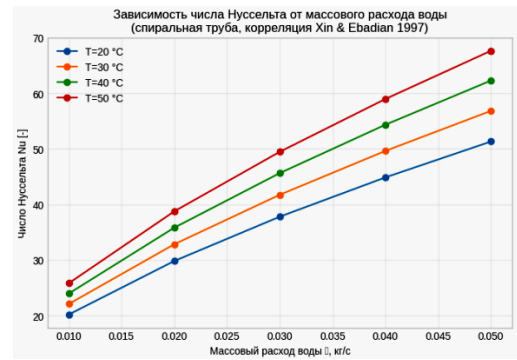


Рис. 5. Зависимость числа Нуссельта от массового расхода воды (спиральная труба, корреляция Xin & Ebdian 1997)
Fig. 5. Dependence of the Nusselt number

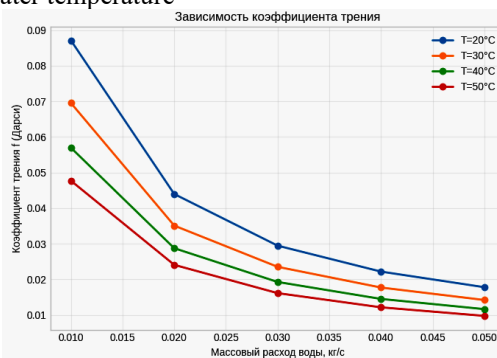


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения от массового расхода воды
Fig. 6. Dependence of the coefficient of friction

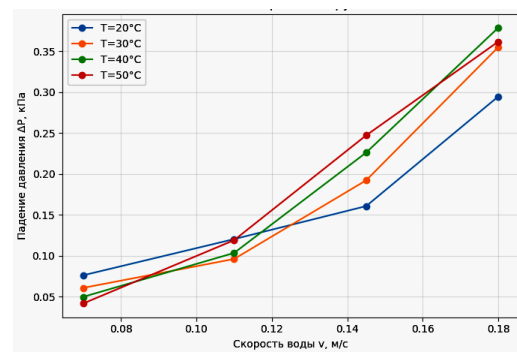


Рис. 7. Зависимость падения давления от скорости воды
Fig. 7. Pressure drop dependence

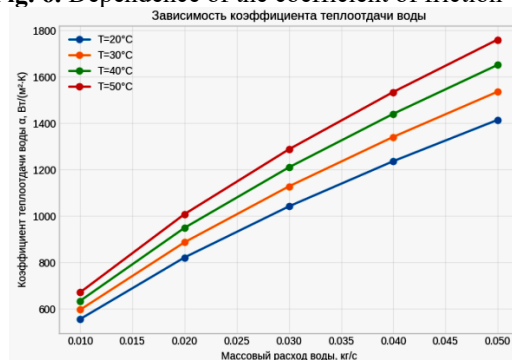


Рис. 8. Зависимость коэффициента теплоотдачи воды от массового расхода воды
Fig. 8. Dependence of the coefficient of heat transfer of water

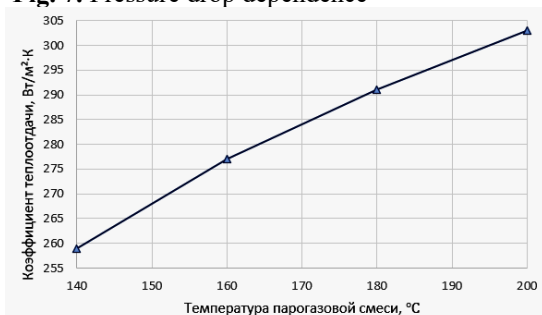


Рис. 9. Зависимость коэффициента теплоотдачи парогазовой смеси от температуры парогазовой смеси
Fig. 9. Dependence of the heat transfer coefficient of the combined-cycle gas mixture

4. Обсуждение (Discussion)

Расчётные значения коэффициента теплопередачи (k) были получены на основе обобщённой тепловой модели, учитывающей тепловое сопротивление от парогазовой среды, стенки змеевика и охлаждающей воды. В результате анализа установлено, что при увеличении массового расхода воды от 0,01 до 0,05 кг/с коэффициент теплопередачи возрастает от 165,66 до 193,34 Вт/м²·К (при температуре ПС 130-200 °С), что свидетельствует об интенсивной теплоотдаче и снижении сопротивления на водяной стороне. Это указывает на достаточную достоверность проведённой теплогидравлической модели и применимость её к расчёту конденсаторов ПБЭУ.

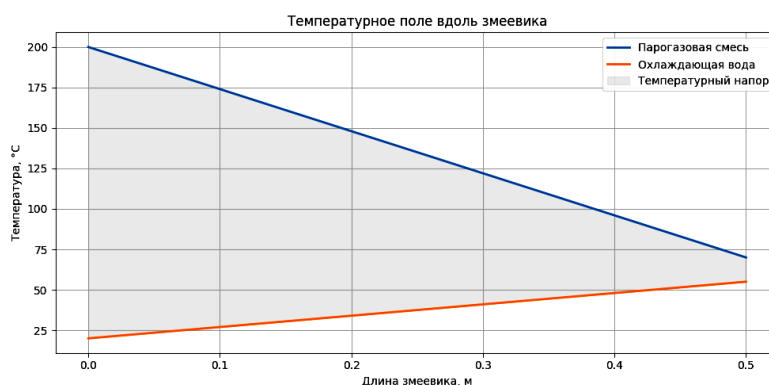


Рис.10. Температурное распределение вдоль оси змеевика конденсатора в режиме противотока
Fig.10. Temperature distribution along the axis of the condenser coil in counter flow mode

Изменение температур ПС и охлаждающей воды по длине КТ при противотоке можно увидеть на рис.10. Синяя кривая отражает постепенное снижение температуры ПС от 200 °С на входе, до 70 °С на выходе, что обусловлено интенсивной теплопередачей и частичной конденсацией. Оранжевая линия демонстрирует нагрев охлаждающей воды от 20 °С до 60 °С. Заштрихованная область между двумя кривыми визуализирует температурный напор, обеспечивающий движение теплового потока. Равномерный градиент кривых подтверждает стабильный теплообмен по длине аппарата и указывает на эффективное согласование температурного режима обеих сред. Полученные данные используются при определении коэффициента теплопередачи и построении зон активной конденсации.



Рис.11. Карта интенсивности зон активной конденсации парогазовой смеси вдоль теплообменного змеевика
Fig.11. Intensity map of the zones of active condensation of the vapor-gas mixture along the heat exchanger coil

На рис.11 представлена карта распределения зон активной конденсации ПС вдоль длины змеевика. Цветовая шкала отображает **относительную интенсивность теплообмена**, обусловленную фазовым переходом пара в жидкость на поверхности теплообменной трубы. Наиболее яркие (жёлтые и белые) участки соответствуют зонам **максимальной интенсивности конденсации**, расположенным ближе ко входу ПС, где температурный напор и степень пересыщения наиболее высоки. По мере продвижения смеси вдоль змеевика интенсивность конденсации постепенно уменьшается (от жёлтого к красному и чёрному цветам), что отражает снижение разности температур и уменьшение парциального давления конденсируемых компонентов. Данная карта позволяет визуализировать **эффективную длину зоны конденсации**, необходимую для расчёта оптимальной длины КТ, а также способствует локализации участков, критичных к режимам перенасыщения или неполной конденсации.

5. Заключение (Conclusion)

В результате проведённого исследования удалось установить характер изменения теплофизических параметров в КТ со спиральным змеевиком при различных режимах работы. Было показано, что коэффициент теплопередачи (k) существенно зависит от массового расхода охлаждающей воды и температурного напора между ПС и теплоносителем. При увеличении расхода воды наблюдается снижение термического сопротивления на водяной стороне, что ведёт к росту эффективности теплопередачи. Расчётные значения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, полученные с использованием аналитических и эмпирических зависимостей, продемонстрировали хорошую сходимость с экспериментальными результатами.



Особое внимание уделено применению обобщённых корреляций, которые позволили учесть влияние вихревых потоков в спиральных каналах на интенсивность теплообмена. Также была проведена пространственная локализация зон активной конденсации, что позволило выделить наиболее эффективные участки кожуха и определить рациональную длину змеевика. Полученные результаты имеют практическую ценность и могут быть использованы для оптимизации конструкции и теплогидравлических режимов работы теплообменных аппаратов в системах термохимической переработки биомассы.

ЛИТЕРАТУРА

1. S. G. Mamatkulova, G. N. Uzakov, F. E. Qodirov, "Modeling and Analysis of the Kinetics of the Pyrolysis Process of Biomass with Influence Raw Material Composition on Comsol Multiphysics," /2024 4th International Conference on Technological Advancements in Computational Sciences (ICTACS), Tashkent, Uzbekistan, 2024, pp. 1315-1318, DOI: 10.1109/ICTACS62700.2024.10840876.
2. Shih Y.C. et al. "Optimized design on the thermohydraulic performance of helical-coil heat exchangers." // *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023.
3. Кириллин В. А., Сычёв В. В., Шейндлин А. Е. *Техническая термодинамика*. 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Издат. дом МЭИ, 2008. — 495 с.
4. Маматкулова С. Моделирование кинетики процесса пиролиза биомассы на Comsol Multiphysics // Научно-технический журнал «Машиностроение». — 2024. — №. 4. — С. 99-106.
5. Хрусталеv Б. М. (и др.). *Тепло- и массообмен: уч. пособие. Ч. 1.* -Минск: БНТУ, 2007.
6. Zhang C. et al. "Thermal-hydraulic analysis of helical-coil once-through steam generators." // *Progress in Nuclear Energy*, 2024.
7. R. Xin, M. Ebadian, The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristics in helical pipes // *Journal of Heat Transfer*, 119(3) (1997) 467-473.
8. Дульнев Г. Н. *Теория тепло- и массообмена: учеб. пособие.* — СПб.: Изд-во СПбГУ ИТМО, 2010. — 196 с.
9. Маматкулова С. Исследование кинетики процесса пиролиза биомассы (отходы подсолнечника) // *Alternative Energy*. — 2024. — Т. 1. — №. 12.
10. M. Gundermann et al. Investigation of the heat transfer coefficient during the condensation of small quantities of water vapour from a mixture with a high proportion of non-condensable gas in a horizontal smooth tube // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 170, 2021, 121016, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121016>.
11. Karouei S.H.H. et al. "On the thermal performance of a shell and double-coil heat exchanger." // *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024.
12. Кутателадзе С. С. *Основы теории теплообмена.* — М.: Атомиздат, 1979. — 416 с.
13. R. Eismann, R. Adams, An explicit and continuous friction factor correlation for helical tubes with arbitrary roughness // April 2018 *Frontiers in Heat and Mass Transfer* 11.
14. Идельчик И. Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям.* — 3-е изд., перераб. и доп. -М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.
15. Missaoui S. et al. "Experimental and numerical analysis of a helical coil heat exchanger." // *Applied Thermal Engineering*, 2022.

REFERENCES

1. S. G. Mamatkulova, G. N. Uzakov, F. E. Qodirov, "Modeling and Analysis of the Kinetics of the Pyrolysis Process of Biomass with Influence Raw Material Composition on Comsol Multiphysics" /2024 4th Int. Conference on Technological Advancements in Computational Sciences (ICTACS), Tashkent, Uzbekistan, 2024, pp. 1315-1318, DOI: 10.1109/ICTACS62700.2024.10840876.
2. Shih Y.C. et al. "Optimized design on the thermohydraulic performance of helical-coil heat exchangers." // *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023.
3. Kirillin V. A., Sychev V. V., Sheindlin A. E. *Technical Thermodynamics*. 5th ed., revised and supplemented. Moscow: MEI Publishing House, 2008. 495 p.
4. Mamatkulova S. *Modeling the kinetics of the biomass pyrolysis process in COMSOL Multiphysics* // *Scientific and Technical Journal Mechanical Engineering*, 2024, No. 4, pp. 99-106.
5. Khrustalev B. M. et al. *Heat and Mass Transfer: Textbook*. In 2 parts. Part 1. Minsk: Belarusian National Technical University, 2007. 606 p.
6. Zhang C. et al. "Thermal-hydraulic analysis of helical-coil once-through steam generators" // *Progress in Nuclear Energy*, 2024.
7. R. Xin, M. Ebadian, The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristics in helical pipes // *Journal of Heat Transfer*, 119(3) (1997) 467-473.



8. Dulnev, G. N. *Theory of Heat and Mass Transfer: A Textbook*. Saint Petersburg: ITMO University Press, 2010. – 196 p.
9. Mamatkulova, S. *Investigation of the Kinetics of Biomass Pyrolysis Process (Sunflower Waste)* // *Alternative Energy*, 2024, Vol. 1, No. 12.
10. M. Gundermann et al. Investigation of the heat transfer coefficient during the condensation of small quantities of water vapour from a mixture with a high proportion of non-condensable gas in a horizontal smooth tube // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 170, 2021, 121016, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121016>.
11. Karouei S.H.H. et al. “On the thermal performance of a shell and double-coil heat exchanger.” // *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024.
12. Kutateladze, S. S. *Fundamentals of Heat Transfer Theory*. Moscow: Atomizdat, 1979. -416 p.
13. R. Eismann, R. Adams, An explicit and continuous friction factor correlation for helical tubes with arbitrary roughness // April 2018 *Frontiers in Heat and Mass Transfer* 11.
14. Idelchik, I.E. *Handbook of Hydraulic Resistance*. 3rd ed., revised and supplemented. Moscow: Mashinostroenie, 1992. 672 p.
15. Missaoui, S. et al. “Experimental and numerical analysis of a helical coil heat exchanger.” // *Applied Thermal Engineering*, 2022.