

Features of Forecasting Reliability of 6—10 kV Overhead Lines According to Statistics of their Failures and Reconditionings

Basmanov V.G., Kholmanskikh V.M.

Vyatka State University
Kirov, Russian Federation

Abstract. This work is aimed at forecasting justification of the failure time of the 6—10 kV overhead electric lines (OEL) during the normalized period in its operation based on comparison with the statistics of failures and reconditionings on the previous intervals with the use of the OEL availability function, statistical availability coefficient, normalized forecasting interval and the accepted values of the availability coefficient on the forecasting interval. To achieve the goal set the OL is described as an object of a multiple action, its failure and reconditioning flows are accepted as the simplest Poisson, and for the theoretical analysis of the variation character in the availability coefficient, the probability theory methods along with a mass service were used. The most significant result is justification of the use for the forecasting of the OEL failure time of a new convenient exponential expression of its availability function on the normalized period being forecasted. Unlike the accepted in the theory of reliability the availability function with two parameters (average times of work and reconditionings), the proposed expression uses one parameter of distribution (virtual non-failure operating time). The significance of the results obtained consists in that controlling the dynamics of the variation in the statistical coefficient of availability of the OEL on the previous time intervals makes it possible to forecast its failure time during the forthcoming normalized periods of operation.

Keywords: overhead lines, coefficient of technical availability, forecasting normalized interval, virtual non-failure operating time, confidence probability.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.01>

UDC: 621.315.17

Particularități ale prognozei fiabilității liniilor electrice aeriene de 6-10 kV din datele statistice privind refuzurile și restabilirile e

Basmanov V.G., Holmaskih V.M.

Universitatea de Stat din Viatka
Kirov, Federația Rusă

Rezumat. Scopul lucrării este de a justifica prognoza timpului de întrerupere a liniilor electrice aeriene (LEA) de 6-10 kV pentru intervalul normal de exploatare a acestora pe în baza comparării datelor statistice privind refuzurile și restabilirile pentru intervalele anterioare, utilizând funcția de disponibilitate pentru LEA, factorul de disponibilitate statistică, intervalul normal de prognoză și valorile admisibile ale factorului de disponibilitate în intervalul de prognoză. Pentru atingerea obiectivului, linia aeriană a fost considerată ca un obiect cu acțiuni repetate, fluxurile de refuzuri și restabiliri au fost considerate cele mai simple fluxuri Poisson, iar pentru analiza teoretică a caracterului de variație a factorului de disponibilitate au fost utilizate metodele probabilităților și a teoriilor—de deservire în masă. Eroarea calculului la așa o substituie chiar în diapazonul variației valorii coeficientului de disponibilitate pentru anul calendaristic, de la 0,999 până la 0,995 constituie de la 0,018 până la 0,369%. Rezultatul cel mai important este o justificare a aplicării unei noi expresii exponențiale potrivite a funcției de disponibilitate la intervalul de timp normal de prognoză pentru prognozarea timpului de deconectare a LEA. Spre deosebire de funcția de disponibilitate cu doi parametri (timpul mediu de funcționare și de restabilire) acceptată în teoria fiabilității, expresia propusă pentru funcția de disponibilitate a liniilor aeriene utilizează un singur parametru de distribuție T_{vir} - timpul de funcționare virtuală până la defecțiune. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că, prin monitorizarea dinamicii schimbărilor coeficientului statistic de disponibilitate a liniei aeriene pentru intervalele anterioare de funcționare normală, putem prezice timpul de aflare în stare deconectată al acesteia în următorul interval normal de exploatare.

Cuvinte-cheie: linii electrice aeriene, factor de disponibilitate tehnică, interval de predicție normal, timp virtual între defecțiuni, grad de confidență.

**Особенности прогнозирования надёжности воздушных линий 6–10 кВ
по статистическим данным об отказах и восстановлениях**

Басманов В.Г., Холманских В.М.

Вятский государственный университет

г. Киров, Российская Федерация

Аннотация. Целью работы является обоснование прогнозирования времени простоя воздушных линий (ВЛ) 6–10 кВ за нормируемый интервал её эксплуатации на основе сравнения статистических данных об отказах и восстановлениях за предыдущие интервалы с использованием функции готовности ВЛ, статистического коэффициента готовности, нормируемого интервала прогнозирования и допустимых значений коэффициента готовности на интервале прогнозирования. Для достижения поставленной цели ВЛ рассмотрена как объект многократного действия, её потоки отказов и восстановлений приняты простейшими пуассоновскими, а для теоретического анализа характера изменения коэффициента готовности использовались методы теорий вероятностей и массового обслуживания. Установлена высокая точность замены вероятности нахождения ВЛ в исправном состоянии на статистическое значение коэффициента готовности для установившегося режима эксплуатации. Ошибка вычислений при такой замене даже в диапазоне изменения значений коэффициента готовности за календарный год от 0,999 до 0,995 составляет от 0,018 до 0,369 %. Наиболее существенным результатом является обоснование применения для прогнозирования времени простоя ВЛ нового удобного экспоненциального выражения её функции готовности на нормируемом интервале времени прогнозирования. В отличие от принятой в теории надёжности функции готовности с двумя параметрами (средних времён работы и восстановления) в предлагаемом выражении функции готовности ВЛ используется один параметр распределения — виртуальная наработка на отказ. Длина нормируемого интервала прогнозирования определяется заданной доверительной вероятностью статистических данных об отказах за предшествующий нормируемый интервал эксплуатации ВЛ. Значимость полученных результатов состоит в том, что, контролируя динамику изменения статистического коэффициента готовности ВЛ за предшествующие нормируемые интервалы времени можно предсказать её время простоя в предстоящем нормируемом интервале эксплуатации.

Ключевые слова: воздушные линии, коэффициент технической готовности, нормируемый интервал прогнозирования, виртуальная наработка на отказ, доверительная вероятность.

ВВЕДЕНИЕ

Воздушные линии — это главные элементы систем электроснабжения. Протяженность ВЛ 6–10 кВ в России составляет более 1,5 млн. км – почти 45% от общей протяжённости линий электропередачи 0,4–110 кВ. Около 70% всех отказов в электроснабжении приходится на сети данного класса напряжения [1].

ВЛ – наиболее повреждаемые элементы электрических сетей из-за территориальной протяженности и подверженности влиянию климатическим воздействиям. Их параметр потока отказов на порядок выше параметров потока отказов трансформаторов и выключателей [2]. Поэтому прогнозирование состояния ВЛ необходимо для поддержания бесперебойности электроснабжения.

В работах [3–12] приведены характерные причины повреждений и результаты анализа данных об отказах в воздушных линиях электропередач разных электросетей, например, в работе [6] приведены типичные причины неисправностей в воздушной линии по данным взятым из опросов различных мировых агентств. В работах [7–9] даны

результаты анализа данных о неисправности воздушных и кабельных линий среднего напряжения польской национальной энергосистемы. В [12] отмечено, что значительная часть ВЛ была введена в эксплуатацию 40–50 лет назад, что позволило избавиться от неэкономичных дорогостоящих маломощных электростанций и реализовать электроснабжение потребителей в городской и сельской местностях от сетей объединённых энергосистем. По данным [13, 14] срок службы проводов марок А и АС составляет 45 лет, а срок службы опор 30–35 лет. Понятно, что ресурс этих линий сейчас исчерпан, либо близок к нулю.

Расчеты по определению основных показателей надёжности ВЛ (параметр потока отказов и среднее время восстановления), а также результаты их анализа представлены во многих работах, например, [7–10, 11, 15–26]. Для анализа проблемы в [7] был использован непараметрический метод анализа данных о надёжности электросетей, а, например, в [8, 9] изложен порядок количественной оценки надёжности инженерных систем вероятностными методами. Подобные

расчеты по количественной оценке надежности в электроэнергетических системах приводятся в [11,16,17–19] на основе метода статистического моделирования (метод Монте-Карло). В работе [24] предлагается целостный подход к проблеме надежности электрических систем. Рассматриваются, что крайне важно, в совокупности механизмы отказов, методы испытаний, анализ отказов, методы определения характеристик надежности и модели прогнозирования, для повышения безотказной работы целого ряда устройств.

Таким образом, вопрос поддержания надежности ВЛ весьма актуален. Несмотря на большое разнообразие в подходах и методах исследования надежности ВЛ в многочисленных вышеупомянутых работах, нами не найдено работ по прогнозированию времени простоя ВЛ, используя её функцию готовности. Только в работе [24] рассмотрены модели прогнозирования. Поэтому можно утверждать, что наш подход по выбору прогнозирования времени простоя воздушных линий (ВЛ) 6–10 кВ, с использованием нормированного интервала прогнозирования и функции готовности с одним параметром — виртуальной наработки на отказ, является оригинальным.

I. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является обоснование использования динамики статистического коэффициента готовности ВЛ за прошедшие периоды её эксплуатации для прогнозирования времени простоя в совокупности с вычисляемой функцией готовности за нормируемый интервал прогнозирования.

Для достижения поставленной цели необходимо рассмотреть ВЛ как объект многократного действия с простейшими пуассоновскими потоками отказов и восстановлений. Использовать комплексные статистические показатели надёжности, которые позволят одновременно оценивать свойства работоспособности и ремонтпригодности. Они должны легко определяться по статистическим данным об отказах. Известно, что такими показателями являются коэффициенты готовности K_{tesrf} и простоя K_s , которые рассчитываются по итогам работы ВЛ за календарный год её

эксплуатации или за другие фиксированные интервалы времени.

Для предсказания поведения K_{tesrf} и K_s на последующие годы работы ВЛ следует использовать $K_{tesrf}(t)$ при этом требуется установить характер приближения $K_{tesrf}(t)$ к статистическому значению K_{tesrf} . Если этот процесс совершается быстро, то этим можно обосновать замену вероятностного значения $K_{tesrf}(t)$ на его статистическое значение K_{tesrf} и выполнить прогнозирование.

Очень важно правильно определить длину нормируемого интервала времени, на котором предполагается выполнить прогноз простоя ВЛ с учётом принятой доверительной вероятности (достоверности) предшествующего статистического материала об отказах и восстановлениях ВЛ.

Необходимо обосновать применение для прогнозирования более простой формулы для функции готовности, исключив из известного выражения средние времена безотказной работы и восстановления. Должна быть доказана высокая точность предлагаемой формулы.

Результаты прогнозирования должны отвечать на вопрос: с какого прогнозируемого года эксплуатации время простоя ВЛ будет ниже заданного допустимого значения?

II. МЕТОДЫ И АЛГОРИТМЫ РЕШЕНИЯ

Прогнозирование времени простоя ВЛ является важным инструментом повышения надёжности ВЛ. Он позволяет принять правильное решение о первоочерёдности профилактических работ или замене «слабых» элементов при одновременной эксплуатации большого числа ВЛ, предопределяя надёжное электроснабжение потребителей электрической энергией.

На практике в электрических сетях организован сбор статистической информации о надёжности, но, к сожалению, эта важная информация об эксплуатационной надёжности используется не в полной мере.

Особенности характеристик потока отказов ВЛ

Воздушная линия (ВЛ) 6–10 кВ является объектом многократного действия, для которого характерно то, что в процесс его эксплуатации могут возникать отказы, на их

отыскание и устранения требуется некоторое время. После чего эксплуатация ВЛ продолжается. Поэтому для характеристик надёжности ВЛ должны применяться её потоки отказов ω и восстановлений μ .

Рассмотрим особенности характеристик потока отказов ВЛ на основе общих свойств и принятой классификации потоков случайных событий, которая дана в теории массового обслуживания [27,28]. ВЛ состоит из значительного числа одновременно работающих n элементов. Если произошёл отказ одного элемента, и он будет заменён исправным, то вероятнее всего следующий отказ будет не у самого «свежего» элемента, а у элемента с большим сроком эксплуатации в составе ВЛ. Поэтому взаимная зависимость отказов при любом законе вероятности безотказной работы будет тем слабее, чем больше элементов в составе ВЛ. На практике, когда n элементов ВЛ достаточно велико, поток отказов можно считать ординарным без последствия. Такой поток полностью определяется параметром $\omega(t)$.

Типичный график $\omega(t)$ при наличии периода приработки имеет вид, представленный на рис. 1.

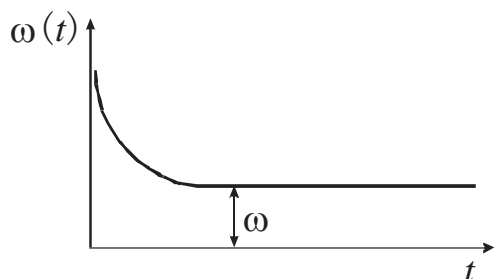


Рис. 1. Параметр поток отказов ВЛ в случае наличия периода приработки.¹

В начальный период эксплуатации, который принято называть приработкой, функция $\omega(t)$ убывает, стремясь к $\omega(t) = const$. При достижении к $\omega(t) = \omega = const$ поток отказов ВЛ становится простейшим и сохраняется в течение всего времени эксплуатации. Период износа отсутствует или не так ярко выражен, так как отказавшие элементы ВЛ всегда заменяются новыми или отремонтированными. Это подтверждается многочисленными статистическими исследованиями, приведенными в [29,30].

Необходимо отметить, что периода приработки может и не быть, если все элементы ВЛ имеют экспоненциальные

законы распределения наработок на отказ, что следует из доказательства теоремы, приведённой в [31]. Суть теоремы в следующем: если у ординарного потока с ограниченным последствием все промежутки времени между соседними событиями распределены по одному и тому же экспоненциальному закону, то этот поток событий простейший с параметром

$$\omega = n_1\lambda_1 + n_2\lambda_2 + \dots + n_k\lambda_k, \quad (1)$$

где n_k — количество элементов k -ой группы, входящих в состав ВЛ;

λ_k — соответствующие интенсивности отказов элементов k -ой группы.

Для общего случая, когда ВЛ большой протяжённости состоит из k групп по n_1, n_2, \dots, n_k элементов с интенсивностью отказов соответственно $\lambda_1(t), \lambda_2(t), \dots, \lambda_k(t)$, параметр $\omega(t)$ потока отказов ВЛ следует определять по уравнению

$$\omega(t) = n_1\omega_1(t) + n_2\omega_2(t) + \dots + n_k\omega_k(t), \quad (2)$$

где $\omega_k(t)$ — параметр потока отказов, вызываемого работой одного элемента k -ой группы.

В [31] показано, что с ростом t величины $\omega_k(t)$ стремятся к постоянным ω_k , равным обратным значениям средних сроков службы элементов.

Тогда из уравнения (2) следует, что параметр $\omega(t)$ потока отказов ВЛ имеет предел

$$\omega = \frac{n_1}{T_1} + \frac{n_2}{T_2} + \dots + \frac{n_k}{T_k}, \quad (3)$$

где T_1, T_2, \dots, T_k — средние сроки службы элементов ВЛ каждой k -й группы соответственно.

Уравнение (3) позволяет найти параметр потока отказов ВЛ после окончания периода приработки по известным средним срокам службы всех элементов ВЛ для любых законов распределения длительности службы элементов.

Известно, что в случае простейшего потока событий для произвольного промежутка времени величиной τ , среднее число отказов за это время будет

¹ Appendix 1

$$m_{av} = \omega \tau . \quad (4)$$

Тогда среднее время безотказной работы T определится по уравнению

$$T = \tau / m_{av} . \quad (5)$$

Из (4) можно получить

$$T = 1 / \omega . \quad (6)$$

Установив для простейшего потока событий показатели надёжности ВЛ — ω и T можно определить вероятность $p(\tau)$ безотказной работы ВЛ от момента t до момента $t + \tau$, где t и τ произвольные

$$p(\tau) = \exp(-\omega\tau) = \exp(-\tau / T) . \quad (7)$$

Применение формулы (7) в практических расчётах надёжности затруднено из-за особенностей эксплуатации ВЛ. Покажем это на примере. Требуется определить T — среднее время безотказной работы ВЛ, которое обеспечило бы $p(\tau) = 0,999$ в течение 1 года. Условие задачи соответствует действительности (при коэффициенте готовности ВЛ за календарный год 0,999 суммарное время её простоя составит 8,76 часа).

Из формулы (7) определяем требуемую наработку на отказ ВЛ. $T = -8760 / \ln 0,999 = 8755619$ часов, что составляет около 1000 лет, т.е. полученный результат является нереальным из-за особенностей эксплуатации ВЛ, а именно, из-за постоянного «обновления» элементов ВЛ при их отказах, высоких требованиях к надёжности, продолжительных сроков эксплуатации ВЛ (десятки лет) [12–14] и ряда других причин.

Обоснование использования коэффициента готовности для прогнозирования времени простоя ВЛ

В отличие от вероятности безотказной работы ВЛ (качественный единичный показатель) будут наиболее понятны и

практически полезны такие комплексные показатели, как K_{tesrf} и K_s — соответственно коэффициенты готовности и простоя, которые могут рассчитываться по итогам работы ВЛ за календарный год её эксплуатации или за другие фиксированные интервалы времени.

Приведём известные выражения для их расчёта и рассмотрим характер изменения этих показателей надёжности в процессе длительной эксплуатации ВЛ.

Как известно K_{tesrf} и K_s применяют, когда требуется оценить одновременно свойства работоспособности K_{tesrf} и K_s используются две важные статистические величины — суммарное время исправной работы t_{twi} и суммарное время вынужденных простоев (восстановлений) t_r , взятые за один и тот же календарный срок.

$$t_{twi} = \sum_1^n t_{twi i} , t_r = \sum_1^n t_{r i} , \quad (8)$$

где $t_{twi i}$ и $t_{r i}$ — i -е интервалы времени исправной работы и восстановления ВЛ после i -го отказа;

n — число отказов.

По известным t_{twi} и t_r определяются K_{tesrf} и K_s .

$$K_{tesrf} = \frac{t_{twi}}{t_{twi} + t_r} , \quad (9)$$

$$K_s = \frac{t_r}{t_{twi} + t_r} . \quad (10)$$

От соотношения величин t_{twi} и t_r зависит величины K_{tesrf} и K_s .

Разделив числитель и знаменатель выражений (9) и (10) на число отказов n , произошедших за рассматриваемое время, получим следующие выражения для K_{tesrf} и K_s

$$K_{tesrf} = \frac{T}{T + T_{r.av}} , \quad (11)$$

$$K_s = \frac{T_{r.av}}{T + T_{r.av}} , \quad (12)$$

где T и $T_{r.av}$ — соответственно среднее время безотказной работы и восстановления ВЛ. В теории надёжности T имеет название средняя

наработка на отказ. Будем считать, что $T_{r.av}$ соответствует времени простоя ВЛ, т.е. включает в себя время отыскание повреждения, демонтаж отказавшего элемента и монтаж исправного.

Физический смысл коэффициента готовности ВЛ это вероятность заставить ВЛ в исправном состоянии, когда параметры её потока отказов ω и восстановлений μ есть величины постоянные, т.е. соответственно равны интенсивностям отказов и восстановлений.

Рассмотрим характер изменения K_{iesrf} в процессе эксплуатации ВЛ, используя теоретический материал, изложенный в [31]. Уравнения (11) и (12) справедливы для установившегося режима работы. В общем случае работа ВЛ соответствует следующим условиям. ВЛ начинает работать в момент $t = 0$. Отказы и восстановления образуют простейшие потоки событий с параметрами соответственно $\omega = 1/T$ и $\mu = 1/T_{r.av}$.

В произвольный момент времени ВЛ может находиться в одном из двух состояний: или в исправном, вероятность состояния которого обозначим как $p_0(t)$, или в состоянии ремонта с вероятностью $p_1(t)$. Простой ВЛ, не связанные с ремонтом, не рассматриваем.

Для этого момента справедливо уравнение

$$p_0(t) + p_1(t) = 1. \quad (13)$$

Принимаем начальные условия

$$p_0(0)=1, p_1(0) = 0. \quad (14)$$

Рассмотрим малый промежуток времени от момента t до момента $t+\Delta t$. Вычислим вероятность того, что в конце этого промежутка времени ВЛ будет исправна. Здесь могут возникнуть два возможных состояния:

1) в момент t ВЛ была исправна (вероятность этого состояния $p_0(t)$, а за время Δt отказов не было (вероятность этого состояния равна $1 - \omega\Delta t$).

2) в момент t ВЛ была в ремонте (вероятность этого состояния $p_1(t)$), а за время Δt восстановилась (вероятность этого состояния равна $\mu\Delta t$). Из этого следует, что

$$p_0(t + \Delta t) = p_0(t)(1 - \omega\Delta t) + p_1(t)\mu\Delta t. \quad (15)$$

Перенесём $p_0(t)$ в левую часть, разделим на Δt и перейдём к пределу при $\Delta t \rightarrow 0$. В результате получим дифференциальное уравнение

$$\frac{dp_0}{dt} = -\omega p_0(t) + \mu p_1(t). \quad (16)$$

Из уравнений (16) и (13) найдём

$$\frac{dp_0}{dt} = \mu - (\omega + \mu)p_0(t). \quad (17)$$

Решение этого уравнения при начальных условиях (14) имеет вид

$$p_0(t) = \frac{\mu}{\omega + \mu} + \frac{\omega}{\omega + \mu} \exp[-(\mu + \omega)t]. \quad (18)$$

Преобразуем уравнение (18) с учётом (11), (12) и равенств: $K_{iesrf} + K_s = 1$, $\omega = 1/T$ и $\mu = 1/T_{r.av}$ к окончательному виду

$$p_0(t) = K_{iesrf} + (1 - K_{iesrf}) \exp(-t / T \cdot T_{r.av}). \quad (19)$$

Необходимо отметить, что аналогичный результат можно получить, используя математический аппарат для анализа надёжности восстанавливаемых СМО, разработанный на основе марковской модели с дискретным множеством состояний и непрерывным временем [32–34]. Потоки, переводящие систему из состояния в состояние, должны быть пуассоновскими, а законы распределения наработки до отказа и времени восстановления экспоненциальными. Структуры системы изображается в виде графов состояний с прямыми (отказ) и обратными (ремонт) переходами.

Рассматриваются марковские процессы, у которых для любого момента времени вероятность каждого состояния системы в будущем зависит только от состояния в настоящий момент, и не зависит от того, каким образом система пришла в это состояние (потоки без последствия).

Использование марковских случайных процессов в системах электроснабжения подтверждается практикой их эксплуатации [35].

Характер приближения вероятностного значения $K_{tesrf}(t)$ к его статистическому значению

Из (19) видно, что при $t = 0$ ВЛ находится в исправном состоянии с вероятностью $p_0(t) = 1$. По мере её эксплуатации $p_0(t) \rightarrow K_{tesrf}$. Для прогнозирования надёжности ВЛ по статистическим данным очень важно установить характер приближения к K_{tesrf} . Если этот процесс совершается быстро, то можно заменить вероятностное значение $K_{tesrf}(t)$ на его статистическое значение K_{tesrf} . В теории надёжности $K_{tesrf}(t) = p_0(t)$ называется функцией готовности и вычисляется по выражению (20).

$$K_{tesrf}(t) = K_{tesrf} + (1 - K_{tesrf}) \exp\left(\frac{-t}{T \cdot T_{r.av}}\right). \quad (20)$$

В [36] представлен один из вариантов анализа точности такой замены.

В тех случаях, когда $t_i \leq -T \ln K_{tesrf}$ вероятность нахождения ВЛ в исправном состоянии можно считать равной соответствующему значению вероятности её безотказной работы за период $(0, t_i)$.

Ошибка вычислений от такой замены при $K_{tesrf} > 0,9$ составит

$$\Delta K_{tesrf}(t) \approx (1 - K_{tesrf}) K_{tesrf}^{\frac{K_{tesrf}}{1 - K_{tesrf}}} 100\%. \quad (21)$$

Рассмотрим реальный диапазон допустимых значений K_{tesrf} ВЛ за календарный год (8760 часов) от 0,999 до 0,995, что соответствует диапазону вынужденных простоев в течение года от 4,38 до 43,8 часа. Тогда ошибки вычислений по (21) будут в пределах от 0,018 до 0,369 %. На практике к надёжности ВЛ предъявляются более жёсткие требования от 0,9999 до 0,9995, тогда ошибки вычислений будут ещё меньше.

Таким образом, с учётом высокой надёжности ВЛ ошибка при замене статистического коэффициента готовности на

вероятность нахождения ВЛ в исправном состоянии ничтожно мала.

В [30] сделан аналогичный вывод. Доказывается, что даже при $K_{tesrf} = 0,9$ $p_0(t)$ быстро стремится к постоянной величине $K_{tesrf} = 0,9$. Этим важным обстоятельством воспользуемся для прогнозирования времени простоя ВЛ за предстоящее время её эксплуатации по имеющейся статистике отказов.

Обоснование использования для прогнозирования функции готовности ВЛ, выраженной через виртуальную наработку на отказ

С учётом вышеизложенного, прогнозирование K_{tesrf} за последующие годовые интервалы работы ВЛ можно выполнить по (20), используя статистические значения T и $T_{r.av}$, за предыдущий период с момента эксплуатации. Но при таком подходе к прогнозированию его точность будет под сомнением по следующим обстоятельствам. Фактическое время эксплуатации ВЛ может достигнуть нескольких десятков лет [12–14], за которое большинство её элементов многократно заменяются новыми или отремонтированными. Поэтому K_{tesrf} за каждый прошедший год работы будет иметь случайный характер из-за случайного изменения T и $T_{r.av}$.

Точность прогноза T и $T_{r.av}$, увеличиться, если использовать их средние статистические значения, рассчитанные на нескольких прошедших одинаковых интервалах времени, длины которых определяются заданным значением доверительной вероятности результатов расчёта T и $T_{r.av}$ на этих интервалах.

В выражении (20), присутствует параметр $T_{r.av}$, что не всегда удобно. Можно в неявном виде исключить этот параметр, если на вышеназванных интервалах расчёт выполнять не по (20), а по предлагаемой нами формуле

$$K_{tesrf}(t) = e^{-t/T_{vir}}. \quad (22)$$

где T_{vir} — виртуальная наработка на отказ.

Виртуальная наработка на отказ — это среднее время безотказной работы ВЛ, при котором её K_{tesrf} равен вероятности застать систему в исправном состоянии $P(t)$ за выбранный интервал прогнозирования от 0 до t , считая точкой отсчёта экспоненты (22) начало интервала прогнозирования.

Сравним результаты вычислений K_{tesrf} за календарный год работы по формулам (20) и (22) для ВЛ одинаковой длины, если статистическое значение K_{tesrf} за календарный год составило 0,9999.

Найдем T_{vir} .

$$T_{vir} = -t / \ln 0,9999 = 10000 \text{ лет}$$

Из определения T_{vir} следует, что K_{tesrf} , вычисленный по (22) равен

$$K_{tesrf}(1) = e^{-1/10000} = 0,9999$$

По (20) определим значение $K_{tesrf}(1)$, которое сравним с 0,9999.

$$K_{tesrf}(1) = 0,9999 + (1 - 0,9999) \exp[-10000 / (10000 \cdot 0,0001)] = 0,9999368$$

где $T_{r.av} = (1 - K_{tesrf}) \cdot 1 = 0,0001$ год.

Таким образом, ошибка составит менее 0,004%.

Определение длины нормируемого интервала прогнозирования

Очень важно правильно определить длину интервала времени, на котором предполагается выполнить прогноз простоя ВЛ. Дадим этому интервалу название — нормируемый исходный интервал прогнозирования (далее интервал прогнозирования) и обозначим его $\Delta t_{norm.in}$.

Если замена текущих значений $P(t)$ на K_{tesrf} , как показано выше, не вызывает больших ошибок, то выбор длины интервала прогнозирования, напротив, существенно влияет на точность прогноза. Дело в том, что реальное значение среднего времени безотказной работы ВЛ определяется либо по справочным данным, либо по «свежим» статистическим данным об отказах и восстановлениях. В справочных таблицах [37] приведены средние значения интенсивностей или параметров потока отказов, которые не всегда соответствуют реальным значениям. Можно утверждать, что чем больше продолжительность эксплуатации ВЛ, тем меньше её средние наработки на отказ, вычисленные по статистическим данным за последующие фиксированные интервалы времени. Но на практике может встретиться и противоположная ситуация, например, у ВЛ, капитально отремонтированной с многочисленными заменами морально

устаревших элементов на современные. Нужно отметить, что такая ситуация встречается редко.

Точность статистических оценок среднего времени безотказной работы зависит от продолжительности сбора информации. Чем больше время сбора информации, тем больше её объем, тем точнее статистические оценки среднего времени безотказной работы и достовернее прогноз. Поэтому величину интервала прогнозирования целесообразно согласовать с такой продолжительностью сбора статистических данных, которая бы обеспечила расчёты средних времён безотказной работы ВЛ в интервалах прогнозирования с требуемой доверительной вероятностью α .

Воспользуемся выражением (10), приведённым в [38] для определения объёма испытаний в случае распределения Пуассона.

$$nt_i = \frac{m}{\lambda_0 r_3}, \quad (23)$$

где n — число испытываемых ВЛ одного назначения;

t_i — время испытания;

m — число отказов за время испытания;

λ_0 — ожидаемое значение интенсивности отказов;

r_3 — коэффициент, используемый при определении доверительных границ для распределения Пуассона.

В нашем случае $n=1$, тогда (23) будет иметь вид

$$\Delta t_{norm.in} = \frac{m}{\lambda_0 r_3}. \quad (24)$$

Порядок прогнозирования

По условиям требования к надёжности ВЛ задаётся допустимый интервал изменения её коэффициента готовности

Исходное значение $T_{vir.in}$ рассчитывается по формуле

$$T_{vir.in} = -\Delta t_{norm.in} / \ln K_{tesrf.min}. \quad (25)$$

Рассчитывается по статистическим данным об отказах и восстановлениях ВЛ за прошедшие годы средние времена T_1 и T_2 безотказной работы за 2 последних интервала эксплуатации. Тогда параметры потоков отказов за эти интервалы определяются как $\omega_1 = 1/T_1$, $\omega_2 = 1/T_2$.

Для определения времени простоя ВЛ на первом интервале прогнозирования строится экспонента (22) при скорректированном значении $T_{vir\ cor1}$, задаваясь временем от 0 до $0 + \Delta t_{norm.in}$. Где $T_{vir\ cor1}$ рассчитывается по формуле

$$T_{vir\ cor1} = T_{vir} \cdot (\omega_1 / \omega_2). \quad (26)$$

Для определения времени простоя ВЛ на прогнозируемом интервале выразим полученное по (22) значение K_{testf} через (11) и рассчитаем время простоя на первом предстоящем интервале прогнозирования для любого интересующего нас момента времени в пределах интервала.

После завершения эксплуатации ВЛ на первом прогнозируемом интервале обрабатываются статистические данные об отказах и восстановлениях и вычисляется параметр потока отказов $\omega_3 = 1/T_3$. Находится новое скорректированное значение $T_{vir\ cor2} = T_{vir\ cor1} \cdot (\omega_2 / \omega_3)$, строится по (22) новая экспонента при новых скорректированных значениях $T_{vir\ cor2}$ и $\Delta t_{norm.cor}$, задаваясь

временем от 0 до $0 + \Delta t_{norm.cor}$. Для определения времени простоя на втором интервале прогнозирования расчёты повторяются и так далее до интересующего нас очередного интервала прогнозирования.

Таким образом, для предлагаемого метода прогнозирования времени простоя ВЛ в предстоящем интервале прогнозирования необходимо иметь обновлённые статистические данные по средним временам безотказной работы ВЛ в двух предыдущих интервалах прогнозирования. В современных условиях это не представляет особых трудностей, так как во всех электрических сетях в обязательном порядке предусмотрен сбор статистической информации об отказах и восстановлениях ВЛ.

III. РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Покажем на реальном примере прогнозирование времени простоя ВЛ на нормируемом интервале.

Результаты расчётов представим в виде итоговой таблицы 1 и графика (рис. 2).

Таблица 1².

Результаты расчётов прогнозируемых показателей надёжности ВЛ 6–10 кВ $L = 10$ км в нормируемом интервале прогнозирования 6 лет.³

Годы работы ВЛ в нормируемом интервале прогнозирования (OL years of operation on normalized forecasting interval), t_i	Прогноз коэффициента готовности (Availability coefficient forecasting), $K_{testf\ i}$	Прогноз коэффициента простоя (Unavailability coefficient forecasting), $K_{s\ i} = 1 - K_{testf\ i}$	Прогноз времени простоя ВЛ по годам эксплуатации нарастающим итогом в часах (Forecasting of OL idle hours in operation time increasing for years),	Прогноз времени простоя ВЛ по годам эксплуатации в часах (Forecasting of OL idle hours in operation time for years), $(K_{s\ i+1} - K_{s\ i}) \cdot 8760$
1	0,99981	0,00019	1,66	1,66
2	0,99966	0,00034	2,98	1,32
3	0,99950	0,00050	4,38	1,40
4	0,99933	0,00067	5,87	1,49
5	0,99916	0,00084	7,36	1,49
6	0,99900	0,00100	8,76	1,40

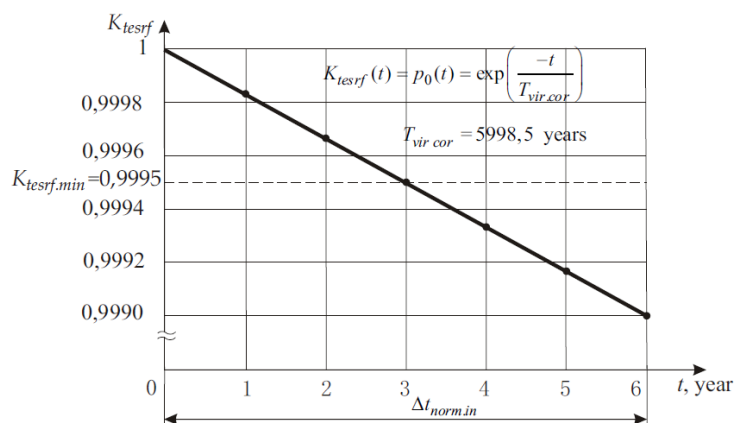


Рис. 2. График изменения $K_{tesrf}(t)$ ВЛ 6-10 кВ ($L=10$ км) в нормируемом интервале прогнозирования.⁴

Выполнить прогноз времени простоя одноцепной ВЛ 6–10 кВ длиной $L=10$ км. Известно, что параметры потока отказов по статистическим данным за последние 2 шестилетних интервала времени равны соответственно $\omega_1=1$ (1/год), $\omega_2=2$ (1/год). В пересчёте на 1 км длины ВЛ это составит соответственно $\omega_1=0,1$ (1/год) и $\omega_2=0,2$ (1/год). Показатель вполне реальный, так как табличное значение параметра аналогичной ВЛ равно 0,25 (1/год) на 1 км [37].

Требуется дать прогноз времени простоя ВЛ в первом интервале прогнозирования на каждый год эксплуатации. Длину интервала прогнозирования рассчитать с доверительной вероятностью $\alpha=0,8$. Допустимый интервал изменения коэффициента готовности ВЛ на интервале прогнозирования принять равным .

Решение

1. По (25) рассчитываем исходный интервал прогнозирования.

В нашем примере $\lambda_1 = \omega_1 = 1$ (1/год), $\lambda_2 = \omega_2 = 2$ (1/год)

Из таблицы П19 [31] для $\alpha=0,8$, $m=10$ находим $r_3=0,8$. Выбираем $\lambda_0 = \lambda_2 = \omega_2 = 2$ (1/год), $\Delta t_{norm.in} = \frac{10}{2 \cdot 0,8} = 6,25$ года. Принимаем

$\Delta t_{norm.in} = 6$ лет. 2. Определяем исходное значение $T_{vir} = -6 / \ln 0,9995 = 11997$ лет. 3. По (26)

рассчитываем $T_{vir.cor1} = T_{vir} \cdot (\omega_1 / \omega_2) = 11997 \cdot (1 / 2) = 5998,5$ года.

4. По (22) выполняем построение экспоненты на первом интервале прогнозирования от $t_1=0$ до $t_2=6$ лет при $T_{vir.cor1} = 5998,5$ года. ода.

5. По вышеизложенному порядку прогнозирования определяем время простоя ВЛ в каждом из шести предстоящих годах эксплуатации.

6. По характеру изменению коэффициента готовности ВЛ в течение 6-летнего прогнозируемого интервала делаем соответствующие выводы.

Из таблицы 1 видно, что начиная с 4-го прогнозируемого года эксплуатации, время простоя ВЛ будет больше нижнего допустимого значения 1,4 часа, что вызовет изменение коэффициента готовности ВЛ ниже требуемого по заданию значения 0,9995.

IV. ВЫВОДЫ

1. Подтверждено, что для высоконадежных ВЛ можно заменить текущие вероятностные значения $K_{tesrf}(t)$ на статистические для установившегося режима и выполнить прогноз времени простоя ВЛ.

2. Для прогнозирования времени простоя ВЛ предложено новое простое экспоненциальное выражение для функции готовности ВЛ с одним параметром распределения T_{vir} (виртуальная наработка на отказ).

Подтверждена его высокая точность в сравнении с принятым в литературе выражением функции готовности с двумя параметрами распределения — средняя наработка на отказ T и среднее время восстановления $T_{r.av}$.

3. Предложен новый метод прогнозирования времени простоя ВЛ на нормируемом интервале её эксплуатации на основе сравнения статистических данных об отказах и восстановлениях ВЛ за 2

прошедших нормируемых интервала прогнозирования. Метод может быть использован не только для прогнозирования времени простоя ВЛ, но и для прогнозирования других комплексных показателей надёжности при наличии достаточной базы статистических данных об отказах, восстановлении и технических обслуживаниях.

5. Использование предлагаемого метода позволяет объективно оценить и сравнить поведение нескольких ВЛ в последующие

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹**Fig. 1.** Parameter of OL failure flow in the presence of the non failure operating time period.

^{2,3}**Table 2.** Results of calculation the forecasting indices of 6–10 kV. (L=10 km) OL reliability on the normalized forecasting 6-year interval.

⁴**Fig. 2.** Graph of change in $K_{tesf}(t)$ 6–10 kV. (L=10 km) OL on forecasting normalized interval.

Литература (References)

[1] Vorotnitsky V.V., Buzin S.A. Reklouzer – novyuroven' avtomatizatsii i upravleniya VL 6–10 kV [Recloser - a new level of automation and control of 6-10 kV overhead lines]. *Novostielectrotehniki – Electrical Engineering News*, 2005, no.3. (In Russian). Available at: <http://www.news.elteh.ru/arh/2005/33/11.php> (accessed 10.09.2020).

[2] Faibisovich D.L. *Spravochnik po proektirovaniyu elektricheskikh setei* [Reference book on the design of electrical networks]. 4th ed., Rev. and add. Moscow: Publishing house NTs ENAS, 2012. 352 p. (In Russian).

[3] Barg I.G., Edelman V.I. *Vozdushnye linii elektroperedachi: voprosy ekspluatatsii i nadezhnosti* [Overhead lines: Issues of operation and reliability]. Moscow, Energoatomizdat, 1985. 248 p. (In Russian).

[4] Barg I.G. Nadezhnost' VL 0,4–20 kV sel'skokhozyajstvennogo naznacheniya [Reliability of overhead lines 0.4–20kV for agricultural purposes]. *Energeticheskoe stroitel'stvo - Energy construction*, 1992, no. 4. pp. 19–21. (In Russian).

[5] Zhulev A.N., Barg I.G. O vliyani defektov, dopushchennykh pri sooruzhenii VL, na ikh nadezhnosti [On the influence of defects during the construction of overhead lines on their reliability]. *Energeticheskoe stroitel'stvo – Energy construction*, 1992, no. 7 pp. 33–38. (In Russian).

[6] Li Wang. The Fault Causes of Overhead Lines in Distribution Network. MATEC Web of Conferences. vol.61, 2016. The International Seminar on Applied Physics, Optoelectronics and Photonics (APOP 2016).

[15] *elektroperedachi ENES* [STO 56947007–29.240.01.053–2010 Guidelines for conducting periodic technical inspection of UNEG overhead lines. Organization standard. JSC "FGC UES"].(In Russian). Available at: <https://normativ.su/catalog/standart/1001/319013/> (accessed 05.09.2021).

годы эксплуатации и заранее запланировать первоочередной комплекс ремонтов и технических обслуживаний ВЛ, более склонных по прогнозу к отказам.

6. Данный метод прогнозирования может быть использован не только для ВЛ 6–10 кВ, но и для других объектов систем электроснабжения многократного действия: ВЛ любого напряжения, кабельной линии, трансформаторной подстанции, системы электроснабжения промышленного предприятия.

Shanghai, China, 2016 doi: 10.1051/mateconf/20166102017.

[7] Kornatka M. Analysis of the exploitation failure rate in Polish MV networks. *Ekspluatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 2018, no 20 (3), pp. 413–419. doi: 10.17531/ein.2018.3.9.

[8] Chojnacki A.L. Chojnacka K.J. Niezawodność elektroenergetycznych sieci dystrybucyjnych [Reliability of power distribution networks]. Monografie, Studia, Rozprawy NR M100. Politechnika Świętokrzyska. Kielce 2018. p.467.

[9] Chojnacki A.L. Analiza niezawodności eksploatacyjnej elektroenergetycznych sieci dystrybucyjnych, Rozprawa habilitacyjna, Kielce 2013.

[10] Doletskaya L.I., Solopov R.V., Kavchenkov V.P., Andreenkov E.S. Analyzing the Reliability of Mechanical Parts in 10 kV Aerial Transmission Lines under Ice-Coating and Wind Effects in View of Their Design Features. *Mechanics, resource and diagnostics of materials and structures (MRDMS-2017)*. AIP Conference Proceedings. vol. 1915. 2017. doi: 10.1063/1.5017355

[11] Clements D., Mancarella P. Systemic modelling and integrated assessment of asset management strategies and staff constraints on distribution network reliability. *Electric Power Systems Research*. vol. 155. 2018. pp. 164–171. doi: 10.1016/j.epr.2017.09.029.

[12] Andrievsky V.N., Golovanov A.T., Zelichenko A.S. *Ekspluatatsiya vozdushnykh linii elektroperedachi* [Operation of overhead power lines]. 3rd ed., revised. and add. Moscow, Energiya, 1976. 616 p. (In Russian).

[13] *GOST 839–2019 Provoda neizolirovannye dlya vozdushnykh linii elektroperedachi. Tekhnicheskie usloviya*[State Standart839–2019 Non-insulated conductors for overhead power lines. Specifications].Moscow, Standartinform Publ., 2019. 43 p.

[14] *STO 56947007–29.240.01.053–2010 Metodicheskie ukazaniya po provedeniyu periodicheskogo tekhnicheskogo osvidetel'stvovaniya vozdushnykh linii*

[16] Kutsenko G.F., Puhalskaya O. Yu. Osnovnye pokazateli nadezhnosti LEP 6–10 kV [Main indicators of reliability of 6–10 kV overhead lines]. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii i energeticheskikh ob"edinenii SNG – Energy. Proceedings of higher educational institutions and*

- energy associations of the CIS*, 2006, no. 6 pp.20–23. (In Russian).
- [17] Billinton R., Allan R.N. Reliability Evaluation of Power Systems. Springer Science & Business Media, 2013. p. 514.
- [18] Goel L. Monte Carlo simulation-based reliability studies of a distribution test system. *Electric Power Systems Research*, vol.54, no. 1, 2000, pp. 55–65. doi: 10.1016/S0378-7796(99)00066-8.
- [19] Heydt G.T., Graf T.J. Distribution system reliability evaluation using enhanced samples in a Monte Carlo approach. *Transactions on Power Systems*, vol. 25, no. 4, 2010, pp. 2006–2008, doi: 10.1109/TPWRS.2010.2045929.
- [20] Billinton R., Li W. Reliability Assessment of Electric Power Systems Using Monte Carlo Methods. Springer Science & Business Media, 2013. p. 352.
- [21] Alvarez-Alvarado M.S., Jayaweera D. Bathtub curve as a Markovian process to describe the reliability of repairable components. *Generation, Transmission & Distribution*, vol. 12, no.21, 2018. pp. 5683–5689. doi: 10.1049/iet-gtd.2018.5505.
- [22] Heylen E., Ovaere M., Proost S., Deconinck G., Van Hertem D. A multi-dimensional analysis of reliability criteria: From deterministic $N - 1$ to a probabilistic approach. *Electric Power Systems Research*. vol. 167. 2019. pp. 290–300. doi: 10.1016/j.epsr.2018.11.011
- [23] Kolcun Michal, Kornatka Mirosław, Gawlak Anna, Conka Zsolt. Benchmarking the reliability of medium-voltage lines. *Journal of ELECTRICAL ENGINEERING*, vol. 68, no. 3, 2017. pp. 212–215.
- [24] Grakowski L., Chojnacki A.L., Gebczyk K., Banasik K. Statistical Analysis and Modeling of the Reliability of Overhead Low Voltage Lines. *Przegląd elektrotechniczny*. vol. 95, no. 12, 2019. pp. 261–264. doi: 10.15199/48.2019.12.59
- [25] Swingler J. (Ed.) Reliability characterisation of electrical and electronic systems. Woodhead Publishing, 2015. 274 p.
- [26] Iešmantas T., Alzbutas R. Bayesian spatial reliability model for power transmission network lines. *Electric Power Systems Research*. vol. 173. 2019. pp. 214–219. doi: 10.1016/j.epsr.2019.04.014.
- [27] Iešmantas T., Alzbutas R. Bayesian Methods for Analysis of Electric Grid Outages. *Safety and Reliability*. vol. 33, no. 4. 2013. pp. 12–23. doi: 10.1080/09617353.2013.11690978.
- [28] Gnedenko B.V., Kovalenko I.N. *Vvedenie v teoriyu massovogo obsluzhivaniya* [On the Theory of Mass Service]. Moscow, Nauka, 1966, p. 301. (In Russian).
- [29] Khinchin A.Y. *Mathematical Methods in the Theory of Queuing*. Dover Publications. 2013. 128 p.
- [30] Barlow R.E., Proschan F. *Mathematical Theory of Reliability*. Philadelphia: SIAM, 1996. 258 p.
- [31] Shor Ya.B. *Statisticheskie metody analiza i kontrolya kachestva i nadezhnosti: ucheb. dlya vuzov* [Statistical methods of analysis and quality control and reliability: textbook for universities]. Moscow, Gosenergoizdat, 1962. 552 p. (In Russian).
- [32] Hooke J.B. *Teoriya nadezhnosti v elektroenergetike* [The theory of reliability in the electricity industry]. Leningrad, Energoatomizdat, 1990. 206 p. (In Russian).
- [33] Endreni D. *Modelirovanie pri raschetakh nadezhnosti v elektroenergeticheskikh sistemakh* [Modeling during Reliability Calculation in Electric Power Systems]. / D. Endreni; trans. from Eng. by B. N. Kazak; ed. Yu. N. Rudenko. – Moscow, Energoatomizdat, 1983. 336 p. (In Russian).
- [34] Ryabinin I.A., Kireev Yu.N. *Nadezhnost' sudovykh elektroenergeticheskikh sistem i sudovogo elektrooborudovaniya* [Reliability of Ship Electric Power Systems and Ship Electric Equipment]. – Leningrad: Sudostroenie, 1974, p. 264. (In Russian).
- [35] Fokin Yu. A., Tufanov V.A. *Otsenka nadezhnosti sistem elektrocyabzheniya* [Assessment of the reliability of power supply systems]. Moscow, Energoizdat, 1981, p. 224. (In Russian).
- [36] Druzhinin G.V. *Nadezhnost' sistem avtomatiki* [Automatic Systems Reliability]. Moscow, Energy, 1976, p. 528. (In Russian).
- [37] *Teoriya nadezhnosti radioelektronnykh sistem v primerakh i zadachakh. Uchebnoe posobie dlya studentov radiotekhnicheskikh spetsial'nostey vuzov*. [Reliability Theory in Radio Electronic Systems Using Examples and Problems. Training Manual for Students of Radio Technical Colleges]. Ed. G.V. Druzhinin, Moscow, Energy, 1976, p. 448. (In Russian).
- [38] Gul V.I., Nizhevsky V.I., Khomenko I.V., Shevchenko S.Yu., Chevychelov V.A. *Koordinatsiya izolyatsii i perenapryazheniya v elektricheskikh vysokovol'tnykh setyakh* [Coordination of insulation and overvoltage in electrical high-voltage networks]. Kharkov, EDNA, 2009, p. 270. (In Russian).
- [39] Shor Ya.B., Kuz'min F.I. *Tablitsy dlya analiza i kontrolya nadezhnosti* [Tables for Analysis and Reliability Control]. Moscow, Sovetskoe Radio Publ. 1968, p. 288. (In Russian).

About authors.



Басманов Владислав Геннадьевич, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Электроснабжение» ВятГУ. Область научных интересов: диагностика электрооборудования, надежность электрооборудования, энергосбережение.
E-mail: basmanov@vyatsu.ru



Холманских Валерий Михайлович, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Электроснабжение» ВятГУ. Область научных интересов: надежность электроснабжения, энергосбережение.
E-mail: vm_holmanskih@vyatsu.ru

Energy Efficient Control by the Group of Oil Pumping Stations Operation

Kaniuk G. I., Mezeria A. Yu., Kniazeva V. N., Fursova T. N., Blyznychenko E. N.

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Kharkov, Ukraine

Abstract. This work is devoted to intensification of the power efficiency of computerized systems of control by the pumping units group of oil pumping stations of the main lines. The criterion of the energy efficiency is a minimum total energy loss. The goal set can be reached by the development of algorithms of the energy efficient control. The most important scientific result based on the identification of the mathematical models of the objects controlled is the efficient algorithm for controlling the group of oil pumping units. It allows determining in real time the operation modes of separate pumping units, upon which the total energy losses will be minimal. The significance of the results obtained consists in the energy losses decrease across the main oil pipeline during the combined control by the pumping units groups. Their practical significance consists in decreasing the cost of oil transportation at the expense of decreasing the energy consumed by the pumping units. The main stages of plotting the modes maps were presented of the efficient operation of the pumping units based on the definition of the necessary rotation frequencies and positions of the regulating valves. Experimentally was performed the analysis of the operation modes of the pumping unit using different methods for productivity regulation, and their comparative energy efficiency was shown. The experimental data extrapolation was carried out, and, on its basis, the possible economic effect was determined brought by the use of the energy-conserving systems of the controlling the group of pumping systems.

Keywords: pump, oil-pumping station, computerized system of control, energy saving.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.02>

UDC: 622.276-054:006.44(043.3)

Dirijare eficientă din punct de vedere energetic pentru grupul instalațiilor de pompare la stațiile de pompare a țiteiului

Kanyuk G.I., Mezerya A.Yu., Knyazeva V.N., Fursova T.N., Bliznichenko E.N.

Academia Ucraineană de Inginerie și Pedagogică

Harkov, Ucraina

Rezumat. Scopul lucrării constă în creșterea eficienței energetice a sistemelor automate de dirijare pentru un grup de instalații de pompare (IP) la stațiile de pompare a țiteiului (SPT) prin conductele magistrale de transport. Criteriul de eficiență energetică a sistemului de dirijare dezvoltat este pierderile totale minime de energie în conducta magistrală de transport țitei, păstrând volumele de transportare a țiteiului. Acest obiectiv este atins prin elaborarea algoritmilor pentru comanda eficientă din punct de vedere energetic a unui grup de instalații de pompare la stațiile de pompare a țiteiului. Cele mai importante rezultate științifice: în baza identificării modelelor matematice ale obiectelor de dirijare (instalații de pompare), a fost propus un algoritm eficient de dirijare al unui grup de instalații de pompare la stațiile de pompare a țiteiului, care face posibilă determinarea regimurilor de funcționare în timp real ale unităților de pompare luate aparte (valorile frecvenței de rotație a pompelor dirijate și poziția supapelor de reglare) la care pierderile totale de energie în conducta magistrală de transport țitei vor fi minime. Semnificația rezultatelor obținute constă în reducerea pierderilor de energie în conducta principală de țitei cu controlul combinat al unui grup de unități de pompare ale stațiilor de pompare a țiteiului. Semnificația practică a rezultatelor constă în reducerea costului transportului petrolului prin reducerea puterii consumate de unitățile de pompare. Sunt prezentate principalele etape ale construcției hărților de regim (dependența parametrilor de intrare controlați ai obiectului de control de parametrii de ieșire necesari) ale funcționării efective a unităților de pompare ale stațiilor de pompare a țiteiului.

Cuvinte-cheie: pompă, stație de pompare a petrolului, sistem de control automat, economisire de energie.

Энергоэффективное управление группой насосных установок нефтеперекачивающих станций

Канюк Г.И., Мезеря А.Ю., Князева В.Н., Фурсова Т.Н., Близначенко Е.Н.

Украинская инженерно-педагогическая академия

Харьков, Украина

Аннотация. Цель работы заключается в повышении энергетической эффективности автоматизированных систем управления группой насосных установок (НУ) нефтеперекачивающих станций (НПС) магистральных нефтепроводов. Критерием энергетической эффективности разработанной системы управления является минимум суммарных потерь энергии в магистральном

нефтепроводе при сохранении необходимых объемов транспортировки нефти. Поставленная цель достигается за счет разработки алгоритмов энергосберегающего управления группой насосных установок нефтеперекачивающих станций. Наиболее существенные научные результаты: на основе идентификации математических моделей объектов управления (насосные установки) предложен эффективный алгоритм управления группой насосных установок нефтеперекачивающих станций, позволяющий в реальном времени определять режимы работы отдельных насосных установок (значения частот вращения регулируемых насосов и положения регулирующих задвижек), при которых суммарные потери энергии в магистральном нефтепроводе будут минимальны. Значимость полученных результатов состоит в снижении потерь энергии в магистральном нефтепроводе при комбинированном управлении группой насосных установок нефтеперекачивающих станций. Практическая значимость результатов состоит в снижении себестоимости транспортировки нефти за счет снижения мощности, потребляемой насосными установками. Приведены основные этапы построения режимных карт (зависимость входных регулируемых параметров объекта управления от требуемых параметров на выходе) эффективной работы насосных установок нефтеперекачивающих станций на основе определения необходимых частот вращения регулируемых насосов и положений регулирующих задвижек. Экспериментально проведен анализ режимов работы насосной установки при различных способах регулирования производительностью (частотное, дроссельное и комбинированное) и показана их сравнительная энергетическая эффективность. Выполнена экстраполяция экспериментальных данных, и на её основе определен возможный экономический эффект от внедрения энергосберегающих систем управления группой насосных установок нефтеперекачивающих станций магистральных нефтепроводов.

Ключевые слова: насос, нефтеперекачивающая станция, автоматизированная система управления, энергосбережение.

INTRODUCTION

The share of oil and gas in the energy balance of industrially developed countries is about 75-80 %. Regardless of high efforts made in using the traditional and renewable sources of energy, this situation will remain unchanged for the nearest decades.

The necessity of transportation of significant volumes of oil and gas resulted in the intense development of the pipeline service as the most efficient economically [1].

The Ukraine is a powerful transiting channel of oil and gas. The Ukraine main oil line system includes 19 oil pipelines with a diameter of 1220 mm and total length of about 4800 km (e. g., Germany – 3380 km), 51 oil pumping station (OPS), whose operation is ensured by 176 pumping units at a unit productivity to 12500 m³/h. The overall electric power of the electric drives is around 360 000 kW. The system discharge capacity is 114 mln t/year at the input and over 56 mln t/year at the output. The total nominal capacity of eleven reservoir parks of the main oil pipes system is over 1 mln m³.

Oil transportation requires substantial energy consumption to drive the pump units of the oil pumping stations [2-4]. In this context, the urgent problem is the energy consumption decrease using the development and implementation of the energy saving systems of automatic regulation (SAR) of oil pumping units, which are component parts of the complex

systems of the computerized control (SCC) for the oil transportation. They ensure the maximum value of the coefficient of efficiency (CEV) of the units by means of the optimal regulation of the rotation frequency.

The increase in the efficiency of the pumping units of the oil pumping stations is an important and urgent technical economic problem for the improvement of the technical economic characteristics of the main oil lines and for reducing the oil transportation cost.

In this way, this research is aimed at increasing energy efficiency of the pumping station units operation by improving the control systems, which ensure the minimum energy losses during the oil transportation.

The objects of the study are the processes of enhancing the operation efficiency of the pumping units of the oil pumping stations under normal modes of exploitation.

The objects of the research are scientific methods and technical means for the decreasing the energy losses in the oil transportation process under normal exploitation modes of the pumping units.

ANALYSIS OF RECENT RESEARCHES AND PUBLICATIONS

The research and optimization of the control systems of the main oil lines are performed by an appreciable quantity of European and world research teams. The design features and mechanics of the pumping units are studied

fairly thoroughly. The advanced model pumping units with the improved technical economic characteristics are used successfully in all spheres of industry [5–8].

Much attention is given to the pumping units regulation [8–20]. The energy efficiency of the pumps is shown to depend above all on the regulation method selected and on the network characteristics they work for.

High success was achieved in the development of mathematical models of the elements and pumping units joint connections, including the pumps of the oil pumping stations [21–29].

At the same time, at present, the universal scientific methods and technical solutions are almost absent, which would guarantee the existence of the OPS operation energy efficient modes over the entire range of the normal modes of exploitation [16, 26].

The analysis performed set the research problem consisting in improving the energy-conserving systems of control by the pumping units of the oil pumping stations of the main oil lines, developing the efficient algorithms to ensure minimum energy losses in the oil pipeline upon maintaining the technological parameters.

RESEARCH METHODOLOGY

Analysis of the existing normative and methodical support in creation the systems of control by the pumping units of the main oil pipelines showed that at present in the normative-technical and normative methodical documentation, the requirements as to the creation and exploitation of the systems of control by the main oil pipelines that ensure maximum operation efficiency of the pumping units and maintain their action at the coefficient of efficiency highest levels, are not quite fully formulated.

The main oil pipeline is a complicated structure, which consists of separate oil pumping stations with pumping units of various power (Fig. 1).

The crucial issue is the method for the pumps regulation. The most promising is the frequency regulation principle [15, 27]. Unlike other methods, it has minimum energy losses for the oil transportation. In addition, due to the possibility of smooth regulation, it considerably improves startability and exploitation characteristics of the pumps and extends their service life. At the same time, the great variety of the regulation methods and the optimization variants of the operation modes of the main oil

pipelines systems makes it possible to conclude a substantial variability of the modes selection criteria [11].

The developed functional schemes of the pumping units as the objects of control (Fig. 2), can be the basis for creation consistent solutions, i.e., the system of control by any pump of the main oil pipeline can be characterized using the following set of vectors:

- input parameters (regulation parameters)

$$\vec{X}_{input} = \vec{X}_{input}^{reg} + \vec{X}_{input}^{unreg},$$

including unregulated \vec{X}_{input}^{unreg} and regulated \vec{X}_{input}^{reg} ;

- output parameters (parameters controlled at the output) \vec{X}_{output} ;

- pump internal parameters \vec{X}_{int} ;

- environmental factors (periodic and occasional) $\vec{\xi}$;

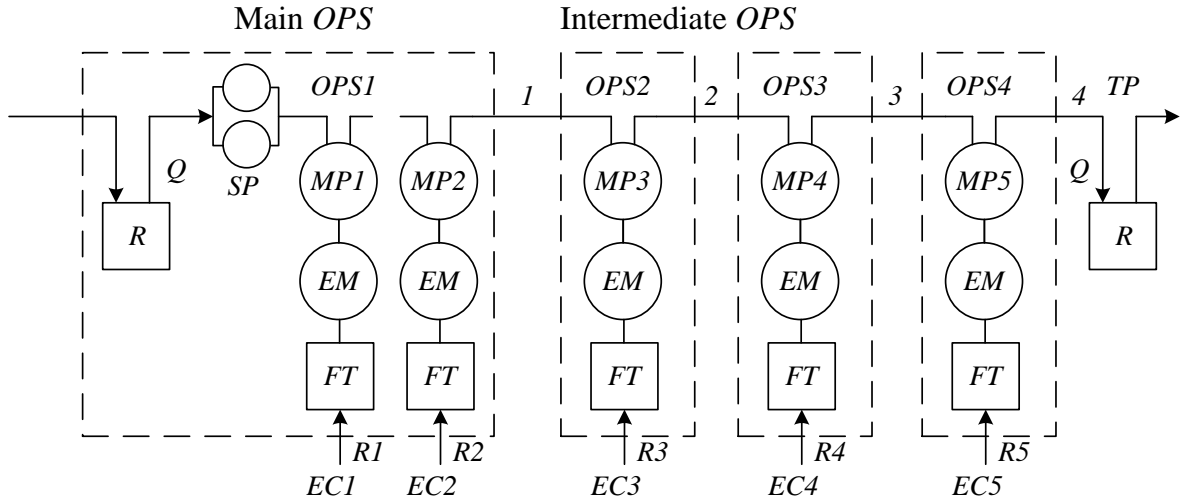
- energy (power) loss parameters \vec{X}_{loss} .

The input parameters can include alternatives such as the position of the regulating valve x_{rv} , the pump unit rotation frequency n , and the blade angle of rotation α_{bl} .

These and other parameters are regulated by the executing mechanisms EM according to the algorithm, which is being formed in the EM regulator. The output parameters include the values of pressure (P) and consumption (Q) created by the pumping unit, the useful power (N^{usf}) and consumed power (N^{cons}); as well as the pump coefficient of efficiency (η). The

vector of internal parameters \vec{X}_{int} includes design characteristics of the pumping unit and hydraulic circuit, which the pumping unit works for. The vector of environmental factors $\vec{\xi}$ includes eventual temperature changes and other environmental parameters in the process of exploitation. The major intended purpose of the regulation principle proposed is determination of real ratios for the controlled input parameters, which ensure the value of the minimum energy losses throughout the entire normal exploitation (with any vector values of the output parameters \vec{X}_{output} :

$$\vec{X}_{input}^{reg} = f_{reg} \left[\vec{X}_{output}; \vec{X}_{input}^{unreg}; \min \{ \vec{X}_{loss} \}; \vec{\xi} \right] \quad (1)$$



OPS – the oil pumping station, R – the regulator, MP – the main pump, EM – the electric motor, FT – the frequency transformer, EC – the electric circuit, TP – the terminal point, SP – the start-up pump.

Fig. 1. Principal scheme of oil pumping system.

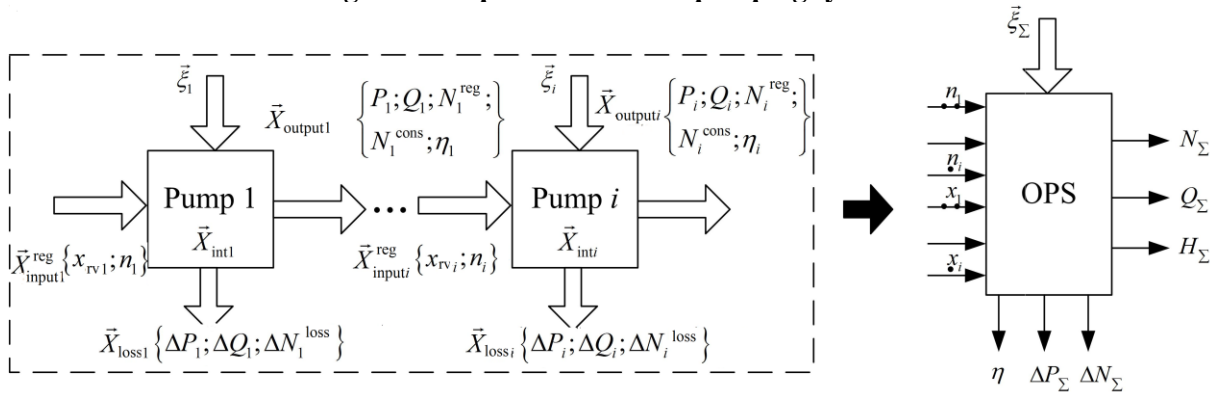


Fig. 2. Functional schemes of pumping units of oil pump lines as the object of control.

Generally, the function of the energy losses in the pumping unit is determined by the sum of mechanic E_{mech} , hydrogasdynamic E_{gd} , thermal E_t and electric E_{el} losses in certain elements and processes occurring in the pumping unit. It can be represented as follows:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta E = \Delta E_{mech} + \Delta E_{gd} + \Delta E_t + \Delta E_{el}; \\ \Delta E = \sum_{i=1}^n (k_{dfr} \cdot F_i + k_{lfr} \cdot V_i) \cdot \Delta l; \\ \Delta E_{gd} = \sum_{j=1}^m (\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \zeta_{lj}) \cdot \frac{V_j^2}{2g} \cdot G_j; \\ \Delta E_t = \sum_{q=1}^k K_{htq} \cdot \Delta T_q \cdot S_q \cdot t_q; \\ \Delta E_{el} = \sum_{r=1}^l I_r^2 \cdot R_r \cdot t_r, \end{array} \right. \quad (2)$$

where n, m, k, l is the quantity of significant mechanic, hydrogasdynamic, thermal, electric processes and elements in the pumping unit; F is the external load; V and G are the rate of motion and oil weight; k_{dfr} and k_{lfr} are the coefficients of dry and liquid frictions; I is the current intensity; λ and ζ_m are the coefficients of friction and local hydraulic resistances; K_{ht} is the heat transfer coefficient; ΔT is the temperature driving force; S is the heat transfer area; and t is the time of process.

Total energy losses in the OPS pumps depend on the oil consumption and pumps' rotation frequency:

$$\Delta N = \sum_{i=1}^n \left(A_{Q_{2i}} Q_{pi}^2 + A_{n_{2i}} \cdot n_i^2 + A_{Q_i} Q_{pi} + \dots \right) \left(+ A_{n_i} \cdot n_i + A_{Q_{mi}} Q_{pi} \cdot n_i + C_i \right), \quad (3)$$

or recalculating for the position of the regulation valves:

$$\Delta N = \sum_{i=1}^n \left(\begin{array}{l} A_{loss_i}^{n2} \cdot n_i^2 + A_{loss_i}^n \cdot n_i + \\ + A_{loss_i}^{x_{rv}2} \cdot x_{rv_i}^2 + A_{loss_i}^{x_{rv}} \cdot x_{rv_i} + \\ + A_{loss_i}^{x_{rv}n} \cdot x_{rv_i} \cdot n_i + A_{loss_i}^0 \end{array} \right), \quad (4)$$

where coefficients A define the dependence of the energy losses on the square of rotation frequency $A_{loss_i}^{n2}$, rotation frequency $A_{loss_i}^n$, the square of position of the regulation valve $A_{loss_i}^{x_{rv}2}$, the position of the regulation valve $A_{loss_i}^{x_{rv}}$, the product of rotation frequency by position of the regulation valve $A_{loss_i}^{x_{rv}n}$ and constant component $A_{loss_i}^0$, which is independent of the regulated parameters. The values of coefficients A can be determined by the experimental data resulting from approximation of full-scale and current exploitation characteristics with respect to dependences (5).

In dependences (5) A_{η_i} is the dependency ratio of coefficient of efficiency of the i -th pump on the oil consumption at a fixed viscosity value; A_{N_i} is the dependency ratio of the consumed energy of the i -th pump on the oil consumption at a fixed viscosity value; $B_{\eta_i} B_{N_i}$ are the dependency ratios of the coefficient of efficiency and consumed energy of the i -th pump on the rotation frequency; and C are the constant components of relevant characteristics.

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{Q_{2i}} = -A_{\eta_i} A_{N_i}; \\ A_{n_{2i}} = -B_{\eta_i} B_{N_i}; \\ A_{Q_i} = (A_{N_i} - A_{\eta_i} C_{N_i} - C_{\eta_i} A_{N_i}); \\ A_{n_i} = (B_{N_i} - B_{\eta_i} C_{N_i} - C_{\eta_i} B_{N_i}); \\ A_{Q_{ni}} = -(A_{\eta_i} B_{N_i} + B_{\eta_i} A_{N_i}); \\ C_i = (1 - C_{\eta_i}) \cdot C_{N_i}; \\ A_{loss_i}^{n2} = A_{Q_{2i}} (A_{Q_{pi}}^n)^2 + A_{n_{2i}} + A_{Q_{ni}} A_{Q_{pi}}^n; \\ A_{loss_i}^n = 2A_{Q_{2i}} A_{Q_{pi}}^n C_{Q_{pi}} + A_{Q_i} A_{Q_{pi}}^n + A_{n_i} + \dots \\ + A_{Q_{ni}} C_{Q_{pi}}; \\ A_{loss_i}^{x_{rv}2} = A_{Q_{2i}} (A_{Q_{pi}}^{x_{rv}})^2; \\ A_{loss_i}^{x_{rv}} = 2A_{Q_{2i}} A_{Q_{pi}}^{x_{rv}} C_{Q_{pi}} + A_{Q_i} A_{Q_{pi}}^{x_{rv}}; \\ A_{loss_i}^{x_{rv}n} = 4A_{Q_{2i}} A_{Q_{pi}}^n A_{Q_{pi}}^{x_{rv}} + A_{Q_{ni}} A_{Q_{pi}}^{x_{rv}}; \end{array} \right. \quad (5)$$

Then, the functions of the energy losses and conditions of their minimum are defined as follows:

$$\Delta N = A Q^3 n + B Q^2 n + C Q n + D, \quad (6)$$

or

$$\Delta N = A_{i1} n_i^2 + A_{i2} n_i + A_{i3} x_i^2 + \dots + A_{i4} x_i + A_{i5} x_i n_i + A_{i0} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta N_i}{\partial n_i} &= \frac{\partial A_{\eta_i}(n_i)}{\partial n_i} Q^3 + \frac{\partial B_{\eta_i}(n_i)}{\partial n_i} Q^2 + \dots \\ &+ \frac{\partial C_{\eta_i}(n_i)}{\partial n_i} Q + \frac{\partial D_{\eta_i}(n_i)}{\partial n_i} = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

From equations (6–8) we shall find the required rotation frequency of the pump, which is controlled (having the frequency regulator) and corresponds to the coefficient of efficiency maximum:

$$n_r = \frac{A_{r2}}{1 - A_{r1}} = f(Q, n_i, x_{rv}) \quad (9)$$

and the value of the regulation valves positions, upon which the coefficient of efficiency maximum of the oil pumping station will be maximal:

$$x_i = A_{i8} n_i + A_{i9}, \quad (10)$$

where A_{r1} , A_{r2} , A_{i8} , A_{i9} are the approximation coefficients of the characteristics of separate pumping units.

Using the frequency method of control under the decrease in rotation frequency, the hydraulic pressure is reduced. The theoretical meaning of consumption, to which we can efficiently apply the frequency regulation, is determined by the construction design of the pumping unit and is within the range of about 30 % from minimum to maximum. Based on determination of the rotation frequencies (9) and position of regulation valves (10) the mode maps of the pump efficient operation are constructed Fig. 3).

The dependences thus obtained can be used in the pumping unit regulators and corrected automatically in real time modes. This will enable to obtain maximum energy efficiency (coefficient of efficiency) of the oil pumping station, provided the required technological process parameters, technological limitations and perturbations are ensured.

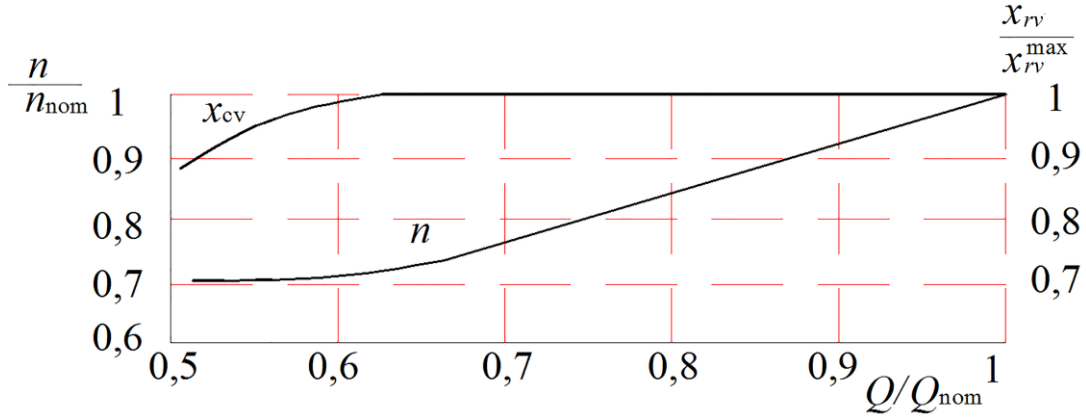


Fig. 3. Mode map of the energy-efficient operation of OPS pump.

In accordance with the developed and identified using the results of the full-scale experiment, data of mathematical models (29) and general concept of the energy efficient control (1), it is possible to obtain the generalized functional scheme of the system of automatized energy-saving control by the OPS units (Fig. 4).

This kind of control system contains blocks of pumping units reference models of separate OPS and the block of reference main oil pipeline as a whole, blocks of formation and determination of energy loss functions in the pumping units of the oil pumping system and blocks for minimum function comparison of the energy losses.

The experiments were performed using the laboratory operating unit equipped with facilities for frequency and throttle regulation of productivity.

The working characteristics plotted based on the measurements and calculations for the centrifugal pump 2K-6 (electric motor AO-42-2; $\eta_m = 0.84$) are shown in Fig. 5.

The decrease in the consumed power at the frequency method of control compared to the throttle method of control is as follows:

$$\Delta N = N_{th} - N_{fr}. \quad (11)$$

Annual energy saving during the pumping unit operation for 7000 h per year (average calculation period), is:

$$EK = \Delta N \cdot 7000 = 1000 \cdot 7000 \cdot 0,7 = 4900 \text{ kWh}. \quad (12)$$

where 0.7 is the mode coefficient.

The graphs of difference in the pump characteristics between the frequency and throttle controls are shown in Fig. 6.

The economic efficiency of the frequency control is defined based on the annual graph of the pump load and the system as a whole.

Thus, the yearly-average economy of energy is as follows:

$$E_{av} = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta N_i \cdot t_i dt. \quad (13)$$

Under conditions of the uniform distribution of the load during calculation period in the range of (30–100) % of the power, the energy economy is determined as following:

$$E_{av} = \frac{\Delta N_{30} + \Delta N_{100}}{2} T, \quad (14)$$

In this particular case, the decrease in the energy losses can be about 5000 kWh. The annual economy at tariff $c = 0.05 \text{ € / kWh}$, is 250 €.

Upon the overall electric power of the electric drivers of the Ukraine oil pumping stations being 360 kWh and if that each third pump has a system of the frequency control, the annual economy of energy will be as following

$$E_{\Sigma} = \frac{W_{av} \cdot N_{\Sigma}}{3N_{ex}}, \quad (15)$$

and may exceed 250 kWh.

That is, in money equivalent the annual economy will be over 12 mln. €.

With the frequency drivers being mounted at the increased number of pumps, the expected

annual profit will be over 15 mln. €.

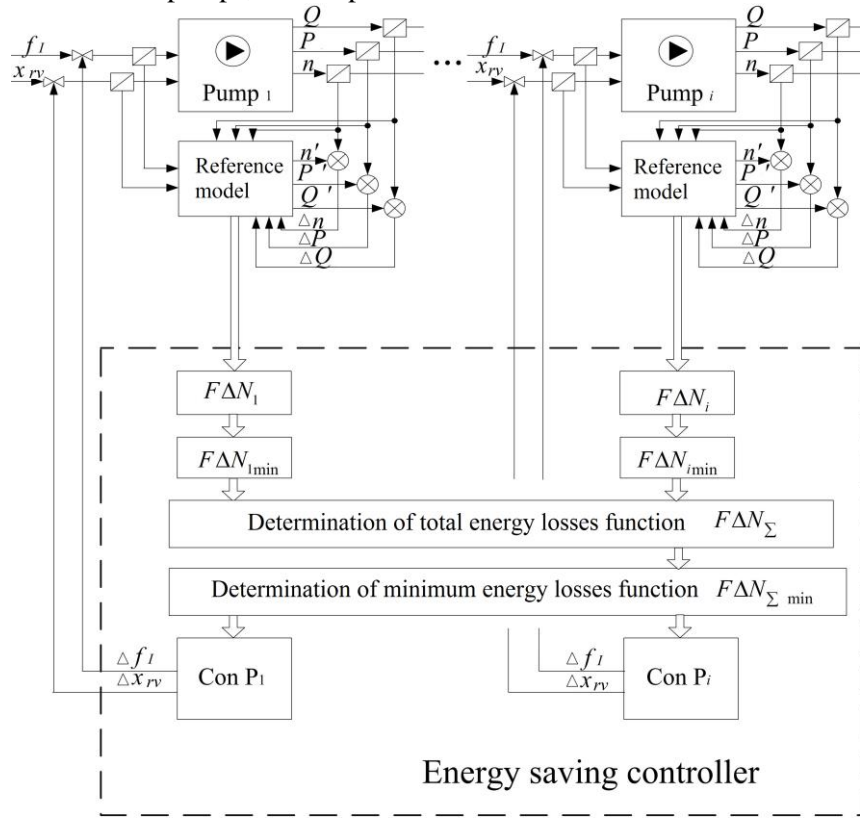
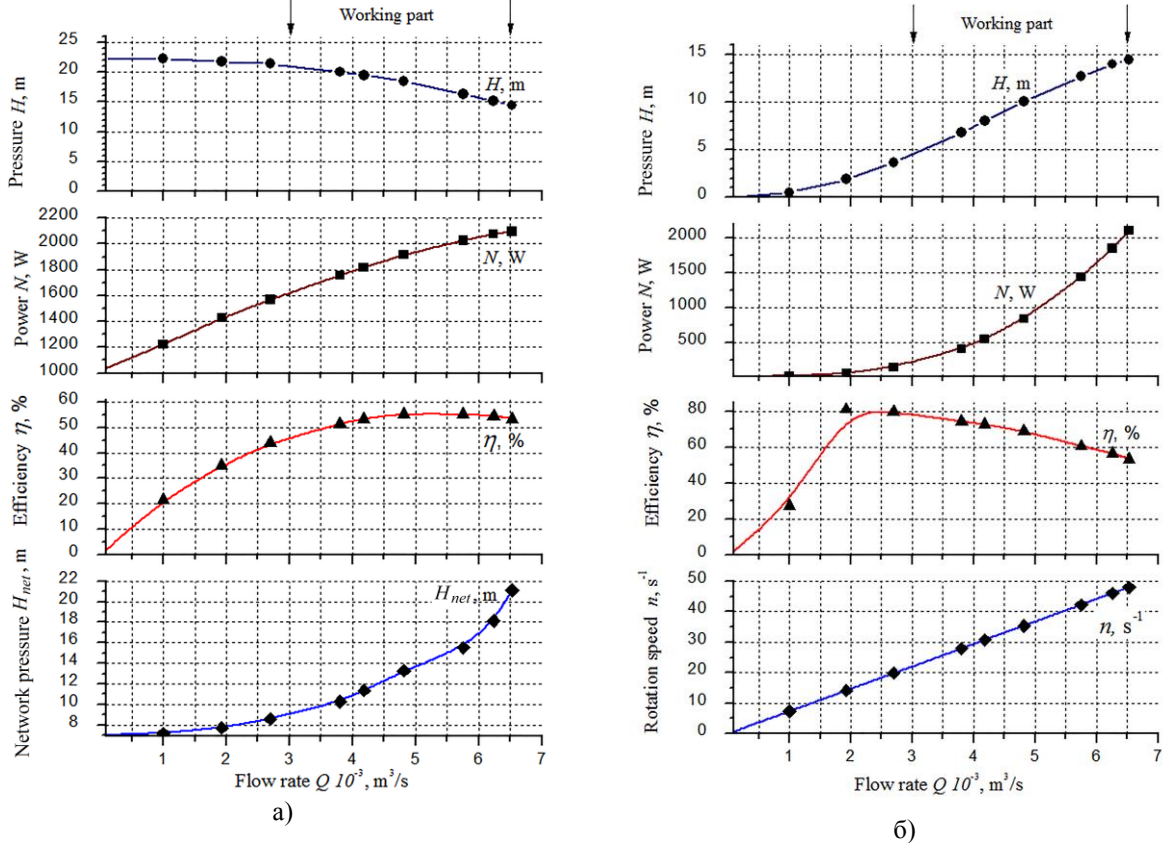


Fig. 4. Functional scheme of control by the OPS pump group.



a) throttle regulation; b) frequency regulation
 Рис.5. Energy characteristics of 2K-6 pump.

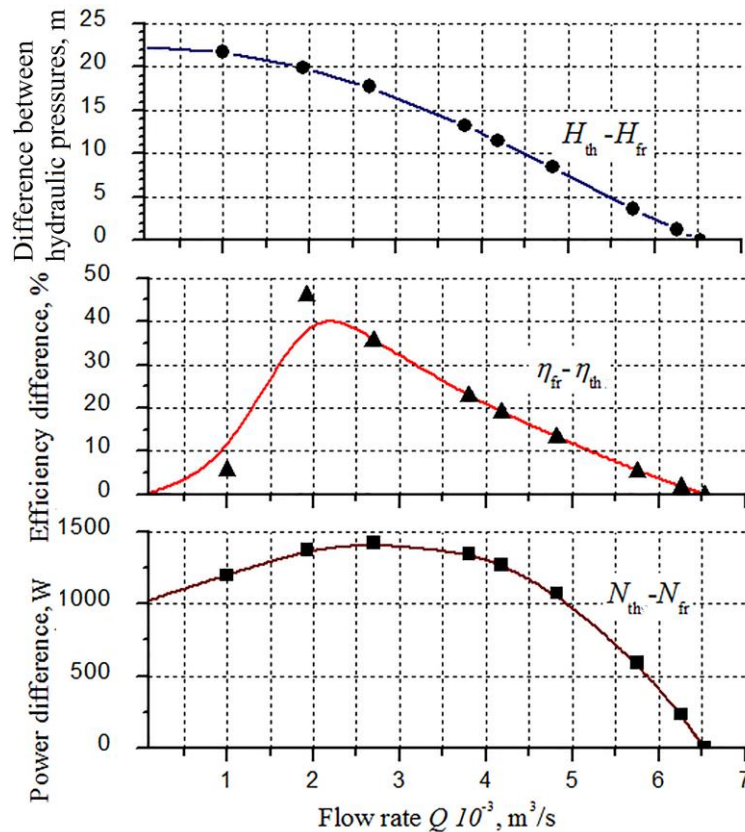


Fig. 6. Differences between energy characteristics of 2K-6 pump under frequency and throttle controls.

CONCLUSIONS

The scientific and practical results obtained allow the following inferences:

1. Further development was obtained by the algorithms of the systems of the energy-conserving control by the group of pumping units of oil pumping stations of the main oil pipelines, which ensure minimum energy losses throughout the total range during a normal exploitation.

2. The generalized verified mathematical model of the OPS pumping units was proposed, and the main ratios for the determination of the main energy losses in the elements of the system of control were obtained. The analytical dependences between the major mode parameters of the OPS pumping units operation by the approximation of their experimental characteristics were obtained.

3. The experiments of the modes of pumps' operation were carried out, and on their basis the identification was performed of the developed mathematical models. The extrapolation of the experimental results obtained on the Ukrainian active oil pumping stations under condition that each third pump is equipped with the system of frequency control, showed that the implementa-

tion of the experimental results obtained and developments at the Ukrainian OPS can ensure the annual energy economy during oil transportation of the order of 400 mWh.

REFERENCES

[1] Wilson K.C., Addie G.R., Sellgren A., Clift R. *Slurry Transport Using Centrifugal Pumps*. 3th ed. New York, Springer Science+Business, 2006. – 441 p.

[2] Samolenkov S.V., Kabanov O.V. Determination of the mode working parameters of centrifugal pumps reducing the energy consumption during oil transportation. *Scientific Reports on Resources Issues Freiberg*: Technical University Bergakademie, 2012. pp. 260-263.

[3] API STD 610. Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries, 12th Edition. Washington, DC, American Petroleum Institute, 2021. 233 p.

[4] Hart A. A review of technologies for transporting heavy crude oil and bitumen via pipelines. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, 2014, vol. 4, pp. 327–336. doi.org/10.1007/s13202-013-0086-6.

[5] Liu H. *Pipeline* [Encyclopedia Britannica]. Available at: <https://www.britannica.com/technology/pipeline-technology> (accessed 14.06.2021).

- [6] Pozos-Estrada O., Sánchez-Huerta A., Breña-Naranjo J. A., Pedrozo-Acuña A. Failure Analysis of a Water Supply Pumping Pipeline System. *Water* 2016, vol 8(9), p.395. doi.org/10.3390/w8090395.
- [7] Carmona-Paredes R.B., Pozos-Estrada O., Carmona-Paredes L.G., Sanchez-Huerta A., Rodal-Canales E.A., Carmona-Paredes G. Protecting a Pumping Pipeline System from Low Pressure Transients by Using Air Pockets: A Case Study. *Water* 2019, vol 11(9), p.1786. doi.org/10.3390/w11091786.
- [8] Gromakov E. I., Rybakov E. A., Starikov D. P. [Automatic pressure control in the oil pipeline]. International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS). Tomsk, 2014, pp. 1-3 doi: 10.1109/MEACS.2014.6986845 .
- [9] Perekrest A.L., Koren'kova T.V., Rod'kin D.I. Sistemy aktivnogo regulirovaniya parametrov nasosnyh kompleksov [Active control systems of parameters of pumping complexes]. Kremen-chug, 2011. 180 p.
- [10] Shabanov V.A., Kabargina O.V., Pavlova Z.H. Snizhenie voln davlenija v nef-teprovode pri chastotno-reguliruemom jelectroprivode magistral'nyh nasosov [Reduction of pressure waves in an oil pipeline with a frequency-controlled electric drive of main pumps]. *Vestnik Atyrauskogo instituta nefti i gaza - Bulletin of the Atyrau Institute of Oil and Gas*, 2011, no.1(24), pp. 71-76. (In Russian).
- [11] Babenko I.A. *Udoskonalennja ta unifikacija metodiv zabezpechennja energoefektivnih rezhimiv roboti nagnital'nih ustanovok elektrostancij*. Avtoref. Dis. kand. tehn. nauk [Improvement and unification of methods for ensuring energy-efficient operating modes of pumping units of power plants. Cand. techn. sci. diss.]. Harkiv, 2017. 28 p.
- [12] Sokol E.I., Baru A.Ju., Shindnes Ju.L., Lukpanov Sh.K. Opyt razrabotki i vnedrenija preobrazovatelej chastoty dlja reguliruemogo elektroprivoda nasosnyh agregatov MN [Experience in developing and implementing frequency converters for adjustable electric drives of pumping units MH]. *Elektrotehnika - Electrical engineering*, 2004. no7, pp. 52 - 57. (In Russian).
- [13] Bogdanov R.M. [Diagnostics of electricity consumption in power plants for oil transportation] *Neftegazovoe delo*, 2012, no.3. (In Russian). Available at: http://www.ogbus.ru/authors/Bogdanov/Bogdanov_3.pdf. (accessed 22.05.2021)
- [14] Gafarov R.R. *Avtomatizirovannaja sistema opredelenija optimal'nogo rezhima raboty uchastka nefteprovoda*. Avtoref. diss. kand.teh.nauk [Automated system for determining the optimal operating mode of an oil pipeline section. Cand. techn. sci. diss.]. Ufa, 2009. 19 p.
- [15] Lazarev G.B. Chastotno-reguliruemyj elektroprivod nasosnyh i ventiljatornyh ustanovok [Frequency-controlled electric drive of pumping and fan units]. *Silovaja jelektronika – Power electronics*, 2007, no.3, pp. 41-48. (In Russian).
- [16] Starikov D P, Rybakov E A, Gromakov E I. The pipeline oil pumping engineering based on the Plant Wide Control technology. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. Tomsk, 2015, vol.81, pp.1-6. doi:10.1088/1757-899X/81/1/012111
- [17] Hashim A. Hussein, Abdzahraa J. Aleebay, Zahraa M. Mahdi. Improving the Performance of the Pump Station in Pipe Line Transportation System Using PLC Controller and Remote Monitoring. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, Iraq, 2020, vol. 765, p.9. doi:10.1088/1757-899X/765/1/012050
- [18] Bela Liptak. Crude Oil Pipeline Control. Available at: <https://www.controlglobal.com/articles/2012/experts-crude-oil-pipeline-control/> (accessed 27.09.2012)
- [19] Jacques Charette. Pump performance measurements. Available at: https://www.pumpfundamentals.com/download/pump_performance.pdf (accessed 14.06.2021)
- [20] Jacques Charette. Centrifugal pump specific speed primer and the affinity laws. Available at: https://www.pumpfundamentals.com/download/spec_speed_primer.pdf (accessed 14.06.2021)
- [21] Chertkov N.K., Barmenkov G.B., Meshkov B.B. Sistema modelirovaniya energeticheskikh ustanovok [Power plant simulation system]. *Teploenergetika – Thermal power engineering*, 2006, no5, pp. 62-65. (In Russian).
- [22] Pan'ko M.A. Vybora matematicheskikh modelej obekta upravlenija po eksperimental'nym dannym [Selection of mathematical models of the control object based on experimental data]. *Teploenergetika – Thermal power engineering*, 2006, no10, pp. 20-23. (In Russian).
- [23] Mamedov A.I. [A simplified numerical method for calculating transient processes in the main oil pipeline when starting a pumping unit into operation] *Problemy energetiki*, 2007, no.2. (In Russian). Available at: <http://www.science.gov.az/physics/PowerEng/2007/v1/article/art16.pdf> (accessed 14.06.2021).
- [24] Bachus L., Custodio A. *Know and understand centrifugal pumps*. Oxford, Elsevier Advanced Technology, 2003, 265 p.
- [25] Xingtao Wang, Jian Zhang, Xiaodong Yu, Lin Shi, Wenlong Zhao, Hui Xu. Formula for selecting optimal location of air vessel in long-distance pumping systems. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2019, vol.172, pp.127-133. doi: 10.1016/j.ijpvp.2019.03.029

- [26] De Marchis M., Fontanazza C., Freni G., Messineo A., Milici B., Napoli E., Notaro V., Puleo V., Scopa A., Energy recovery in water distribution networks. Implementation of pumps as turbine in a dynamic numerical model. *Procedia Engineering*, 2014, vol.70, pp.439-448. doi:10.1016/j.proeng.2014.02.049
- [27] Juan Reca-Cardena, Rafael López-Luque. Design Principles of Photovoltaic Irrigation Systems. *Advances in Renewable Energies and Power Technologies*, 2018, vol.1, pp. 295-333. doi.org/10.1016/b978-0-12-812959-3.00009-5
- [28] Geoff Brown. Understand pump fundamentals for best efficiency. Available at: <https://assets.markallengroup.com/article-images/27341/Basics%20of%20pumps.pdf> (accessed 14.06.2021)
- [29] Nesbitt B. Handbook of Pumps and Pumping. 1th ed. Elsevier Science, 2006. 424 p. Available at: <http://www.iqytechnicalcollege.com/Handbook%20of%20Pumps%20and%20Pumping.pdf> (accessed 14.06.2021)

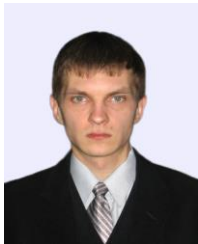
Information about authors.



Kaniuk Gennadii Ivanovych, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies Ukrainian Engineering Pedagogics Academy, Kharkiv, Ukraine
E-mail: tez@uipa.edu.ua



Kniazeva Victoria Mykolaivna, Doctor of Philosophy (PhD), Senior Instructor of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies Ukrainian Engineering Pedagogics Academy, Kharkiv, Ukraine
E-mail: vitek911@ukr.net



Mezeria Andrii Yuriiovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Senior Lecturer of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies Ukrainian Engineering Pedagogics Academy, Kharkiv, Ukraine
E-mail: mezzzer@mail.ru



Fursova Tetiana Mykolaivna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Senior Lecturer of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies Ukrainian Engineering Pedagogics Academy, Kharkiv, Ukraine
E-mail: tatiana2507@ukr.net



Blyznychenko Olena Mykolaivna, Doctor of Philosophy (PhD), Senior Instructor of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies Ukrainian Engineering Pedagogics Academy, Kharkiv, Ukraine
E-mail: diana_@ukr.net

Effect of Individual Sulfide on the Stability against Oxidation of Transformer Oil and Its Electrical Parameters

Gainullina L.R.

Kazan State Power Engineering University
Kazan, Russian Federation

Abstract. This study is devoted to the improvement of the transformer oil quality, using a new inhibiting additive, since the extensively used inhibitory additive ionol is sensitive to organosulfur compounds of sulfur oils. From the earlier works, the organosulfur compounds are known to affect ambiguously the transformer oils characteristics. Therefore, it was of interest to study the individual sulfides as the inhibitory additives. The goal was achieved by the researches with the use of the model mixtures consisting of the selectively purified transformer oil (free from ionol) along with the individual sulfides, decylcyclohexylsulfide and decylphenylsulfide, at concentration of 0.5 %. Their effect on stability against oxidation of the selectively purified oil, on its electric strength and tangent of the dielectric losses' angle was studied. The primary results obtained were, firstly, the rate slowing down of water formation in oil and of water-soluble acids formation in oil upon its oxidation in the presence of the individual sulfides, and, secondly, an increase in the electric strength and decrease in the dielectric losses compared to the transformer oil, containing ionol. It was established that decylcyclohexylsulfide inhibitory properties are stronger compared to those of decylphenylsulfide, which was testified by less quantities (by 1.8 times) of the water formed and of water-soluble acids (by 2.22 times). The introduction to oil of 0.5 % decylcyclohexylsulfide and decylphenylsulfide increased the oil electric strength, correspondingly, by 2.6 and by 5.5 times, upon water concentration in oil equal to $15 \cdot 10^{-2}$ g/kg. The significance of the results obtained is in improving the transformer oil quality produced from the sulfur oils with the use of a novel additive.

Keywords: dielectric strength, dielectric loss, individual sulfide, additive, oil insulation, decylcyclohexyl sulfide, decylphenyl sulfide.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.03>

UDC: 621.3.048.82, 665.61

Influența sulfurilor individuale asupra stabilității anti-oxidare a uleiului de transformator și a proprietăților sale electrice

Gainullina L. R.

Universitatea Energetică de Stat din Kazani
Kazani, Federația Rusă

Rezumat. În timpul exploatării proprietățile fizico-chimice și indicatorii electrofizici ale uleiului de transformator se înrăutățesc proprietățile electroizolante se pierd parțial sau total. Pentru încetinirea procesului de oxidare a uleiului și, respectiv, stabilizarea indicatorilor fizico-chimici este utilizat ionolul. Scopul lucrării constă în creșterea calității uleiului de transformator prin introducerea unui nou aditiv inhibitor, deoarece cel mai răspândit aditiv inhibitor, ionolul, este sensibil la compușii organici sulfuroși din uleiurile sulfuroase și cu conținut ridicat de sulf, din care se produc fracțiunile de ulei. Obiectivul a fost atins prin cercetarea unor amestecuri model, ce constau din ulei de transformator purificat selectiv (fără ionol) și sulfuri individuale, sulfură de deciclohexil și sulfură de decilfenil, la o concentrație de 0,5 %. A fost studiată acțiunea lor asupra stabilității anti-oxidante a uleiului de purificare selectivă, asupra durității electrice și a tangentei unghiului de pierderi dielectrice. Cele mai importante rezultate sunt încetinirea vitezei de formare a apei în ulei și a acizilor solubili în apă în timpul oxidării acestuia în prezența sulfurilor individuale, precum și creșterea rigidității electrice și reducerea pierderilor dielectrice în comparație cu uleiul de transformator care conține ionol. Este stabilit că deciclohexilsulfura posedă proprietăți de inhibare înalte comparativ cu decilfenilsulfura, fapt despre care denotă o mai mică cantitate de apă formată de 1,89 ori și de acizii solubili în apă de 2,22 ori. Introducerea în ulei a 0,5 % de decilfenilsulfură și deciclohexilsulfur crește rigiditatea electrică a acestuia de 2,6 și respectiv de 5,5 ori la o concentrație de apă în ulei egală cu $15 \cdot 10^{-2}$ g/kg. Semnificația rezultatelor obținute constă în îmbunătățirea calității uleiului de transformator obținut din uleiuri sulfuroase prin adăugarea unui nou aditiv.

Cuvinte-cheie: rigiditate dielectrică, pierderi dielectrice, sulfură individuală, aditiv, izolație de ulei, sulfură de deciclohexil, sulfură de decilfenil.

Влияние индивидуальных сульфидов на стабильность против окисления трансформаторного масла и его электрические показатели

Гайнуллина Л.Р.

Казанский государственный энергетический университет
Казань, Российская Федерация

Аннотация. В процессе эксплуатации ухудшаются физико-химические свойства трансформаторного масла, его электрофизические показатели, частично или полностью утрачиваются электроизоляционные свойства. Для замедления процесса окисления масла и соответственно стабилизации физико-химических показателей применяется ионол. Целью работы является повышение качества трансформаторного масла за счет введения новой ингибирующей присадки, поскольку наиболее распространенная ингибирующая присадка ионол чувствительна к сераорганическим соединениям сернистых и высокосернистых нефтей, из которых производят масляные фракции. Из ранних работ известно неоднозначное влияние сероорганических соединений на характеристики трансформаторных масел, поэтому представляло интерес исследовать в качестве ингибирующей присадки индивидуальные сульфиды.

Поставленная цель достигается проведением исследований на модельных смесях, которые состоят из трансформаторного масла (без ионола) селективной очистки и индивидуальных сульфидов, децилциклогексилсульфида и децилфенилсульфида, в концентрации 0.5 %. Было изучено их влияние на стабильность против окисления масла селективной очистки, на его электрическую прочность и тангенс угла диэлектрических потерь. Наиболее важными результатами являются замедление скорости образования воды в масле и водорастворимых кислот при его окислении в присутствии индивидуальных сульфидов, а также повышение электрической прочности и снижение диэлектрических потерь по сравнению с трансформаторным маслом, содержащим ионол. Установлено, что децилциклогексилсульфид обладает большими ингибирующими свойствами по сравнению с децилфенилсульфидом, о чем свидетельствует меньшее количество образовавшейся воды в 1.89 раза и водорастворимых кислот в 2.22 раза. Введение в масло 0.5 % децилфенилсульфида и децилциклогексилсульфида повышает его электрическую прочность соответственно в 2.6 раза и в 5.5 раза при концентрации воды в масле, равной $15 \cdot 10^{-2}$ г/кг. Значимость полученных результатов заключается в повышении качества трансформаторного масла, получаемого из сернистых нефтей добавлением новой присадки.

Ключевые слова: электрическая прочность, диэлектрические потери, индивидуальные сульфиды, присадка, масляная изоляция, децилциклогексилсульфид, децилфенилсульфид.

ВВЕДЕНИЕ

Прогнозируется, что к 2030 году мировой рынок трансформаторного масла достигнет 3.3 млрд долларов США [1]. Факторами, способствующими увеличению производства трансформаторного масла являются расширение электрических сетей, а также модернизация, связанная с индустриализацией и урбанизацией. Расширение электрической сети приведет к установке новых трансформаторов и распределительных устройств, что в свою очередь приведет к увеличению спроса на трансформаторное масло.

Стабильность работы современных энергетических систем производства и распределения электрической энергии потребителям во многом определяется надежностью эксплуатации маслонаполненного электрооборудования, входящего в состав системы. В маслонаполненном электрооборудовании высших классов напряжения нефтяное

трансформаторное масло широко применяется в качестве теплоотводящей и изолирующей среды. Поэтому, к основным требованиям, которые предъявляются к трансформаторному маслу, относятся электрическая прочность и тангенс угла диэлектрических потерь. В процессе эксплуатации трансформаторное масло подвергается одновременному воздействию электрического поля, высоких температур и кислорода воздуха в присутствии катализатора окисления (меди), приводящих к изменению физико-химических свойств масла (его старению). Вследствие этих изменений ухудшаются электрофизические показатели трансформаторного масла, частично или полностью утрачиваются электроизоляционные свойства. При эксплуатации масла в электрических машинах и аппаратах под воздействием кислорода воздуха, электрического поля высокой напряженности и повышенных рабочих температур, оно подвергается термохимическому и электрохимическому

старению [2-6]. Этот процесс приводит к ухудшению эксплуатационных и электрических характеристик масла, поскольку при старении оно загрязняется твердыми частицами, кислотами, и в нем увеличивается газо- и влагосодержание, что может привести к аварийным повреждениям маслонаполненного электрооборудования, его разрушению, влекущим за собой нарушения электроснабжения и большому экономическому ущербу в энергосистеме и у потребителя [7-10]. В случае отказа трансформаторного оборудования высших классов напряжения с большой единичной мощностью возникают особенно большие экономические потери [11-13].

Электрическая прочность и диэлектрические потери, а также стабильность масла против окисления относятся к основным параметрам, определяющим свойства масла и его срок службы [14, 15].

Для замедления процесса окисления масла и соответственно стабилизации физико-химических показателей применяется ионол. Однако наиболее распространенная ингибирующая присадка ионол чувствительна к сераорганическим соединениям сернистых и высокосернистых нефтей, из которых производят масляные фракции [16-17]. Рост потребности трансформаторного масла вызвал необходимость их производства из сернистых нефтей.

Сернистые соединения способствуют окислению углеводородов с образованием нерастворимого твердого осадка и сульфокислот. Окисление углеводородов и сернистых соединений трансформаторного масла происходит с образованием устойчивых гидропероксидов, кислот, альдегидов, смол, газов. Продукты окисления сернистых соединений являются сильными коррозионными агентами, особенно в присутствии меди, являющейся конструкционным материалом трансформаторов. Однако известно и противоположное действие некоторых сернистых соединений. Поскольку они обладают способностью реагировать с гидропероксидами и другими кислородсодержащими продуктами. Из ранее проведенных автором исследований известно, что количественное образование осадка определяется структурно-групповым

составом сернистых соединений. В связи с увеличившейся долей добычи и переработки сернистых и высокосернистых нефтей, а также неоднозначностью влияния сероорганических соединений на характеристики трансформаторного масла [17, 18] представляло интерес изучить влияние интенсивности увлажнения трансформаторного масла селективной очистки на величину электрической прочности и диэлектрических потерь в масле в присутствии индивидуальных сульфидов.

I. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования служило трансформаторное масло селективной очистки ТСП (ГОСТ 10121-76). Испытаниям подвергали масло, не содержащее в своем составе антиокислительной присадки ионола ТС. В качестве ингибирующей антиокислительной добавки были использованы индивидуальные сульфиды, имеющие различное строение – децилциклогексилсульфид (ДЦГС) с молекулярной массой, равной 256, и эмпирической формулой $C_{16}H_{32}S$, и децилфенилсульфид (ДФС) с молекулярной массой 250 и эмпирической формулой $C_{16}H_{26}S$.

Электрическая прочность трансформаторного масла характеризуется пробивным напряжением в стандартном разряднике и определяется по ГОСТ 6581-75. Тангенс угла диэлектрических потерь также определяется по ГОСТ 6581-75.

Перед проведением эксперимента масло подвергалось тщательной очистке, осушке и дегазации, поскольку электрическая прочность масла и диэлектрические потери зависят от его газо- и влагосодержания и наличия различного типа загрязнений в нем [19-22].

Стабильность трансформаторного масла против окисления его углеводородов в электрическом поле напряженностью 30 кВ/см изучали в аппарате, представляющем собой отдельную масляную секцию трансформатора. В аппарате находятся железные и медные пластинки, соответственно в количестве 0.3 см³ и 0.2 см³ на 1 г масла, имитирующие конструкционные материалы электрооборудования. Окисление углеводородов масла проводили по ГОСТ 981-75. Стабильность масла против окисления определяли по следующим показателям: количество поглощенного кислорода, содержание летучих низкомолеку-

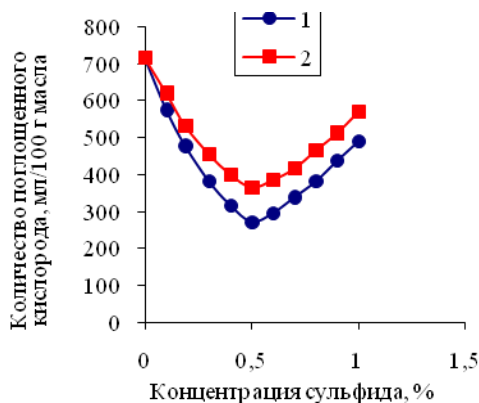
лярных кислот, показателям кислотного числа, и массовой доли осадка. Также были определены концентрация водорастворимых кислот и концентрация воды в масле.

Количество воды определяли по ГОСТ 7822-75. Опыты были проведены в присутствии и отсутствии индивидуальных сульфидов. Концентрация индивидуальных сульфидов во всех опытах составляла 0.5 % на массу масла. Такая концентрация сульфидов обоснована в работах [17, 23].

II. РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Влияние концентрации сульфидов на количество поглощенного кислорода представлено на рис. 1. При введении в масло селективной очистки индивидуальных сульфидов наименьшее количество поглощенного кислорода наблюдалось при их концентрации 0.5 %. Таким образом, в дальнейших экспериментах индивидуальные сульфиды добавляли в количестве 0.5 %.

Содержание летучих низкомолекулярных кислот, показатели кислотного числа, и массовой доли осадка, концентрация водорастворимых кислот и концентрация воды в масле после окисления представлены в таблице.



1 – ДЦГС, 2 – ДФС

Рис. 1. Влияние концентрации сульфидов на количество поглощенного кислорода¹

Таблица⁶

Показатели трансформаторного масла в присутствии индивидуальных сульфидов

Показатель (Indicator)	Трансформаторное масло с ионолом (Transformer oil with ionol)	ТС + 0.5 % ДФС (TS + 0.5% DFS)	ТС + 0.5 % ДЦГС (TS + 0.5% DCGS)
Масса летучих кислот, мг КОН/ г масла (Mass of volatile acids, mg КОН / g of oil)	0.12	0.034	0.0089
Кислотное число, мг КОН/ г масла (Acid number, mg КОН / g of oil)	0.25	0.16	0.0029
Массовая доля осадка, % (Mass fraction of sediment, %)	0.09	0.009	0.0009
Концентрация водорастворимых кислот, мг КОН/ 1 г масла (Concentration of water-soluble acids, mg КОН / 1 g of oil)	0.01	0.006	0.0027
Концентрация воды в масле, г/кг·10 ² (Water concentration in oil, g / kg · 10 ²)	15.0	10.0	5.3

Из данных, приведенных в таблице, следует, что введение в состав трансформаторного масла 0.5 % индивидуальных сульфидов ДФС и ДЦГС замедляет скорость образования воды в масле при его окислении. Так, например, при добавлении к маслу ТС 0.5 % ДФС количество образовавшейся воды снизилось в 1.5 раза по сравнению с исходным маслом. Введение в масло ДЦГС 0.5 % уменьшает количество образовавшейся воды в 2.83 раза по сравнению с маслом, содержащим ионол.

Из таблицы также следует, что наиболее оптимальной добавкой к маслу является индивидуальный сульфид ДЦГС, который снижает содержание воды в 2.83 раза по сравнению с маслом, содержащим ионол, и в 1.89 раза по сравнению с маслом, содержащим в своем составе 0.5 % ДФС. Данный факт подтверждается также количеством образовавшихся водорастворимых кислот (таблица) в исследуемом масле в присутствии и отсутствии индивидуальных сульфидов.

По результатам проведенного эксперимента массовая доля осадка и кислотное число значительно уменьшаются в присутствии ДЦГС.

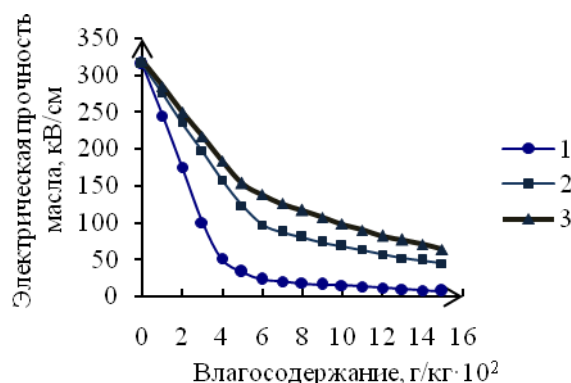
Из таблицы видно, что по всем показателям стабильности против окисления масла, во-первых, исследуемые сульфиды проявляют ингибирующие свойства, во-вторых, замена в сульфиде ДФС ароматического радикала на нафтенный радикал увеличивает ингибирующую способность сульфида.

К основным параметрам, определяющим свойства масла как диэлектрика, относятся электрическая прочность и диэлектрические потери в масле (тангенс угла диэлектрических потерь). В этой связи, представляло интерес исследовать влияние индивидуальных сульфидов, ДФС и ДЦГС, на электрические показатели трансформаторного масла.

Следующая серия опытов была проведена с использованием модельных смесей (трансформаторное масло – вода). Основу смесей составляло масло ТС, к которому добавляли дистиллированную воду, взятую в количестве от 0 до 15 г/кг·10⁻² масла с шагом 2·10⁻² г/кг масла. При проведении исследования в трансформаторное масло ТС без ионола были добавлены сульфиды ДФС и ДЦГС. Изучено влияние воды на электрическую прочность масла. Для

сравнения были измерены показатели электрической прочности для масла, содержащего ионол.

Результаты проведенного эксперимента в виде графических зависимостей приведены на рис.2.



1 – трансформаторное масло с ионолом, 2 – масло ТС + 0.5 % ДФС, 3 – масло ТС + 0.5 % ДЦГС

Рис. 2. Влияние содержания воды в масле на его электрическую прочность²

В соответствии с экспериментальными данными, приведенными на рис. 2, растущая концентрация воды в исходном масле приводит к снижению величины электрической прочности его в 16 раз. Вместе с тем, как видно из рис. 1, введение в масло 0.5 % ДФС и ДЦГС несколько снижает падение его электрической прочности соответственно в 2.6 раза и в 5.5 раза при концентрации воды в масле, равной 15·10⁻² г/кг по сравнению с маслом, содержащим ионол.

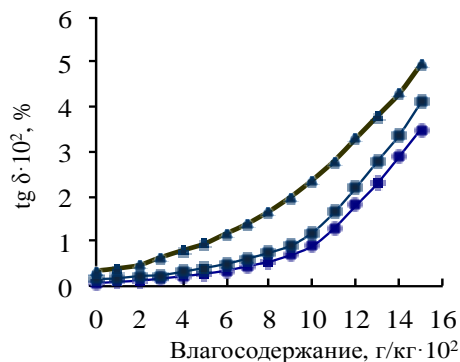
Зависимость диэлектрических потерь в масле от концентрации воды в нем в присутствии и отсутствии сульфидов ДФС и ДЦГС показана на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что наибольшим ингибирующим эффектом обладает ДЦГС по сравнению с ДФС и маслом, содержащим ионол.

При этом следует отметить, что образовавшиеся водорастворимые кислоты в процессе пребывания в аппарате [14] адсорбируются твердой изоляцией трансформатора, представляющей собой бумагу или электрокартон, что вызывает рост диэлектрических потерь в твердой изоляции.

Также было необходимо исследовать коррозионную активность исследуемых сульфидов по отношению к меди, как к

наиболее активному металлу в конструкции трансформаторов[23]. Медь является предпочтительным проводящим материалом из-за ее стабильных физико-химических свойств и низкого удельного электрического сопротивления. Однако коррозия меди в электроэнергетическом оборудовании существует, то есть медь уязвима для отказов, связанных с коррозией.



1 – масло ТС + 0.5 % ДЦГС; 2 – масло ТС + 0.5 % ДФС, 3 – масло с ионолом

Рис. 3. Влияние содержания воды на диэлектрические потери в масле ТС.³

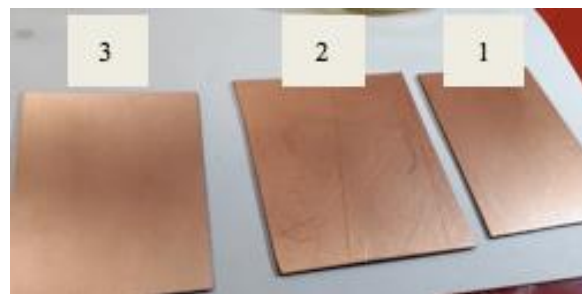
На следующем этапе было проведено исследование коррозионной активности индивидуальных сульфидов по ГОСТ 2917-76 на медных электролитических пластинках при температуре 100 ± 1 °С в течение 180 ± 5 мин.

Одна медная пластинка использовалась в качестве эталона для сравнения изменения цвета экспериментальных пластинок. Экспериментальные пластинки погружали в модельные смеси на основе трансформаторного масла селективной очистки и индивидуальных сульфидов ДФС и ДЦГС. Для каждой модельной смеси использовали два образца в соответствии с ГОСТ 2917-76. Результаты эксперимента приведены на рис. 4 и 5.

По результатам испытания можно сделать вывод о том, что исследуемые индивидуальные сульфиды в трансформаторном масле селективной очистки не оказывают коррозионного воздействия на медные пластинки.

Проведенные исследования показали, что индивидуальные сульфиды ДЦГС и ДФС относятся к хорошим ингибиторам окислительного превращения углеводов

масла ТС, замедляющим скорость образования водорастворимых кислот и воды, снижающим кислотное число и образование осадка, что позволяет поддерживать необходимую степень надежности масляной изоляции маслонаполненного электрооборудования.



1, 2 – экспериментальные образцы, 3 – эталон

Рис. 4. Исследование коррозионной активности ДФС⁴



1, 2 – экспериментальные образцы, 3 – эталон (рисунок оторван от надписи под рисунком)

Рис. 5. Исследование коррозионной активности ДЦГС⁵

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Изучено влияние индивидуальных сульфидов – децилциклогексилсульфида и децилфенилсульфида на показатели стабильности против окисления масла и электрические характеристики трансформаторного масла селективной очистки.

2. Установлено, что при окислении углеводов масла в электрическом поле напряженностью 30 кВ/см, во-первых, оба исследуемых сульфида проявили ингибирующие свойства, во-вторых, децилциклогексилсульфид обладает большими ингибирующими свойствами по сравнению с децилфенилсульфидом, о чем свидетельствует меньшее количество образовавшейся воды в 1.89 раза по сравнению с децилфенилсульфидом, водо-

растворимых кислот соответственно в 2.22 раза, а также снижение кислотного числа и массовой доли осадка

3. Показано, что электрическая прочность трансформаторного масла при повышенном влагосодержании в присутствии децилциклогексилсульфида выше, чем в присутствии децилфенилсульфида, а диэлектрические потери в масле соответственно ниже.

4. Исследование коррозионной активности сульфидов показало, что независимо от химической структуры они не оказывают коррозионного воздействия на медные пластинки.

Библиография (References)

- [1] Transformer Oil Market. Available at: <https://www.marketsandmarkets.com/Market-Reports/transformer-oil-market-967.html> (accessed 01.10.2021)
- [2] Maina R., Tumiatti V., Pompili M., Bartnikas R. Corrosive Sulfur Effects in Transformer Oils and Remedial Procedures. *IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation*, 2010, vol. 16(6), pp. 1655-1663 doi:10.1109/TDEI.2009.5361586.
- [3] Dessouky S.S., El-Faraskoury A., Haassan A., Ghoneim S. M. Further Contribution for Evaluating the Aging of Transformer oil of Power Transformer. *JES. Journal of Engineering Sciences*, 2015, vol. 43, No 2, pp. 211-226. doi: 10.21608/JESAUN.2015.115168.
- [4] Wang Y., Gong S., Grzybowski S. Reliability Evaluation Method for Oil-Paper Insulation in Power Transformers. *Energies*, 2011, vol. 4(9), pp. 1362-1375. doi.org/10.3390/en4091362.
- [5] Chen S., Chen Yu., Yu N., Pang X., Zhang L., Han Z., Feng G., Jia Yu., Xu T. [Aging Analysis of Transformer Mineral Insulating Oil Based on Chromatographic Furfural Content Determination]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 493, 2nd International Conference on Frontiers of Materials Synthesis and Processing*. Sanya, 2018. (in English).
- [6] Gadzhiev M.Kh., Isakaev E.Kh., Tyuftyaev A.S., Akimov P.L., Yusupov D.I., Kulikov Yu.M., Panov V.A. Electrical Breakdown of Transformer Oil with Sulfur Hexafluoride and Air Bubbles. *Technical Physics*. 2015, vol. 60(7), pp. 1101-1103. doi:10.1134/S1063784215070117.
- [7] Safiddine L., Zafour H., Mohan Rao U., Fofana I. Regeneration of Transformer Insulating Fluids Using Membrane Separation Technology. *Energies*. 2019, vol. 12(3), p. 368. doi.org/10.3390/en12030368.
- [8] Lelekakis N., Martin D., Wijaya J., Susa D. The Effect of Acid Accumulation in Power-Transformer Oil on the Aging Rate of Paper Insulation. *IEEE Electrical Insulation Magazine*. 2014, Vol. 30(3), pp. 19-26. doi:10.1109/MEI.2014.6804738.
- [9] Chairul I.S., Abu Bakar N., Ab Ghani S., Rahim N.H., Ab Aziz N.H. Effect of Acids Formation on the Breakdown Voltage Properties of Transformer Insulating Oil. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. Perlis, 2020, vol. 767. doi:10.1088/1757-899X/767/1/012063.
- [10] Phalphe A., Bhagat K., Nagare S. Investigation of Transformer Oil Exposed to the Atmosphere. *International Journal of Management, Technology And Engineering*. 2018, vol. 8, Is. XI, pp. 706-713. doi: 10.13140/RG.2.2.28041.29280.
- [11] Sing J., Sing S. Transformer Failure Analysis: Reasons and Methods. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. *ACMEE - 2016 Conference Proceedings*. 2016, vol.4, Is.5.
- [12] Cristiana Aj., Salam M.A., Rahman Q.M., Fushuan Wen., Ang S.P., Voon W. Causes of Transformer Failures and Diagnostic Methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018, vol. 82, part 1, pp. 1442-1456. doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.165.
- [13] Gutten M., Šebok M., Korenčiak D., Brnčal P., Kubis M., Żukowski P., Koltunowicz T. N. Diagnostika Chastotnoy Oblasti Izolyatsii Transformatora [Frequency Domain Diagnostics of Transformer Insulation]. *Pribory i Metody Izmerenii - Devices and Methods of Measurements*, 2019. (In Russian). doi: 10.21122/2220-9506-2019-10-4-353-359.
- [14] *Dielektricheskaya Prochnost' Transformatornogo Izolyatsionnogo Masla*. [Dielectric Strength of Transformer Insulating Oil]. Available at: <http://oilregeneration.globecore.com/dielectric-strength-of-transformer-oil-2>. (accessed 23.09.2021).
- [15] Komarov V.B., L'vova M.M. Izmenenie Pokazatelei Transformatora i Transformatornogo Masla v Protsesse Dlitel'noi Eks-pluatatsii Silovykh Transformatorov i Avtotransformatorov [Changes in Insulation and Transformer Oil Indicators During Long-Term Operation of Power Transformers and Autotransformers]. *ELECTRO Electrical Engineering Electrical Power Engineering Electrical Industry - ELEKTRO Elektrotehnika Elektroenergetika Elektrotekhnicheskaya promyshlennost'*, 2014. No. 5. pp. 44-49. (In Russian).
- [16] *GOST 982-80. Masla Transformatornye. Tekhnicheskie Usloviya* [State Standard 982 – 80. Transformer Oils. Technical Conditions]. Moscow, Standartinform Publ., 2011. 7 p.
- [17] Gainullina L R., Tutubalina V.P. [Influence of the Additives of Natural Sulphur-Organic Compounds on Thermal Stability of oil Fractions of Arlan Petroleum]. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci.*

- Eng.* 2018, p.412. doi:10.1088/1757-899X/412/1/012016. (In English).
- [18] Babalola F.U., Susu A.A. Pre-Treatment of Heavy Crude Oils for Refining. *4th International Sustainable Buildings Symposium*. 2019. doi: 10.5772/intechopen.87836.
- [19] Suwarno, Prakoso M. H. Effects of Water Content on Dielectric Properties of Mineral Transformer Oil. *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Electrical and Computer Engineering*. 2015, vol. 9. No. 10, pp. 1142-1146.
- [20] Buerschaper B., Kleboth-Lugova O., Leibfried T. The Electrical Strength of Transformer Oil in a Transformer board-Oil System during Moisture Non-Equilibrium. *Conference: Electrical Insulation and Dielectric Phenomena*, 2003. doi:10.1109/CEIDP.2003.1254845.
- [21] Tyuryumina A., Batrak A., Sekacsiy V. [Determination of Transformer Oil Quality by the Acoustic Method]. 12-ya Mezhdunarodnaya Nauchno-Tekhnicheskaya Konferentsiyapo Elektromekhanike i Robototekhnike «Zavalishinskiye Chteniya» - 2017. [12th International Scientific-Technical Conference on Electromechanics and Robotics "Zavalishin's Readings" – 2017]. MATEC Web of Conferences 113, (2017). doi: 10.1051/mateconf/201711301008
- [22] Mahmud S. Influence of Contamination on the Electrical Performance of Power Transformer Oil. *Doctoral Thesis*. Southampton, 2015. 171 p.
- [23] Gao S., Yang L., Deng B., Zhang J. Corrosion Mechanism for Local Enrichment of Acids and Copper Ions in Copper-Insulating Paper Contacts Leading to the Acceleration of Copper Sulfide Formation Induced by Dibenzyl Disulfide. *Royal Society of Chemistry*. 2017, vol. 7, pp. 52475-52485. doi: 10.1039/C7RA10816H.

APPENDIX1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹**Fig. 1.** Sulfide concentration effect on the amount of absorbed oxygen 1 -DCHS, 2- DFS

Key: The absorbed oxygen amount, ml/100 g of oil; Sulfide concentration.

²**Fig. 2.2.** Water content in oil effect on its dielectric strength (1 - oil with ionol, 2 - TS oil + 0.5% DFS, 3 - TS oil + 0.5% DCHS).

Key: Moisture content g/kg 10²; Oil electric strength, kV/cm.

³**Fig. 3.** Influence of water content on dielectric losses in vehicle oil (1 - TS oil + 0.5% DCGS; 2 - TS oil + 0.5% DFS, 3 - oil with ionol).

Key: Moisture content g/kg 10².

⁴**Fig. 4.** Investigation of DFS corrosiveness. 1, 2 - experimental samples, 3 – standard.

⁵**Fig. 5.** Investigation of DCHS corrosiveness. 1, 2 - experimental samples, 3 – standard.

⁶**Table.** Amount of water formed in the transformer oil in the presence and absence of individual sulfides, after the oxidation of oil hydrocarbons in the apparatus.

Сведения об авторе.



Гайнуллина Лейсан Раисовна, к.т.н., доцент кафедры «Возобновляемые источники энергии» Казанского государственного энергетического университета.

Область научных исследований: повышение эксплуатационных характеристик трансформаторного масла.

E-mail: gainullina7819@mail.ru

Development of the Method for Predicting and Calculating the Operation of Sorption Systems for Cleaning the Generator Gas based on Dolomite Use. Part II

¹Malko M.V., ²Vasilevich S.V., ³Mitrofanov A.V., ³Mizonov V.E.

¹Institute of Power Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus,

²Belarusian State Academy of Aviation, Minsk, Republic of Belarus,

³Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation

Abstract. At present, instead of a direct combustion of solid fuel, its thermochemical conversion is extensively used to produce a generator gas. The use of this technology is connected with the need for gas purification. One of the promising and widely spread sorbents for the purification of the generator gas is dolomite, whose particles compose the active component of the bed filters. Forecasting the technological characteristics of the functioning of the bed filters of a various design is an extremely urgent task. The objective of the study is to develop a method for forecasting and calculating the operation of sorption systems for purification of the generator gas based on dolomite. It is achieved by constructing and verifying a mathematical model of the functioning of the bed sorption filter with a radial-axial flow pattern of the generator gas through the dolomite filling. The Markov chains theory of a mathematical apparatus is used to design the one-dimensional mathematical model of the process with discrete space and time. The main recurrent balance ratio is formed at each calculation step taking into account the current characteristics of the process, which makes the model nonlinear. The **significance** of the research is that an approach to the problem of increasing the reliability of the description and reliability of forecasting technological processes in a bed filter was proposed based on the construction of mathematical models of these processes, in which the filter is considered as a system with distributed characteristics, and the calculation was based on local exchange potentials between particles and gas.

Keywords: generator gas, dolomite, thermal decomposition, sorbent, thermogravimetric analysis, kinetics of decomposition, generator gas purification system.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.04>

UDC: 543.573

Îmbunătățirea metodei pentru predicția și calculul de funcționare a sistemelor de sorbție pentru purificarea gazului generator cu utilizarea de dolomită. Partea II

¹Malko M.V., ²Vasilevici S.V., ³Mitrofanov A.V., ³Mizonov V.E.

¹Institutul de Energetică al Academiei de Științe Naționale din Belarus, Minsk, Republic of Belarus,

²Academia de Stat de Aviație din Belarus, Minsk, Republica Belarus,

³Unoversitatea de Stat de energetică din Ivanovo, Ivanovo, Federația Rusă

Rezumat. Actualmente, în loc de arderea directă a combustibilului solid, conversia termochimică a acestuia este utilizată pe scară largă pentru a obține gazul de generator. Implementarea unei asemenea tehnologii este în mod indisolubil legată de necesitatea efectuării purificării gazului. Unul din cele mai de perspectivă și răspândit pe larg sorbent pentru purificarea gazului de generator este dolomitul, particulele căruia alcătuiesc componenta activă a filtrelor în straturi. Prognozarea caracteristicilor tehnologice de funcționare a filtrelor în straturi de diversă interpretare constructivă este un subiect de maximă actualitate. Scopul lucrării este de a îmbunătăți metoda de predicție și calcul a funcționării sistemelor de sorbție pentru curățarea gazului generator în bază de dolomit. Acest obiectiv este atins prin construirea și verificarea unui model matematic de funcționare a unui filtru de sorbție în strat cu o schemă radial-axială de mișcare a gazului generator prin rambleul de dolomit. Cel mai semnificativ rezultat al studiului este acela că se realizează identificarea parametrică a modelului propus, ceea ce îi oferă proprietăți predictive, iar adecvarea modelului este verificată prin compararea previziunilor obținute cu rezultatele unui experiment firesc, principial independent de schema de modelare și în faptul că se propune o abordare asupra soluționării problemei creșterii credibilității descrierii și a fiabilității proceselor tehnologice de predicție într-un filtru stratificat, bazată pe construcția unor modele matematice ale acestor

procesе, în care filtrul este considerat un sistem cu caracteristici distribuite, iar calculul se realizează folosind potențialele de schimb între particule și gaz.

Cuvinte-cheie: gaz generator, dolomit, sorbent, teoria lanțurilor Markov, model de celule, sistem de purificare a gazului generator.

Совершенствование метода прогнозирования и расчета работы сорбционных систем очистки генераторного газа на основе доломита. Часть II

¹Малько М.В., ²Василевич С.В., ³Митрофанов А.В., ³Мизонов В.Е.

¹Институт энергетики НАН Беларуси, Минск, Республика Беларусь,

²Белорусская государственная академия авиации, Минск, Республика Беларусь,

³Ивановский государственный энергетический университет,
Иваново, Российская Федерация

Аннотация. В настоящее время вместо прямого сжигания твердого топлива достаточно широко используется его термохимическая конверсия с целью получения генераторного газа. Внедрение подобной технологии неразрывно связано с необходимостью проведения газоочистки. Одним из перспективных и широко распространенных сорбентов для очистки генераторного газа является доломит, частицы которого составляют активный компонент слоевых фильтров. Прогнозирование технологических характеристик функционирования слоевых фильтров различного конструктивного исполнения является крайне актуальной задачей. Цель данной работы состоит в совершенствовании метода прогнозирования и расчета работы сорбционных систем очистки генераторного газа на основе доломита. Поставленная цель достигается за счет построения и верификации математической модели функционирования слоевого сорбционного фильтра с радиально-аксиальной схемой движения генераторного газа через засыпку доломита. Для построения одномерной математической модели процесса с дискретным пространством и временем использован математический аппарат теории цепей Маркова. Основное рекуррентное балансовое соотношение при этом формируется на каждом расчетном шаге с учетом текущих характеристик процесса, что делает модель нелинейной. Наиболее существенным результатом исследования является то, что выполнена параметрическая идентификация предложенной модели, которая наделяет ее прогностическими свойствами, а также выполнена проверка адекватности модели через сопоставление получаемых прогнозов с результатами натурного принципиально независимого от схемы моделирования эксперимента. Значимость результатов исследования состоит в том, что предложен подход к решению проблемы повышения достоверности описания и надежности прогнозирования технологических процессов в слоевом фильтре, основанный на построении математических моделей этих процессов, в которых фильтр рассматривается как система с распределенными характеристиками, а расчет ведется по локальным потенциалам обмена между частицами и газом.

Ключевые слова: генераторный газ, доломит, сорбент, теория цепей Маркова, ячеечная модель, система очистки генераторного газа.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время одним из доминирующих направлений развития твердотопливной энергетики стал частичный отказ от прямого сжигания топлива и развитие технологий его термохимической конверсии [1-3]. Подобные проекты, как правило, предполагают получение генераторного газа, при этом эффективность всего процесса существенно ограничивается отсутствием достаточно изученных и, соответственно, хорошо прогнозируемых способов очистки генераторного газа [3-4] при высокой стоимости очистных систем (до 15–20 % от общей цены строительства ТЭС с парогазовой установкой [3]).

Аппаратно-процессуальное оформление сорбционных систем газоочистки, так же как и вопросы, связанные с расчетом и

прогнозированием параметров их работы, неразрывно связано с выбором материала-сорбента. Известно, что термическое разложение карбоната кальция (CaCO_3) начинается при достижении материалом температур порядка 800°C [5], что позволяет при более низких температурах использовать обратную реакцию соединения оксида кальция с углекислым газом в системах газоочистки для связывания CO_2 .

Как было отмечено ранее, ввиду дефицита чистых пород карбоната кальция перспективным сорбентом для очистки генераторного газа является доломит, который содержит и другие химические соединения.

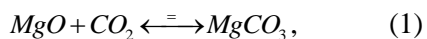
Традиционно доломитом называют породу, в состав которой входит двойная карбонатная соль кальция и магния ($\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2$) с

примесями карбоната кальция (CaCO_3), оксидов железа, алюминия, кремния, марганца и некоторых других соединений [6-9].

В первой части настоящего исследования был выполнен комплексный анализ состава доломитового сырья, кинетики термического разложения одиночных частиц доломита различных размеров. Были определены значения кинетических параметров этого процесса в зависимости от температурного режима и размера (массы) исследуемых образцов. В результате были предложены зависимости для прогнозирования кинетических параметров брутто-реакции от размера исходной частицы и температуры обработки. То есть были рассмотрены процессы, приводящие к преобразованию доломитового сырья в активный сорбент (отожженный доломит).

Таким образом, на наш взгляд, первая часть работы определяет достаточный уровень знания о процессе формирования или регенерации сорбента, а поэтому может служить отправной точкой для дальнейшего совершенствования методов расчета систем очистки пиролизных газов.

В основе работы фильтров лежит химическое взаимодействие продуктов (CaO и MgO) термической диссоциации доломита с газогенераторным газом. Оксиды кальция и магния связывают диоксид углерода (CO_2), содержащийся в газогенераторном газе, образуя карбонаты кальция и магния соответственно (CaCO_3 и MgCO_3). Соответствующие реакции, объясняющие механизм очистки генераторного газа, имеют следующий вид [5]:



Кинетика реакций (1) - (2) исследована в достаточной степени [10-14], однако, при работе в качестве сорбента зерна доломита обычно организуются в неподвижный слой, через который фильтруется генераторный газ. Описание процесса в слоевом фильтре требует поиска инструментов, при помощи которых будет показан характер распределения полей температур и концентраций (в частном случае, может оказаться, что при некоторых геометрических

размерах фильтр может быть рассмотрен как объект с идеальным смешением свойств).

Выбор математических инструментов для декомпозиции слоя на некоторые локальные представительные объемы может быть выполнен при помощи разных математических инструментов. Это может быть подход Эйлера, подход Лагранжа или комбинированные модели на основе этих подходов [15-16].

Подобные подходы, предельно детализируя структуру объекта, с формальных позиций являются, по-видимому, наиболее непротиворечивыми в качественном отношении. Однако количество параметров в подобных моделях велико, что делает часто невозможной их однозначную идентификацию. В связи с этим получают достаточно широкое распространение в инженерной практике искусственные подходы, которые исходят не из рассмотрения локальных областей условно бесконечно малого размера, а введении в рассмотрение некоторого компромиссного («мезоскопического») представительного размера [17]. При этом связи между введенными в рассмотрение локальными объемами могут устанавливаться на основе различных подходов: с использованием математического аппарата теории цепей Маркова [18], дискретных аналогов уравнения Больцмана [19], теории клеточных автоматов [20] и др.

Цель данной работы состоит в экспериментальном исследовании сорбционного слоевого фильтра на основе доломита с радиально-аксиальным движением потока генераторных газов и разработке математической модели этого процесса, которая позволяла бы рассмотреть фильтр как объект с распределенными характеристиками.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

В первой части работы было дано достаточно детальное описание пиролизного реактора и системы очистки пиролизного газа. На рис. 1а приводится принципиальная схема этой системы, а на рис. 1б и 1в показаны фотография самого слоевого фильтра и перфорированной кассеты для загрузки доломитового материала, на исследование функционирования которого направлена данная часть работы. Необходимо

отметить, что основные габаритные размеры фильтра приведены в первой части работы.

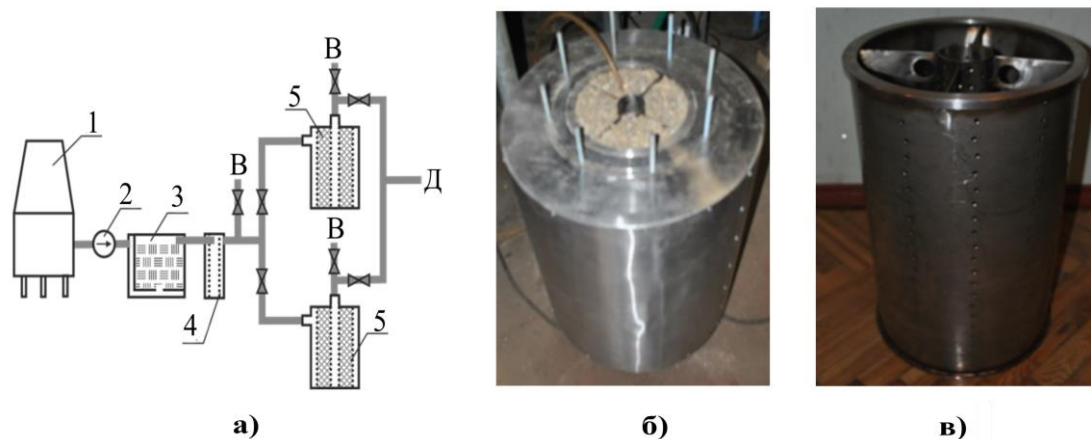
Фильтр представляет собой слоевой реактор, состоящий из трех цилиндрических емкостей с различными диаметрами, которые монтируются соосно. Внутренняя и средняя цилиндрические поверхности перфорированы с количеством отверстий 246 отверстий на внутренней поверхности и 2050 на средней. Диаметр отверстий перфорации – 4 мм. В кассету (объем между перфорированными цилиндрами) помещается сорбент (обожженный доломит). Высота засыпки составляет 500 мм, толщина цилиндрического слоя – 120 мм. В полость внутреннего цилиндра помещается вставка (обтекатель) в виде тела вращения конической формы.

Температура пиролизного газа на входе в камеру поддерживалась равной 650°C, давление 1 атм, а расход составлял 0,025 кг/ч. Температура в реакционной камере регистрировалась с помощью термопары 3 и измерителя-регулятора температур «Сосна-002» 4, обеспечивающих возможность работы при измерении температур до 1373 К с точностью измерения до ± 0,01К.

Состав пиролизного газа на выходе из газогенератора измерялся с помощью газоанализатора «Дэкос» 5, позволяющего измерять состав газовых смесей, температуру, давление, скорость течения, объемный расход с относительной погрешностью концентраций отдельных компонентов ± 5%, температуры ±2К, давления ± 1 отн.%, скорости потока ± 0,01 м/с. Расход пиролизных газов измерялся при помощи ротаметра типа РМ.

В опытах образцы отожженного доломита выдерживались при заданной постоянной температуре. Через образцы пропусклся пиролизный газ с фиксированным содержанием CO₂. Масса образцов измерялась через определенные промежутки времени на электронных весах Stohl с относительной погрешностью 2%.

В эксперименте фиксировалась степень завершенности суммарной реакции (валового результата протекания реакций (1)-(2)), которая определялась по общему приросту массы навески материала в кассете, выдерживаемого при заданной температуре.



1 – газогенератор; 2 – скруббер Вентури с насосом, водоотделительным ящиком и сточной емкостью; 3 – фильтр тонкой очистки $\varnothing 700$ мм; 4 – контрольный фильтр $\varnothing 300$ мм; 5 – реактор очистки топливного газа с радиально-аксиальным движением потока с применением доломита; В – коллектор, ведущий к факельную установку с регулирующим вентилем; Д – коллектор, ведущий к газопоршневому двигателю с электрогенератором.

Рис. 1. Принципиальная схема пиролизного реактора и подключения слоевых фильтров очистки пиролизных газов (а), фотографии общего вида экспериментального образца слоевого фильтра очистки с радиально-аксиальным движением газов (б) и перфорированной кассеты (в).¹

Для построения адекватной модели процесса необходим некоторый объем априорного знания о процессе.

В данном случае для ответа на вопрос о характере движения газового агента внутри фильтра были проведены следующие

исследования, проведенные на специально созданном лабораторном стенде с использованием экспериментального образца реактора очистки с радиально-аксиальным движением газов, описание которого приведено выше. Кассета была заполнена

¹Appendix 1

доломитовой крошкой осколочной формы, полученной из доломитового щебня плотностью 2.85 г/см^3 .

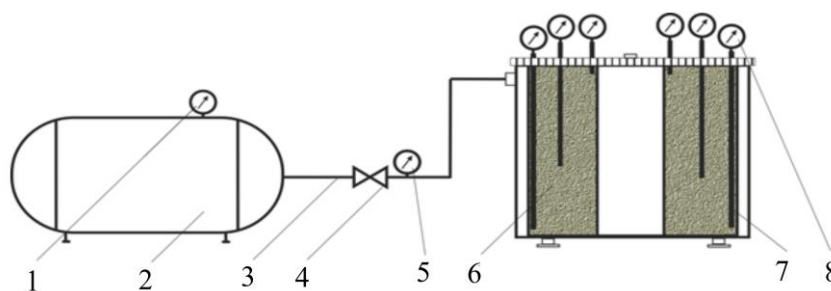
Эквивалентный диаметр частиц в навеске составил 2.7 мм . Схема установки представлена на рис. 2.

Равномерность течения воздуха по засыпке доломита определялась по распределению потерь давления в рабочей камере реактора. Трубки отбора статического давления вводились в рабочую камеру реактора по наружному, среднему и внутреннему диаметрам (по четыре датчика для каждой радиальной позиции). Измерение избыточного давления осуществлялось в различных точках реактора на высоте $0.1L$, $0.5L$ и $0.9L$ (L – общая высота засыпки).

В качестве газового агента для изучения гидравлических характеристик слоя доломита

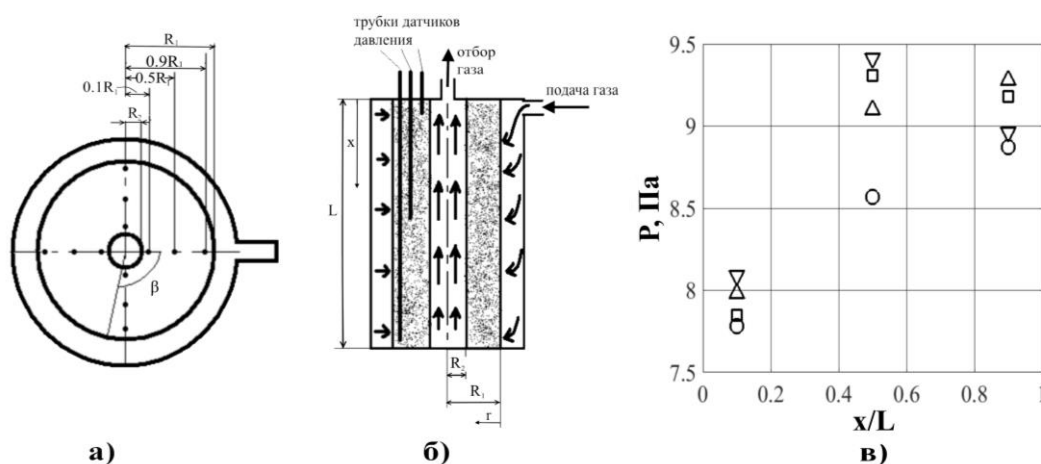
в реакторе очистки топливного газа с радиально-аксиальным движением потока, использовался атмосферный воздух. Для измерения объемного расхода газового агента на входе в реактор использовался ротаметр типа РМ, предназначенный для измерения объемного расхода плавно меняющихся однородных потоков чистых и слабозагрязненных жидкостей и газов с дисперсными включениями инородных частиц.

На рис. 3 представлена схема расположения датчиков манометра (а, б) и некоторые результаты экспериментального исследования характера распределения статического давления газа (в).



1 – манометр компрессора; 2 – компрессор; 3 – подающий трубопровод; 4 – регулировочный вентиль; 5 – манометр контроля давления на входе в аксиально-радиальный реактор; 6 – аксиально-радиальный реактор; 7 – измерительные трубки; 8 – манометры измерительных трубок

Рис. 2. Общая схема лабораторного стенда по изучению гидравлических характеристик слоя доломита в слоевом фильтре.²



маркеры – экспериментальные значения: \square – для $\beta=0$; \circ – для $\beta=90$; Δ – для $\beta=180$; ∇ – для $\beta=270$.

Рис. 3. К описанию эксперимента по измерению статического давления в слое: схема радиально-аксиального реактора в разрезе с точками замера статического давления ((а) – вид сверху; (б) – вид сбоку), (в) – результаты измерений.³

Как показывают представленные результаты, величина давления слабо зависит от азимутального угла β расположения датчика, из чего можно сделать вывод, что подаваемый газовый агент распределяется достаточно равномерно по боковой поверхности кассеты. Также находит подтверждение то обстоятельство, что проходящий через реактор газ равномерно распределяется по высоте реактора, на что указывает слабая зависимость давления от x/L (рисунок 3в). Последнее дает возможность принять для описания выбранной конструкции реактора очистки с аксиально-радиальным направлением движения газов одномерную математическую модель.

Расчетная схема моделирования поясняется на рисунке 4. Рассматривается одномерная осесимметричная задача, в которой в качестве домена выбран

цилиндрический слой фиксированной толщины Δr .

Рассматривается случай фильтрации газовой среды с непрерывным по мере движения исчезновением компонента газа в результате химической реакции с частицами дисперсной среды. С точки зрения представлений механики сплошной среды математической моделью такого процесса служит обобщенный случай уравнения неразрывности [21]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_r)}{\partial r} - J = 0, \quad (3)$$

где ρ – плотность газовой среды, $\text{кг}/\text{м}^3$; t – время процесса, с ; v_r – радиальная скорость движения газовой среды, $\text{м}/\text{с}$; r – радиальная координата; J – объемная плотность потока массы при межфазном взаимодействии газ-частицы, $[\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}]/\text{м}^3$.

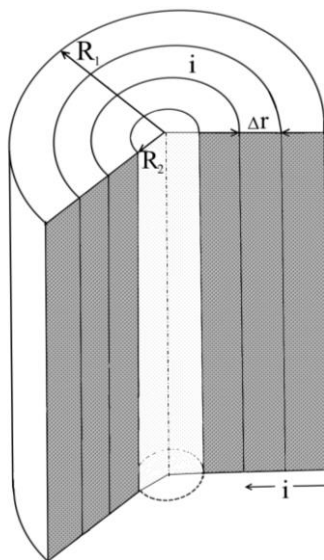


Рис. 4. Расчетная схема математической ячейки модели.⁴

Для построения простой математической модели процесса уравнение (3), на наш взгляд, не вполне удобно. В то же время его анализ полезен с точки зрения обозначения тех явлений, которые должны быть приняты во внимание при математической формализации задачи в виде разностной схемы, а также определения тех допущений, которые будут приняты при моделировании.

Так, первое слагаемое уравнения (3) описывает изменение во времени объемного содержания газовой фазы в представительном объеме системы. В дальнейшем будем полагать, что продвижение газовой фазы в

радиальном направлении не предполагает его сжатия ($\partial \rho / \partial t = 0$). Такое допущение позволяет считать, что результатом перемещения некоторого объема газа из рассматриваемой ячейки в следующую является изменение его скорости. Таким образом, полагается наличие установившегося поля скоростей газа по ячейкам (схема нумерации ячеек проиллюстрирована на рис. 4). Внутри i -го цилиндрического слоя скорость газа U может быть определена как:

$$U_i = (1 - \varepsilon) \cdot U_0 \cdot (F_1 / F_i), \quad (4)$$

⁴Appendix 1

где ε – порозность засыпки доломита ($\varepsilon = 0.7$); U_0 – скорость газа в первой ячейке, м/с; F – площадь наружной боковой поверхности ячейки (цилиндрического слоя), м².

Второе слагаемое в уравнении (3) описывает конвективный поток газа сквозь сыпучий материал. Приняв допущение о движении газа в режиме идеального вытеснения, можно считать справедливыми следующие соотношения. Доля газа, удаляемая из ячейки за малый конечный промежуток времени Δt равна

$$p_i = \frac{U_i \cdot F_i \cdot \Delta t}{V_i}, \quad (5)$$

где V_i – объем ячейки, м³ (вычисляется как объем цилиндрического слоя толщиной Δr).

Применяя математический аппарат теории цепей Маркова [22] для описания продвижения со временем радиального потока газа запишем основной оператор модели (переходную матрицу) **P**. Для случая потока с идеальным вытеснением переходная матрица примет вид:

$$\Delta r \mathbf{P} = \begin{bmatrix} 1-p_1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ p_1 & 1-p_2 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & p_2 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1-p_{n-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & p_{n-1} & 1-p_n & 0 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Тогда, продвижение массы газовой фазы за малый конечный промежуток времени Δt может быть описано при помощи следующего рекуррентного матричного соотношения [22]:

$$\mathbf{S}^{k+1} = \mathbf{P} \cdot \mathbf{S}^k + \mathbf{G}^k, \quad (7)$$

где **S** – вектор, характеризующий состояние газовой фазы в аппарате (каждый элемент вектора – это масса газовой фазы в соответствующей ячейке); вектор **G** – вектор источников газовой фазы, имеющий единственный ненулевой элемент (при $i=1$), значение которого равно массе газа, поступающей в эту ячейку за время одного

временного перехода Δt ; k – номер рекуррентного расчетного шага, на котором фиксируется состояние системы.

Таким образом, соотношение (7) позволяет описать состояние системы в дискретные моменты времени $t_k = (k - 1)\Delta t$.

С учетом принятых допущений переходная матрица **P** не зависит от времени (и номера рекуррентного шага), так как значения ее элементов рассчитываются с учетом принятого ранее допущения о существовании стационарного поля скоростей, определяемого зависимостью (4).

Однако, продолжая анализ уравнения неразрывности, записанного в форме (3), необходимо отметить, что третье слагаемое **J** в нем отвечает за потоки вещества, связанные с межфазным взаимодействием. В контексте настоящей работы и предлагаемой расчетной схемы этот процесс трактуется как наличие стокового слагаемого, которым дополняется балансовое уравнение (7). Вводя соответствующее обозначение, таким образом, можно записать.

$$\mathbf{S}^{k+1} = \mathbf{P} \cdot \mathbf{S}^k - \mathbf{M}^k + \mathbf{G}^k, \quad (8)$$

где **M** – вектор масс газа (фактически масса поглощаемого CO₂), поглощаемых за время Δt в ячейках. Необходимо отметить, что вектор **M** имеет ту же размерность, что и вектор **S** ($n \times 1$). Также видно, что вектор **M** зависит от рекуррентного расчетного шага, так как, очевидно, реакционная способность доломита изменяется по мере реализации реакции.

Вектор потери газовой фазой массы **M** зависит от того, какое количество CO₂ будет поглощено за счет протекания реакций (1)-(2) за время k -о рекуррентного расчетного шага. Скорость этих реакций может быть описана с помощью известных кинетических зависимостей.

В инженерных расчетах принято рассматривать реакции (1)-(2) как формальный процесс термопреобразования материала [23], скорость которого может быть описана с помощью уравнения следующего вида [24]:

$$\frac{dx}{dt} = k_p \cdot \left(1 - \frac{x}{x_u}\right)^n, \quad (9)$$

где x – степень завершенности формальной реакции, k_p – зависящая от температуры константа скорости процесса, c^{-1} .

Степень завершенности суммарной реакции формально определяется как:

$$x = \frac{\mu_{CaO}}{\mu_{CO_2}} \cdot \left(\frac{m_t - m_0}{c \cdot m_0} \right), \quad (10)$$

где μ_{CaO} и μ_{CO_2} – молекулярные массы CaO и CO₂, кг/моль; m_t и m_0 – текущая и исходная массы образца доломита, кг; c – константа, характеризующая массовую долю реагирующих компонентов в исходном отожженном доломите, значение которого установлено на предыдущих стадиях исследования ($c=0.57$).

Константа скорости брутто-реакции записывается в форме аррениусовского уравнения для конкретного материала. На предыдущих этапах работы было показано, что для рассматриваемого доломита она может рассчитываться как:

$$k_p = 6 \cdot 10^{-3} \cdot \exp(-29600/R \cdot T), \quad (11)$$

где R – универсальная газовая постоянная, $кг \cdot c^{-2} \cdot K^{-1} \cdot моль^{-1}$.

Таким образом, в рамках предложенной модели закон сохранения массы (3), может быть заменен рекуррентным балансовым матричным соотношением вида (8), в котором i -й элемент матрицы M рассчитывается с учетом убыли массы газовой фазы. Принимая во внимание, что $dm = dx \cdot (\mu_{CO_2} \cdot c \cdot m_0 / \mu_{CaO})$, можно получить

$$M_i^k = \left(\frac{\eta_0 \cdot k_{p,i}^k \cdot \mu_{CO_2} \cdot c \cdot m_0}{\mu_{CaO}} \right) \cdot \left(1 - \frac{x_i^k}{x_u} \right), \quad (12)$$

где η_0 – массовая доля CO₂ вначале эксперимента; $k_{p,i}^k$ – константа скорости процесса для i -й ячейки на k -м

рекуррентном шаге, c^{-1} ; i -й ячейки на k -м рекуррентном шаге.

Необходимо подчеркнуть то обстоятельство, что модель (4)-(12) позволяет рассмотреть фильтр очистки как объект с распределенными и нестационарными характеристиками. Нестационарный характер процессов в первую очередь связан с прогревом слоя. Для моделирования процессов переноса теплоты используется та же вычислительная схема, что была использована нами ранее для описания нестационарного теплопереноса в цилиндрическом пиролизном реакторе.

Отметим также, что границами области моделирования являются наружные поверхности цилиндров с радиусами R_1 и R_2 (рис. 4). Через наружную поверхность подается газ со скоростью U_0 , а поверхность внутреннего цилиндра рассматривается как поглощающая поверхность (граничное условие первого рода).

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

На рисунке 5 представлены результаты расчетно-экспериментального исследования поглощения CO₂ доломитовым сорбентом. Данные натурного эксперимента были получены следующим образом: через слой доломита пропускали непрерывный поток пиролизного газа с постоянным значением содержания CO₂. Через определенное время после начала процесса подачу газа приостанавливали и по приращению массы навески определяли количество CO₂, которое было связано сорбентом за это время. Для каждого опыта отбиралась новая навеска материала.

Для каждого времени процесса (60, 120, ..., 420 с) опыт проводили трижды (результаты усредняли). Таким образом были получены данные по динамике поглощения CO₂ дисперсным доломитом. В таблице 1 представлены результаты натурного эксперимента.

Таблица 1⁵.

Изменение объемной доли CO₂ в пиролизном газе при его прохождении через слой обожженного доломита⁶

Время процесса, сек	0	60	120	180	240	300	360	420
массовая доля CO ₂ η	0.15	0.145	0.134	0.06	0.012	0.009	0.002	0

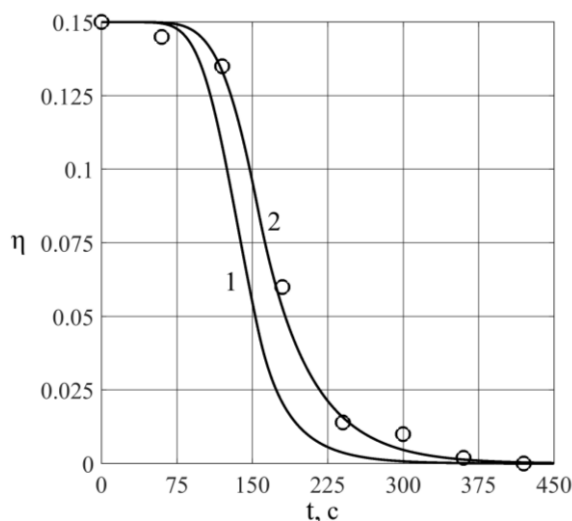
Результаты предложенного эксперимента в принципе должны быть эквивалентны многократному пропусканию очищаемого газа через засыпку. Поэтому балансовое соотношение (8) было модифицировано таким образом, чтобы масса газа, удаляемого из последней (внутренней) ячейки за время Δt , поступала в первую ячейку. Таким образом, для рассматриваемого случая

$$G_1^k = p_n \cdot S_n^k, \quad (13)$$

где нижний индекс отвечает за пространственное положение ячейки, а верхний – за номер временного перехода.

На рисунке 5 представлено сравнение результатов экспериментального и расчетного исследования массового содержания CO_2 в газовом потоке. Засыпка при моделировании была представлена состоящей из $n=12$ цилиндрических слоев.

Таким образом, для проведения численных экспериментов были приняты $\Delta t=0.1$ с и $\Delta r=0.01$ м.



маркеры – экспериментальные значения, линии – расчетные значения:
1 – для внутренней ячейки фильтра ($i=n$); 2 – для внешней ячейки фильтра ($i=1$)

Рис. 5. Изменение во времени массовой доли CO_2 в газовом агенте.⁷

На рисунке 6 представлены расчетные распределения температуры в отдельные моменты времени прогрева слоя.

Перед началом эксперимента навеска доломита выдерживалась в сушильном шкафу, поэтому начальная температура материала была порядка $100\text{ }^\circ\text{C}$.

Показаны (рис. 6) распределения температур для двух близких моментов

Как видно из результатов расчета (рис. 5) изменение массового содержания CO_2 в различных радиальных позициях внутри слоя происходит по-разному. Во внутренней ячейке слоя процесс ожидается завершается быстрее (линия 1), а во внутренней – с некоторым опозданием (линия 2), которое строго меньше времени однократно прохождения всего газа через засыпку.

Поскольку количество поглощенного газа определялась косвенным образом, и для его расчета проводилось определение изменения массы всей навески, то следует констатировать, что данные натурного эксперимента в целом хорошо согласуются с данными расчета, практически везде оставаясь между линиями 1 и 2. При этом для проверки адекватности модели в дальнейшем следует проводить измерения локальных параметров.

времени на стадии прогрева, когда целевой процесс практически не идет.

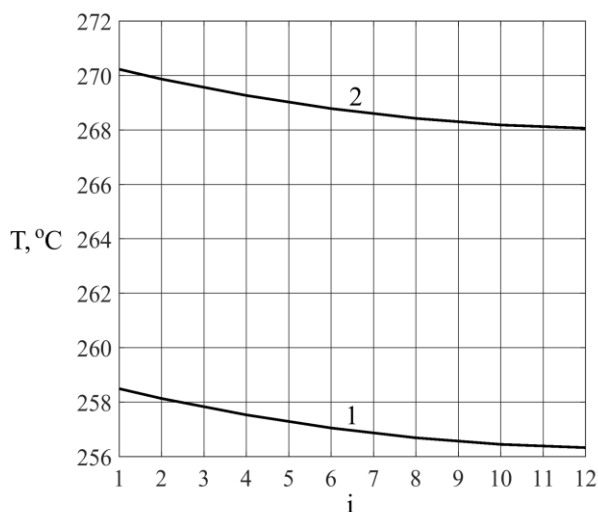
Видно, что ячейки снаружи слоя, которые ближе к источнику горячего воздуха, прогреваются быстрее, хотя разница между температурами

крайних ячеек не велика (несколько градусов),

⁷Appendix 1

и сохраняется более-менее постоянной. На рисунке 7 показано изменение средней температуры слоя со временем. Как видно, температура меняется почти линейно в процессе прогрева слоя, что, вероятно, объясняется высокой теплопроводностью слоя и интенсивным теплообменом газ-

твердое. Однако, несмотря на отсутствие больших температурных градиентов в слое, имеет место заметное расхождение в степени завершенности реакции в наружных и внутренних ячейках слоя, что необходимо иметь в виду при расчете систем очистки.



1 – для момента времени $t=45$ мин; 2 – для момента времени $t=50$ мин

Рис. 6. Распределение температуры сыпучего материала по ячейкам слоя.⁸

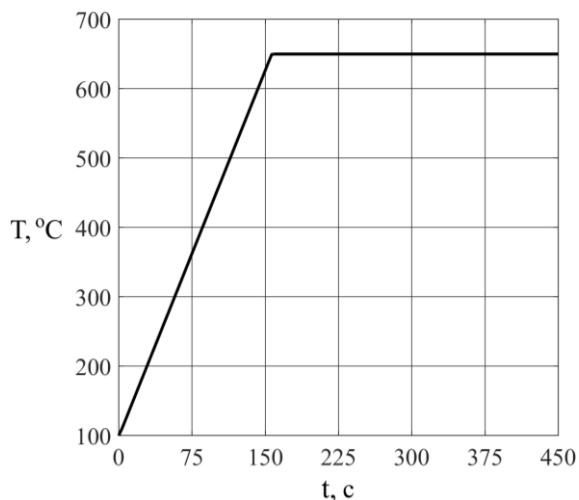


Рис. 7. Зависимость средней температуры твердой фазы от времени (температура подаваемого газового агента 650 °C).⁹

ВЫВОДЫ

1. В работе выполнено построение и проведена верификация математической модели функционирования слоевого сорбционного фильтра с радиально-аксиальной схемой движения генераторного газа через засыпку дисперсного доломита. Для построения одномерной математической модели процесса с дискретным пространством и временем использован математический аппарат теории счетных

цепей Маркова. При этом значения элементов переходной матрицы, а также векторов источников и стоков поставлены в соответствие физико-химическим параметрам процесса. Тот факт, что основное балансовое уравнение модели формируется на каждом расчетном шаге с учетом текущих параметров процесса, делает предложенную модель нелинейной.

2. Одним из наиболее значимых результатов исследования является то, что

выполнена параметрическая идентификация предложенной модели, которая наделяет ее прогностическими свойствами. Выполнена проверка прогностической эффективности и адекватности модели через сопоставление получаемых прогнозов с результатами натурного принципиально независимого от схемы моделирования эксперимента.

3. Наиболее общий вывод, определяемый результатами исследования, состоит в том, что в ходе работы предложен научно обоснованный подход к решению проблемы повышения достоверности описания и надежности прогнозирования технологических процессов в слоевом фильтре. Указанный подход, основанный на построении математических моделей технологических процессов в слое, в которых фильтр рассматривается как система с распределенными характеристиками, а расчет ведется по локальным потенциалам обмена между частицами и газом.

ACKNOWLEDGEMENTS

Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований и Ивановской области в рамках научного проекта № 20-48-370001

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹**Fig. 1.** Schematic diagram of a pyrolysis reactor and connection of bed filters for cleaning pyrolysis gases (a), photos of a general view of an experimental sample of a bed cleaning filter with radial-axial movement of gases (b) and a perforated cassette (c).

²**Fig. 2.** The general scheme of the laboratory setup for the study of the hydraulic characteristics of the dolomite bed in the bed filter.

³**Fig. 3.** To the description of the experiment on measuring statistical pressure in the bed: a diagram of a radial-axial reactor in the section with static pressure measurement points ((a) – top view; (b) - side view), (c) - measurement results.

⁴**Fig. 4.** Calculation scheme of the mathematical cell model.

^{5,6}**Table 1.** Change in the volume fraction of CO₂ in pyrolysis gas during its passage through a bed of burnt dolomite.

⁷**Fig. 5.** Time change in the mass fraction of CO₂ in the gas agent.

⁸**Fig. 6.** Temperature distribution of the bulk material across the bed cells.

⁹**Fig. 7.** Dependence of the average temperature of the solid phase on time (temperature of the supplied gas agent 650 °C).

Литература (References)

- [1] Fortov V.E., Popel' O.S. The Current Status of the Development of Renewable Energy Sources Worldwide and in Russia. *Thermal Engineering*, 2014, vol. 61, no.6, pp. 389–398.
- [2] De S., Agarwal A.K., Moholkar V.S., Bhaskar T. *Coal and Biomass Gasification. Recent Advances and Future Challenges*. Springer Nature, Singapore Pte Ltd., 2018, 521 p.
- [3] Afanas'eva O.V., Mingaleeva G.R. Energy Efficiency of Small Coal-Fired Power Plants as a Criterion of Their Wide Applicability. *Solid Fuel Chemistry*, 2009, vol. 43, no. 1, pp. 55–59.
- [4] Hu G., Xu S., Li S., Xiao C., Liu S. Steam Gasification of Apricot Stones with Olivine and Dolomite as Downstream Catalysts. *Fuel Processing Technology*, 2006, Vol. 87, No. 5, p. 375–382.
- [5] Olszak-Humienik M., Jablonski M. Thermal Behavior of Natural Dolomite. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2015, vol. 119, pp. 2239–2248.
- [6] Dobrego K.V. Makrokineticheskie Modeli Termicheskogo Razlozheniya Dolomita dlya Rascheta Sorbtionnykh Sistem Gazogeneratorov [Dolomite Thermal-Decomposition Macrokinetic Models for Evaluation of the Gasgenerators Sorbent Systems]. *Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 2015, no. 5, pp. 51-59. (In Russian).
- [7] Rat'ko A.I., Ivanets A.I., Kulak A.I., Morozov E.A., Sakhar I.O. Thermal Decomposition of Natural Dolomite. *Inorganic Materials*, 2011, vol. 47, no.12, pp. 1372-1377.
- [8] Maitra S., Chowdhury A., Das H., Pramanik Ms. Effect of Compaction on the Kinetics of Thermal Decomposition of Dolomite under Non-Isothermal Condition. *Journal of Materials Science*, 2005, vol. 40, pp. 4749-4751.
- [9] Gunasekaran S., Anbalagan G. Thermal Decomposition of Natural Dolomite. *Bulletin of Materials Science*, 2007, vol. 30, pp. 339-344.
- [10] Lee D., An Apparent Kinetic Model for the Carbonation of Calcium Oxide by Carbon Dioxide. *Chemical Engineering Journal*, 2004, vol. 100, pp. 71–77.
- [11] Salaudeen S.A., Acharya B., Dutta A., CaO-Based CO₂ Sorbents: a Review on Screening, Enhancement, Cyclic Stability, Regeneration and Kinetics Modeling. *Journal of CO₂ Utilization*, 2018, vol. 23, pp. 179–199.
- [12] Fedunik-Hofman L., Bayon Sandoval A., Donne S. Kinetics of Solid-Gas Reactions and Their Application to Carbonate Looping Systems. *Energies*. 2019, vol. 12, , pp. 1-35.
- [13] Bhagiyalakshmi, M.; Hemalatha, P.; Ganesh, M.; Mei, P.M.; Jang, H.T. A Direct Synthesis of Mesoporous Carbon Supported MgO Sorbent for

- CO₂ Capture. Fuel, 2011, vol. 90, pp.1662–1667
- [14] Li Z., Fang F., Tang X., Cai N., Effect of Temperature on the Carbonation Reaction of CaO with CO₂. *Energy&Fuels*, 2012, vol. 26, pp. 2473–2482
- [15] van der Hoef M.A., Ye M., van Sint Annaland M., Andrews IV A.T., Sundaresan S., Kuipers J.A.M. Multiscale Modeling of Gas-Fluidized Beds. *Advances in Chemical Engineering*, 2006, vol. 31, pp. 65-149.
- [16] Deen N.G., van. Sint Annaland M., van der Hoef M.A., Kuipers J.A.M. Review of Discrete Particle Modeling of Fluidized Beds. *Chem. Eng. Science*, 2007, vol. 62, pp. 28–44.
- [17] Dai Q., Chen C., Qi H. Influence of Meso-Scale Structures on Drag in Gas-Solid Fluidized Beds. *Powder Technology*. 2016, vol. 288, pp. 87-95.
- [18] Dehling H.G., Hoffmann A.C., Stuu H.W. Stochastic Models for Transport in a Fluidized Bed. *SIAM J. Appl. Math*, 1999, Vol.60, pp. 337–358.
- [19] Zhukov V.P., Belyakov A.N. Simulation of Combined Heterogeneous Processes Based on Discrete Models of the Boltzmann Equation. *Theor. Found. Chem. Eng.*, 2017, vol. 51, pp. 88–93.
- [20] Bobkov S.P. Simulation of Basic Transfer Processes Using Cellular Automata. *Russian Journal of Chemistry and Chemical Technology*. 2009, vol. 3, no.52, pp.109-114.
- [21] Loitsyaskiy L.G. Mechanics of Liquids and Gases, Begell House, New York and Wallingford, 6th ed, 1995, 961 p.
- [22] Tamir A. Applications of Markov Chains in Chemical Engineering, Elsevier, Amsterdam, 1998, 604 p.
- [23] Hartman M., Trnka O., Vesely V., Svoboda K. Predicting the Rate of Thermal Decomposition of Dolomite. *Chemical Engineering Science*, 1996, vol. 51, no. 23, pp. 5229–5232.
- [24] Lee D., An Apparent Kinetic Model for the Carbonation of Calcium Oxide by Carbon Dioxide, *Chemical Engineering Journal*, 2004, vol 100, pp. 71–77.

Сведения об авторах.



Малько Михаил Владимирович, кандидат физико-математических наук, ведущий научный сотрудник Института энергетики НАН Беларуси, Республика Беларусь. Область научных интересов: возобновляемая энергетика, получение биотоплив.

E-mail: mikhailvm@bas-net.by



Митрофанов Андрей Васильевич, доктор технических наук, Ивановский государственный энергетический университет, Российская Федерация. Область научных интересов: процессы в кипящем слое.

E-mail: and2mit@mail.ru



Василевич Сергей Владимирович, кандидат технических наук, доцент Белорусской государственной академии авиации, Республика Беларусь. Область научных интересов: возобновляемая энергетика, получение биотоплив.

E-mail: svasilevich@yandex.ru



Мизонов Вадим Евгеньевич, доктор технических наук, Ивановский государственный энергетический университет, Российская Федерация. Область научных интересов: применение теории цепей Маркова в химической инженерии.

E-mail: mizonov46@mail.ru

Decreasing the Weight-Size Parameters of Gas-Steam Turbine Plant by Increasing the Efficiency of Thermodynamic Processes in the Condenser

Bortsov O.S., Shevtsov A.P.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolaiv, Ukraine

Abstract. The aim of this work is decreasing the weight-size parameters of the contact gas-steam turbine plant and contact condenser elements by increasing the efficiency of thermal-gas dynamic processes of condensation through rational irrigation of countercurrent gas-steam flow. To achieve the goal the total efficiency of water-return drops ranging from 0.1 to 1 mm at different initial velocities from 5 to 35 m/s emitted by the multi-nozzle sprinkler was determined by mathematical modeling of the liquid droplet movement processes, heat and mass transfer between the liquid droplet and gas-vapor mixture, and gas-vapor mixture pressure loss. The effect of increasing the gas-steam mixture velocity from 3.3 to 6 m/s on the overall efficiency of water return was determined. The novelty of the obtained results was defined by an increase in the water return into cycle from 12 to 13% with a droplet diameter of 0.3 -- 0.4 mm and the initial velocity from the sprinkler of 5--10 m/s. The velocity of the mixture was to 6 m/s at rational correlations of the initial velocity of the droplets' escape, which increased the total amount of heat withdrawn to 11%. The positive effect conditions of irrigation processes on thermogasdynamic and weight-size parameters of the condenser elements for the contact gas and steam turbine plant at full pressure recovery coefficients of over 0.967 were substantiated. The most significant result was the reduction of the weight-size parameters of the marine infrastructure object power plant from 8 to 19%.

Keywords: circulating water, gas-steam flow, power plant, sprinkler, return of water, heat and mass transfer, specific power rating.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.05>

UDC: 621.319.4

Reducerea indicatorilor de masă și dimensiune a instalațiilor de turbine gaz-abur de tip contact datorită creșterii eficienței proceselor termogazodinamice

Bortov A.S., Șevțov A.P.

Universitatea națională de construirea navelor amiral Makarov
Nicolaev, Ucraina

Rezumat. Scopul lucrării este reducerea indicatorilor de greutate și dimensiune ai centralei de tip contact gaz-abur și ai elementelor condensatorului de contact, asigurând în același timp revenirea apei în ciclu prin creșterea eficienței proceselor termogazodinamice de condensare de contact prin irigarea rațională a debitului în contracurent al amestecului gaz-abur cu apă. Pentru a atinge acest obiectiv, prin metoda modelării matematice a proceselor de mișcare a picăturilor de apă de diferite dimensiuni, a transferului de căldură și masă între o picătură de apă și un amestec gaz-vapori, a pierderilor de presiune ale unui amestec gaz-vapori, a fost determinată eficiența generală de retur a apei prin picăturile de diverse dimensiuni, începând de la 0,1 mm până la 1 mm la diferite viteze inițiale de mișcare a lor, de la 5 m/s până la 35 m/s din instalația de irigare cu multe duze; acțiunea creșterii vitezei de mișcare a amestecului gaz-vapori de la 3,3 m / s la 6 m / s asupra eficienței generale a returului apei la rapoarte raționale ale vitezei inițiale de mișcare a picăturilor de apă de răcire și a compoziției lor inițiale de dispersare. Cele mai importante rezultate sunt determinarea creșterii returului apei în ciclu de la 12 la 13% cu un diametru al picăturilor de la 0,3 până la 0,4 mm și o viteză inițială de mișcare de la un dispozitiv de irigare cu duze multiple de la 5 la 10 m/s, de asemenea și a vitezei de mișcare a amestecului gaz-vapori până la 6 m/s la raporturile raționale a vitezei inițiale de ieșire a picăturilor. Cel mai semnificativ rezultat este o scădere a parametrilor de masă și dimensiune a instalației energetice pentru obiectivul de infrastructură maritimă de la 8 la 19%.

Cuvinte-cheie: irigare cu apă, fluxul gaz-abur, instalație energetică, instalație de irigare, retur de apă, transfer de căldură și masă, puterea specifică.

Снижение массогабаритных показателей контактных газопаротурбинных установок за счет повышения эффективности термогазодинамических процессов

Борцов А.С., Шевцов А.П.

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Николаев, Украина

Аннотация. Целью работы является уменьшение массогабаритных показателей контактной газопаротурбинной установки и элементов контактного конденсатора при обеспечении возврата воды в цикл за счет повышения эффективности термогазодинамических процессов контактной конденсации путем рационального орошения водой противоточного потока газопаровой смеси. Для достижения поставленной цели методом математического моделирования процессов движения капель воды различного размера, переноса теплоты и массы между каплями воды и газопаровой смесью, потерь давления газопаровой смеси определялись общая эффективность возврата воды каплями различных размеров от 0,1 мм до 1 мм при разных начальных скоростях их движения от 5 м/с до 35 м/с из многофорсуночного оросительного устройства; влияние увеличения скорости движения газопаровой смеси с 3.3 м/с до 6 м/с на общую эффективность возврата воды при рациональных соотношениях начальной скорости движения капель охлаждающей воды и их начального дисперсного состава; влияние совершенствования процессов орошения на термогазодинамические процессы и массогабаритные показатели элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом. Существенность полученных результатов исследования определяется увеличением возврата воды в цикл от 12 до 13% при диаметре капель от 0,3 до 0,4 мм и начальной скорости движения из многофорсуночного оросительного устройства от 5 до 10 м/с, а также скорости движения газопаровой смеси до 6 м/с при рациональных соотношениях начальной скорости вылета капель, что увеличивает суммарную величину отведенной теплоты до 11%. Обоснованы условия положительного влияния процессов орошения на термогазодинамические и массогабаритные показатели элементов контактного конденсатора для контактной газопаротурбинной установки с различными двигателями при коэффициентах восстановления полного давления более 0,967. Наиболее значимым результатом является снижение массогабаритных показателей энергетической установки объекта морской инфраструктуры с 8 до 19%.

Ключевые слова: орошение водой, газопаровой поток, энергетическая установка, оросительное устройство, возврат воды, теплообмен, удельная мощность.

ВВЕДЕНИЕ

Описание проблемы Исследований теплофизических процессов в элементах контактных газопаротурбинных установок с целью их интенсификации позволяет повышать экономичность, экологичность, надежность и компактность энергетической установки в целом [1, 2]. Процессы конденсации и влагоотделения в контактном конденсаторе таких установок зависят от дисперсности газожидкостного потока так как уменьшение размеров капель интенсифицирует процессы переноса теплоты и массы с одной стороны и снижает устойчивость двухфазного потока с другой. Определение рациональных условий орошения при повышении скорости газопарового потока относится к основному резерву для снижения массогабаритных показателей в контактном конденсаторе и является *актуальной научно-технической задачей совершенствования контактных газопаротурбинных установок.*

Обзор литературы, связанной с исследованием.

Создание газопаротурбинных установок вызвано запросами практики для энергетического обеспечения движения судов, транспорта газа, выработки электроэнергии плавучими электростанциями и функционирования объектов морской инфраструктуры. Анализу технико-экономических и экологических характеристик этих установок посвящено значительное количество исследований [1-28]. Обзор литературы по исследованиям и разработкам в области парогазовой смеси подаваемой в камеру сгорания газотурбинных двигателей приведен в [27]. Рассмотрены различные циклы, сравниваются электрический КПД, удельная мощность, выходная мощность, вредные выбросы и определяются наиболее перспективные направления в газопаротурбиностроении. Обоснование рациональности использования газопаротурбинных установок для комплексного обеспечения механической работой, электрической энергией и теплотой в виде насыщенного пара и горячей воды для

технологических и бытовых нужд потребителей выполнено в работах [2-7]. В зависимости от способа утилизации теплоты в установках и конструкции их теплоутилизующего контура они подразделяются на бинарные, которые используют пар из котла-утилизатора в отдельно стоящей паровой турбине, и контактные, когда пар подается в камеру сгорания самого газопаротурбинного двигателя. Контактные газопаротурбинные установки, работающие по циклу STIG, при сравнительно одинаковых удельных мощностях имеют меньшие массогабаритные показатели, чем бинарные, но имеют значительные потери пара с выбросами газопаровой смеси в окружающую среду. Результатам переоборудования газотурбинных двигателей простого цикла в цикл STIG для повышения мощности и уменьшения выброса NO_x и CO_2 за счет впрыска пара в камеру сгорания полученного в имеющемся котле-утилизаторе посвящены работы [8-13]. Термодинамический анализ газопарового блока теплоэлектростанции в котором происходит экологическая утилизация пара приведен в [14, 15]. В работе [16] рассматривается развитие газопаротурбинных двигателей, работающих по циклу Cheng. Авторы считают, что цикл Cheng является наиболее эффективным циклом по сравнению с циклом бинарной газопаротурбинной установки, и многими другими предлагаемыми вариантами при правильном выборе параметров степени сжатия, температуры на входе в турбину, конфигурации компрессора и ротора. Для работы газопаротурбинного двигателя в условиях повышенных температур до 50°C и устранения снижения выходной мощности в [17, 18] предложена установка устройства с контуром питательной воды, экономайзером и испарителем для подачи пара в камеру сгорания с использованием энергии выхлопных газов в котле-утилизаторе и получена его оптимальная расходная характеристика в тяжелых климатических условиях. В работе [19] рассматриваются технические характеристики двух типов регенеративных парогазотурбинных двигателей (RSTIG), которые представляют собой совмещенную технологию впрыска горячей воды и пара газопаротурбинных циклов STIG с регенеративной технологией. Авторы определили, что тепловой КПД и

удельная мощность систем RSTIG выше, чем у систем STIG, и оптимальная степень повышения давления для максимальной величины впрыска пара может применяться, как гибкая система теплоэнергетической когенерации, с общим КПД выработки теплоты и электроэнергии на уровне 70% при максимальной тепловой мощности. В [26] проанализирована производительность электростанций с контактными газопаротурбинными установками на базе серийных газотурбинных двигателей. В результате исследования электростанции с контактными газопаротурбинными установками, работающими по циклу STIG, при впрыске горячей воды в камеру сгорания имеют термический КПД выше до 20%, а удельную мощность до 50% по сравнению с электростанциями с базовыми газотурбинными двигателями.

Устранение потери пара с выбросами газопаровой смеси в окружающую среду в контактных газопаротурбинных установках возможно путем охлаждения газопаровой смеси до температур конденсации. Для этого за котлом-утилизатором устанавливают контактный конденсатор газопаровой смеси, что увеличивает массогабаритные показатели установки. В работах [23, 24] проведен анализ снижения потери пара с выбросами газопаровой смеси и выбросов оксидов азота при использовании тепловой схемы «Водолей» с использованием теплоты выхлопных газов и впрыском энергетического и экологического водяного пара в проточную часть камеры сгорания газопаротурбинных двигателей, работающих на углеводородном топливе. При моделировании камеры сгорания газотурбинной установки мощностью 25 МВт, получены расчетные выбросы азота оксидов в выхлопной системе газовой турбины порядка 30 ppm, что соответствует современным европейским требованиям.

В работе [28] рассматривается «замкнутый» цикл рекуперации воды путем закачки пара (SIWR) в цикл, разработанный для газовых турбин с впрыском пара в камеру сгорания. Получения «замкнутого» цикла заключается в охлаждении выхлопных газов и получение конденсата, который можно использовать для получения газопаровой смеси для газотурбинного двигателя лишь после ее обработки, что наиболее приемлемо для газовых турбин нового поколения с высокой

удельной мощностью, а также для газотурбинных двигателей с высокой степенью впрыска пара.

Описание нерешенных частей в проблеме.

В работах [3-27] отсутствуют исследования связанные с возвратом воды в цикл энергетических установок, работающих на газопаровой рабочей смеси, а в работах [1, 2, 29] результаты исследований относятся к контактному газопаротурбинным установкам (КГПТУ) континентального применения для которых массогабаритные показатели менее предпочтительны. Применение КГПТУ на объектах морской инфраструктуры связано со значительным сокращением массогабаритных показателей. Это вызывает необходимость дополнительных исследований влияния процессов орошения, с учетом их взаимного влияния и последовательности теплообмена и влагоотделения при начальных скоростях капель от 5 до 35 м/с, на эффективность возврата воды в цикл контактной газопаротурбинной установки, уменьшение массогабаритных показателей элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом.

Формулировка цели и задач исследования.

Целью исследования является уменьшение массогабаритных показателей элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки за счет повышения эффективности термогазодинамических процессов при совершенствовании процессов орошения и обеспечение возврата воды в цикл.

Объектом исследования являются процессы орошения, конденсации и влагоотделения в двухфазном потоке газопаровой смеси.

Предмет исследования - термогазодинамические показатели процессов орошения, конденсации и влагоотделения капель изменяющегося дисперсного состава.

Достижение поставленной цели возможно решением следующих задач:

- определение общей эффективности возврата воды каплями различных размеров при разных начальных скоростях их движения в условиях полидисперсного распыла оросительным устройством;
- определение влияния увеличения скорости движения газопаровой смеси на общую

эффективность возврата воды при рациональных соотношения начальной скорости движения капель охлаждающей воды и их начального дисперсного состава;

- определение влияния совершенствования процессов орошения на термогазодинамические процессы и массогабаритные показатели элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Методы исследования. Решение поставленных задач исследования выполнено методом математического моделирования тепломассообменных процессов в двухфазных потоках при конденсации влаги в газопаровой смеси и движения сконденсированных капель из потока к поверхности осаждения.

Исследование воздействия дисперсного состава охлаждающей воды и конденсата на температуру теплоносителей, возврат воды и перепад давления в конденсаторе при заданных конструктивных и эксплуатационных показателях его элементов выполнено с помощью усовершенствованной математической модели контактного конденсатора газопаротурбинной установки [2, 29], достоверность результатов которой обоснована сопоставлением с результатами испытаний.

Математическая модель включает в себя совокупность математических уравнений, учитывающих каждый элемент контура контактного конденсатора с учетом процессов теплообмена и гидродинамики. Конструктивно контактный конденсатор включает следующие элементы: конденсатосборник, пористую тепломассообменную насадку, ороситель, инерционный каплеотделитель, воздуховодяной охладитель. Схематическая компоновка представлена на рисунке 1 (Bortsov S, Shevtsov A, DOI [https://doi.org/10.15589/smi2019.1\(11\).8](https://doi.org/10.15589/smi2019.1(11).8)).

Математическое описание процессов тепло- и массообмена и движения при взаимодействии газопаровой смеси с охлаждающей водой и элементами конструкций контактного конденсатора выполнялись отдельно для каждого его элемента.

Особенности конкретной конструкции при численной реализации учитываются

последовательностью использования процедур программ, при условии, что выходные параметры предыдущего элемента равны входным параметрам последующего с

учетом источников и стоков теплоты и массы, на границе раздела элементов. Основные уравнения процессов для элементов контактного конденсатора имеют для процедур следующий вид.

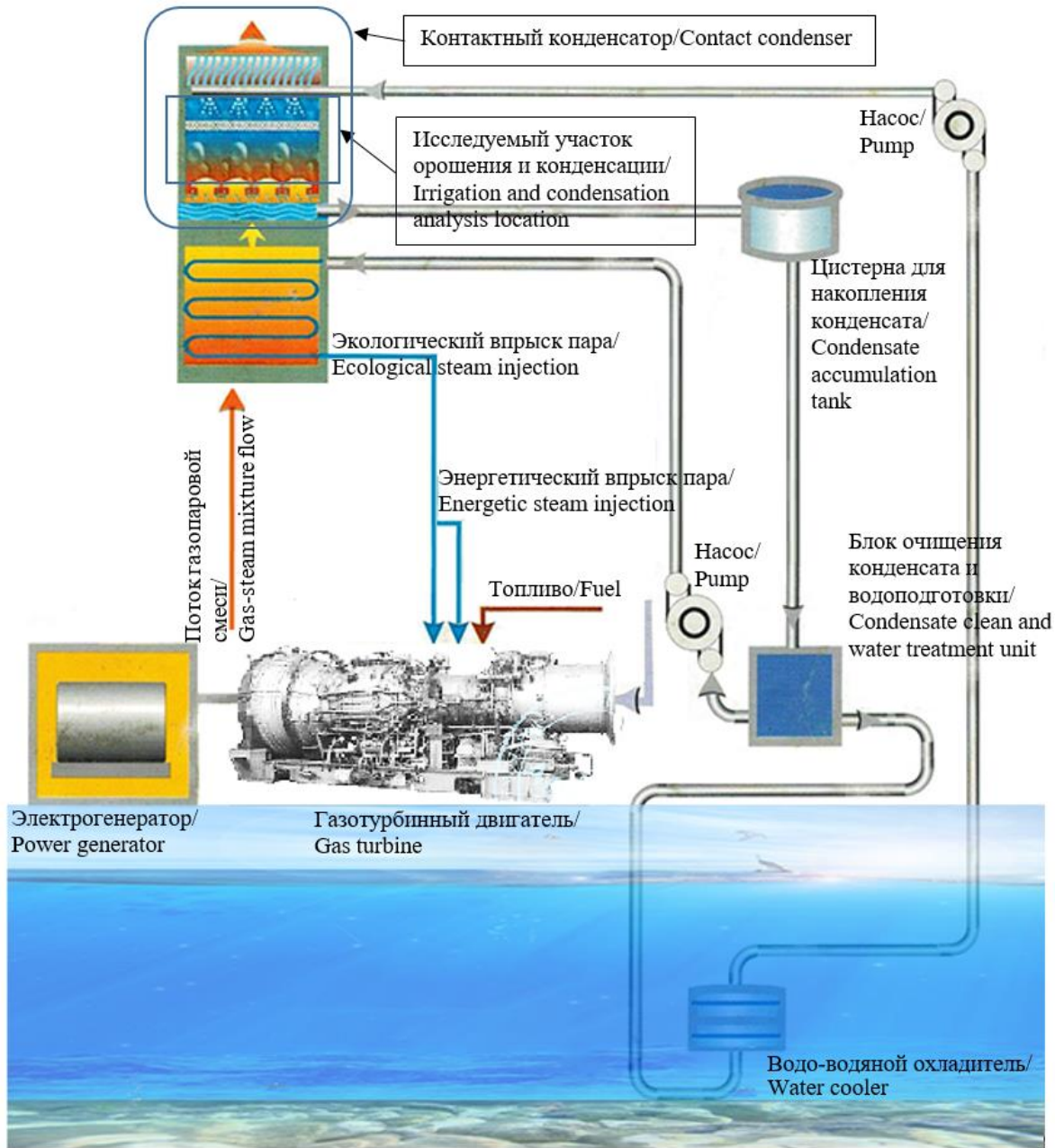


Рис. 1. Схематическая компоновка энергетической системы.

Fig. 1. The power system scheme.

Математическое описание конденсатороборника. Уравнение движения капль воды:

$$M_{jk}(\tau) \frac{dw_{jk}}{d\tau} = M_{jk}g - \frac{1}{2} \xi_{jk} S_{jk} u_{jk}(\tau) \rho_{gps}(\tau), \quad (1)$$

где $M_{jk} = \frac{1}{6} \pi d_{jk}^3 \rho_{cv}$ – масса капли; w_{jk} – абсолютная скорость капли
 $\xi_{jk} = f \left(\frac{dw_{jk}}{d\tau} \right) A_1 \text{Re}_{jk}^{-A_2} (1 + A_3 \text{Sh}_{jk}^{A_4})$ – нестационарный коэффициент гидродинамического сопротивления газопаровой смеси движению капли с учетом

массообмена; $u_{jk} = w_{jk} \pm w_{gps}$ – скорость движения капли относительно газопаровой смеси.

Уравнения баланса теплоты и массы между каплей воды и газопаровой смесью:

$$M_{gps} c_{\rho_{gps}} \frac{dT_{gps}}{d\tau} = \lambda_{gps} \frac{Nu_{jk} (T_{jk} - T_{gps}) F_{kj}}{d_{jk}}, \quad (2)$$

$$\frac{M_{gps}}{\rho_{gps}} \cdot \frac{dC_{gps}}{d\tau} = D_{gps} \frac{Sh_{jk} (C_{jk} - C_{gps}) F_{kj}}{d_{jk}}, \quad (3)$$

где $Nu_{jk} = f_1(\tau)(A_4 + A_5 Re_{jk}^{A_6} Pr^{A_7}) A_8$,

$$Sh_{jk} = f_2(\tau)(A_9 + A_{10} Re_{jk}^{A_{11}} Sc^{A_{12}}) A_{13}, \quad Pr = \frac{v_{gps}}{a_{gps}},$$

$$Sc = \frac{v_{gps}}{D_{gps}}, \quad Re_{jk} = \frac{u_{jk} d_{jk}}{v_{gps}} \quad \text{– соответственно}$$

числа Нуссельта, Шервуда, Прандтля, Шмидта, Рейнольдса; $f_1(\tau)$ и $f_2(\tau)$ – временные функции; A_i – временные константы, полученные из аппроксимации решений краевых задач.

Уравнение расхода газопаровой смеси:

$$w_{gps} = \frac{G_g (1 + d_{gps})}{F \psi_k \rho_{gps}}, \quad (4)$$

где G_g – расход неконденсирующегося газа, d_{gps} – влагосодержание газопаровой смеси, F – площадь поверхности поперечного сечения конденсатосборника, $\rho_{gps} = \frac{p_g}{R_g T_{gps}} + \frac{p_p}{R_p T_{gps}}$ – плотность газопаровой смеси, p_g, p_p – парциальные давления газа и водяного пара, R_g, R_p – газовые постоянные газа и водяного пара.

Уравнение потерь давления газопаровой смеси:

$$\frac{dp}{dx} = \zeta \frac{\rho_{gps} w_{gps}^2}{2} \frac{Pe}{S_c}, \quad (5)$$

где $\zeta = \sum_i^n \zeta_i$ – суммарный коэффициент сопротивления движению газопаровой смеси; Pe – смоченный периметр сечения

конденсатосборника; S_c – площадь живого сечения; n – число патрубков каналов конденсатосборника.

Математическое описание пористой теплообменной насадки. Уравнение движения воды:

$$M_g(\tau) \frac{dw_g}{d\tau} = M_g g - \frac{1}{2} \zeta_g S_g u_g(\tau) \rho_{gps}(\tau), \quad (6)$$

где M_g – масса воды; $w_g(\tau)$ – абсолютная скорость воды.

Нестационарный коэффициент гидродинамического сопротивления газопаровой смеси движению воды:

$$\zeta_g = f \left(\frac{dw_g}{d\tau} \right) A_{14} Re_g^{-A_{15}} (1 + A_{16} Sh_g^{A_{17}}), \quad (7).$$

Уравнения баланса теплоты и массы между водой и газопаровой смесью:

$$M_{gps} \cdot c_{\rho_{gps}} \cdot \frac{dT_{gps}}{d\tau} = \lambda_{gps} \frac{Nu_g (T_g - T_{gps}) F_g}{\delta_g}, \quad (8)$$

$$\frac{M_{gps}}{\rho_{gps}} \frac{dC_{gps}}{d\tau} = D_{gps} \frac{Sh_g (C_g - C_{gps}) F_g}{\delta_g}, \quad (9)$$

где $Nu_g = f_3(\tau)(A_{18} + A_{19} Re_c^{A_{20}} Pr^{A_{21}}) A_{22}$,

$$Sh_g = f_4(\tau)(A_{23} + A_{24} Re_s^{A_{25}} Sc^{A_{26}}) A_{27}, \quad Pr = \frac{v_{gps}}{a_{gps}},$$

$$Sc = \frac{v_{gps}}{D_{gps}}, \quad Re_g = \frac{2u_g R_{ik}}{v_{gps}} \quad \text{– соответственно}$$

числа Нуссельта, Шервуда, Прандтля, Шмидта, Рейнольдса.

Уравнение расхода газопаровой смеси:

$$w_{gps} = \frac{G_g (1 + d_{gps})}{F_n \psi_g \psi_n \rho_{gps}}, \quad (10)$$

где G_g – расход газа; d_{gps} – влагосодержание газопаровой смеси, F_n – площадь поверхности поперечного сечения теплообменной насадки, ψ_g, ψ_n – соответственно коэффициенты загромождения водой и материалом насадки;

$$\rho_{gps} = \frac{p_g}{R_g T_{gps}} + \frac{p_p}{R_p T_{gps}} \quad \text{– плотность газопаровой}$$

смеси; p_g, p_p – парциальные давления газа и водяного пара; R_g, R_p – газовые постоянные газа и водяного пара.

Уравнение потерь давления газопаровой смеси:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{k_{pr}} w_{gps}^2 + C \frac{\rho_{gps} w_{gps}^2}{2}, \quad (11)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости; плотность газопаровой смеси; $k_{pr} = \frac{1}{k} \cdot P^3 \cdot \frac{V_n^2}{F_n^2}$ – коэффициент проницаемости, зависящий от структуры насадки; $C = \frac{C_0}{P^2}$ – постоянная для пористой насадки; V_n и F_n – соответственно объем и площадь насадки; $P = \frac{V_{por}}{V_n}$ – пористость структуры насадки; V_{por} – объем пор в насадке.

При упорядоченной структуре в отдельно взятом элементе насадки длиной dx вводя коэффициент сопротивления движению газопаровой смеси, решение уравнения потерь давления газопаровой смеси можно представить в виде:

$$\xi = \frac{32k}{P \cdot Re} + C_1, \quad (12)$$

где $\xi = \frac{2\Delta p d_e}{\rho w^2 \Delta l}$ – коэффициент сопротивления сухой насадки; $d_e = \frac{4V_n P}{F_n}$ – эквивалентный диаметр пор; Δl – длина элемента насадки;

$Re = \frac{w d_e \rho}{\mu}$ – число Рейнольдса; $k = k_0 \left(\frac{l_p}{l} \right)^2$ – коэффициент структуры; k_0 – постоянная, учитывающая влияние на пористость отклонения формы и расположения элементов структуры в реальной насадке по сравнению с теоретической моделью; l_p – длина извилистого пути газопаровой смеси при движении вдоль пор; $C_1 = C \cdot d_e$ – дополнительная характеристика пористой насадки.

При орошении насадки коэффициент сопротивления движению газопаровой смеси определяется выражением:

$$\xi_{or} = \frac{1}{k_{or}^3} \xi + \frac{C_0 d_0}{k_{or} \Pi^2} \left(1 - \frac{1}{k_{or}^2} \right), \quad (13)$$

где $k_{or} = 1 - \frac{V_{pl} \cdot V_k}{V_{por}}$ – дополнительная характеристика пористости орошаемой насадки; V_{pl}, V_k, V_{por} – соответственно объемы, занимаемые пленками, каплями воды и порами насадки.

Математическое описание оросителя.
Уравнение движения капель воды:

$$M_{ik}(\tau) \frac{dw_{ik}}{d\tau} = M_{ik} g - \frac{1}{2} \xi_{ik} S_{ik} u_{ik}(\tau) \rho_{gps}(\tau), \quad (14)$$

где $M_{ik} = \frac{1}{6} \pi d_{ik}^3 \rho_{cv}$ – масса капли; w_{ik} – абсолютная скорость;

$\xi_{ik} = f \left(\frac{dw_{ik}}{d\tau} \right) A_{28} Re_{ik}^{-A_{29}} (1 + A_{30} Sh_{ik}^{A_{31}})$ – коэффициент гидродинамического сопротивления газопаровой смеси движению капли; $u_{ik} = w_{ik} \pm w_{gps}$ – скорость движения капли относительно газопаровой смеси.

Уравнения баланса теплоты и массы между каплями воды и газопаровой смесью:

$$M_{gps} c_{pgps} \frac{dT_{gps}}{d\tau} = \lambda_{gps} \frac{Nu_{ik} (T_{ik} - T_{gps}) F_{ki}}{d_{ik}}, \quad (15)$$

$$\frac{M_{gps}}{\rho_{gps}} \frac{dC_{gps}}{d\tau} = D_{gps} \frac{Sh_{ik} (C_{ik} - C_{gps}) F_{ki}}{d_{ik}}, \quad (16)$$

где $Nu_{ik} = f_5(\tau) (A_{32} + A_{33} Re_{ik}^{A_{34}} Pr^{A_{35}}) A_{36}$;

$Sh_{ik} = f_6(\tau) (A_{30} + A_{31} Re_{ik}^{A_{32}} Sc^{A_{33}}) A_{29}$; $Pr = \frac{v_{gps}}{a_{gps}}$;

$Sc = \frac{v_{gps}}{D_{gps}}$; $Re_{ik} = \frac{u_{ik} d_{ik}}{v_{gps}}$ – соответственно числа Нуссельта, Шервуда, Прандтля, Шмидта, Рейнольдса; $f_5(\tau)$ и $f_6(\tau)$ – временные функции; A_i – временные константы, полученные из аппроксимации решений (Дикий Н.А. и др. К определению коэффициента сопротивления испаряющейся капли при ее движении в газовом потоке. Труды НКИ, выпуск 112. Николаев, 1976, с. 95-99).

Уравнение расхода газопаровой смеси:

$$w_{gps} = \frac{G_g (1 + d_{gps})}{F \psi_k \rho_{gps}}, \quad (17)$$

где G_g – расход неконденсируемого газа; d_{gps} – влагосодержание газопаровой смеси; F – площадь поверхности поперечного сечения оросителя; ψ_k – коэффициент загромождения сечения оросителя каплями воды;

$$\rho_{gps} = \frac{P_g}{R_g T_{gps}} + \frac{P_p}{R_p T_{gps}}$$

– плотность газопаровой смеси; p_g, p_p – парциальные давления газа и водяного пара; R_g, R_p – газовые постоянные газа и водяного пара.

Уравнение потерь давления газопаровой смеси:

$$\frac{dp}{dx} = \zeta_{or} \frac{\rho_{gps} w_{gps}^2}{2} \frac{Pe_{or}}{S_{sor}}, \quad (18)$$

где ζ_{or} – коэффициент сопротивления движению газопаровой смеси; Pe_{or} – смоченный периметр сечения оросителя; S_{sor} – площадь живого сечения.

Функция распределения размеров капель:

$$\{d_{ik}, m_{ik}\} = f(G_{c.v.}). \quad (19)$$

Математическое описание инерционного каплеотделителя. Уравнение эффективности осаждения капель:

$$E_{ik\Sigma} = 1 - (1 - E_{ik1})(1 - E_{ik2}) \dots (1 - E_{ikn}), \quad (20)$$

где E_{ik} – значение эффективности отделения капель одним элементом инерционного каплеотделителя, n – количество элементов.

$$\Delta m = \pi \cdot c_k \cdot (\rho_{p.k.} - \rho_p) \cdot (D_p \cdot \omega_{gps} \cdot d_k)^{1/2} \cdot \tau, \quad (21),$$

где Δm – приращение массы капли; π – число Пи; c_k – поправочный коэффициент (по Левичу – 1,0; по Фридленду – 0,89; по Акселоруду – 1,07); $\rho_{p.k.}$ – плотность поверхности капли; ρ_p – плотность пара; D_p – коэффициент диффузии пара в воздухе; ω_{gps} – скорость газопарового потока; d_k – начальный диаметр капли; τ – время полеты капли.

Математическое описание водо-водяного охладителя.

Основными уравнениями, которые определяют параметры рабочих сред в аппаратах водо-водяного охлаждения, являются: - уравнение коэффициента эффективности охладителя:

$$E = \eta \left(1 - 0,427 \frac{G_{c.v}^{vh}}{G_{c.v}^{vh} + 14,64} \right) \frac{G_{z.v}^{vh}}{G_{z.v}^{vh} + 3,66 + 1,21 G_{c.v}^{vh}}, \quad (21)$$

где η – коэффициент, учитывающий загрязнение теплопередающей поверхности охладителя; $G_{z.v}^{vh}, G_{c.v}^{vh}$ – расходы заборной и циркуляционной воды через охладитель.

Уравнение для температуры циркуляционной воды на выходе из охладителя:

$$T_{c.v}^{vih} = T_{c.v}^{vh} - E(T_{c.v}^{vh} - T_{z.v}^{vh}), \quad (22)$$

где $T_{c.v}^{vh}, T_{z.v}^{vh}$ – температуры циркуляционной и заборной воды на входе в охладитель.

Уравнение для средней температуры циркуляционной воды в охладителе:

$$T_{c.v}^{sr} = 0,5(T_{c.v}^{vh} + T_{c.v}^{vih}). \quad (23)$$

Уравнение изменения давления циркуляционной воды в охладителе:

$$\Delta p_{c.v} = 0,0000387 G_{c.v}^{vh2}. \quad (24)$$

Уравнение изменения давления заборной воды в охладителе:

$$\Delta p_{z.v} = 0,000349 G_{z.v}^{vh2} \quad (25)$$

Уравнение температуры заборной воды на выходе из охладителя:

$$T_{z.v}^{vih} = T_{z.v}^{vh} + \frac{G_{c.v}^{vh} \cdot c_{p.c.v}^{sr}}{G_{z.v}^{vh} \cdot c_{p.z.v}} (T_{c.v}^{vh} - T_{c.v}^{vih}), \quad (26)$$

где $c_{p.c.v}^{sr}, c_{p.z.v}^{sr}$ – удельные теплоемкости циркуляционной и заборной воды.

Согласно экологической безопасности, максимальная температура заборной воды на выходе из охладителя должны быть не выше 306 К и максимальное ее повышение не более чем на 10 К.

Согласно руководству по эксплуатации используемых охладителей расход заборной воды может изменяться от 42 до 52 кг/с.

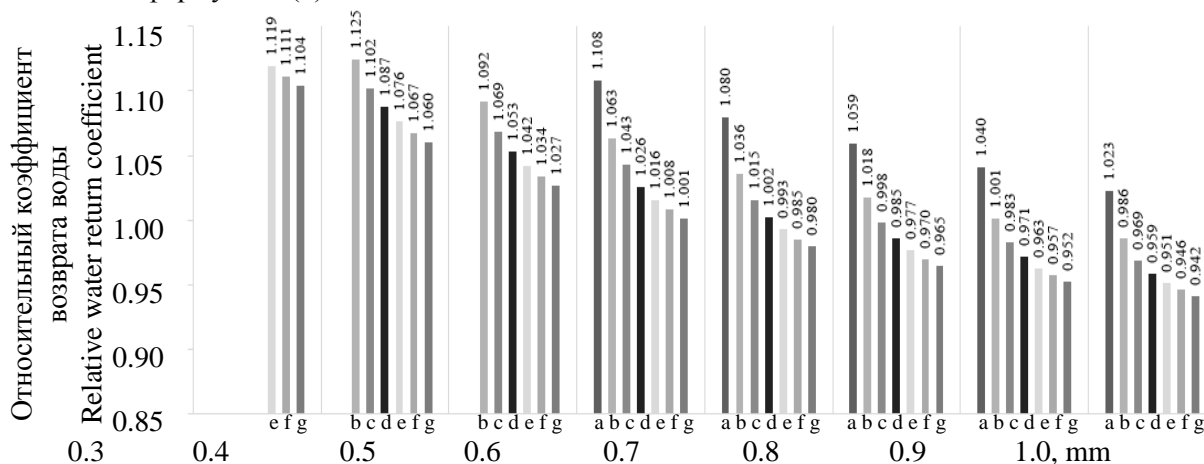
Приведенные уравнения изменения температур и давлений циркуляционной воды позволяют согласовывать для последовательно расположенных элементов контура выходные и входные значения этих параметров.

Результаты и обсуждение. Охлаждение газопаровой смеси осуществляется за счет теплообмена перед и в сетчато-пористой насадке с использованием охлаждающей воды, поступающей из многофорсуночного оросительного устройства. Форсунки оросительного устройства распыляют охлаждающую воду на поверхность сетчато-пористой насадки для орошения ее фронтальной площади.

При постоянных расходах газопарового потока и увеличении его скорости площадь фронтального сечения насадки уменьшается согласно формуле (4). Это позволяет

уменьшить массогабаритные показатели контактного конденсатора.

Общая эффективность возврата воды каплями различных размеров при разных начальных скоростях их движения в условиях многофорсуночного оросительного устройства. Оросительное устройство задавалось в виде прямоугольного набора центробежных форсунок с фиксированными шагами в фронтальном сечении. При расчете использовались следующие исходные данные: фронт насадки площадью 17,2 м², давление воды в оросительном устройстве 0,225 МПа, расход воды 194,8 кг/с, скорость начального движения капель от 5 м/с до 35 м/с и диаметр капель от 0,1 мм до 1 мм. На рис. 2 в относительных величинах представлены результаты расчета коэффициента возврата воды в зависимости от скорости движения и диаметра вылетающих капель из многофорсуночного оросительного устройства.



Начальный диаметр вылетающих капель из оросительного устройства, мм.

Initial diameter of droplets, mm, at the exit from the multi-nozzle device.

Начальная скорость капель, вылетающих из многофорсуночного устройства:

a – 5 м/с; b – 10 м/с; c – 15 м/с; d – 20 м/с; e – 25 м/с; f – 30 м/с; g – 35 м/с.

The initial velocity of droplets flying out from a multi-nozzle irrigation device:

a – 5 m/s; b – 10 m/s; c – 15 m/s; d – 20 m/s; e – 25 m/s; f – 30 m/s; g – 35 m/s.

Рис. 2. Влияние начальной скорости и диаметра вылетающих капель из многофорсуночного оросительного устройства на возврат воды.

Fig. 2. Effect of the initial velocity and diameter of emitted drops from a multi-nozzle irrigation device on the return of water.

Полученные результаты свидетельствуют, что максимальная величина возврата воды наблюдается при начальных диаметрах капель 0,3-0,4 мм и начальных скоростях их движения от 5 до 10 м/с, и равна 6,19 - 6,20 кг/с. Размеры капель при разной начальной

скорости движения, которые не долетят до насадки контактного конденсатора и будут уноситься встречным потоком газопаровой смеси, следующие:

- диаметр капель от 0,1 мм до 0,2 мм при их начальной скорости от 5 м/с до 35 м/с;

- диаметр капель 0,3 мм при начальной скорости от 5 м/с до 20 м/с;
- диаметр капель от 0,4 мм до 0,5 мм при начальной скорости 5 м/с.

Влияние увеличения скорости движения газопаровой смеси на общую эффективность возврата воды при рациональных соотношения начальной скорости движения капель охлаждающей воды и их начального дисперсного состава.

Одним из важных факторов совершенствования КГПТУ является

увеличение скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

Для анализа влияния увеличения скорости движения газопаровой смеси от 3,3 до 6 м/с на показатели возврата воды использовались начальные скорости движения капель от 5 до 10 м/с с диаметром вылетающих капель из форсунок от 0,3 до 0,4 мм. Полученные результаты влияния скорости газопаровой смеси на аэродинамическое сопротивление в насадке и возврат воды приведены соответственно на рис. 3 и 4.

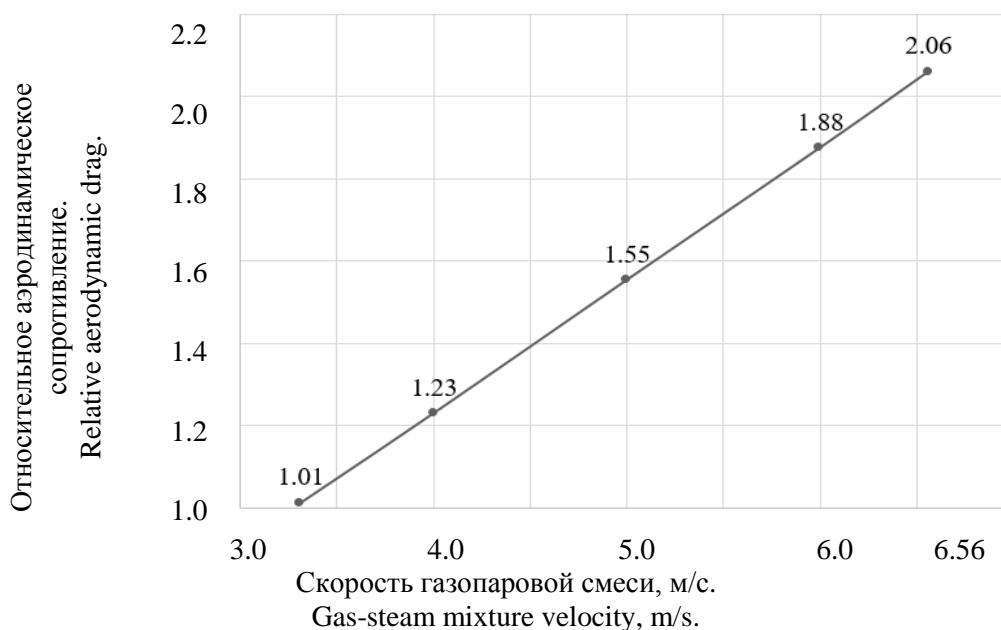


Рис. 3. Влияние скорости газопаровой смеси на относительную величину аэродинамическое сопротивление в насадке.

Fig. 3. Effect of the velocity of the gas-vapor mixture on the relative value of the aerodynamic resistance in the contact nozzle.

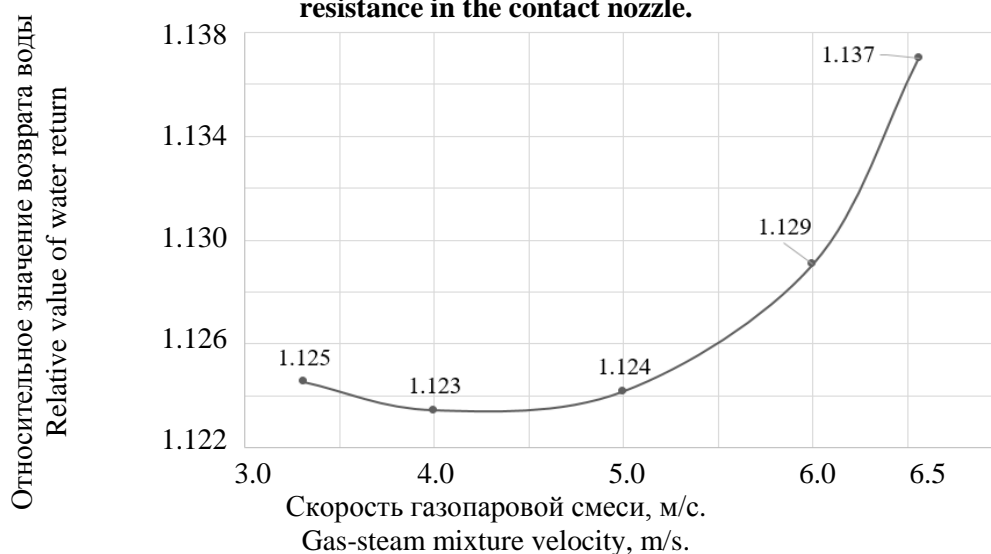


Рис. 4. Величина относительного возврата воды при увеличении скорости газопаровой смеси.

Fig. 4. The value of the relative return of water with an increase in the velocity of the gas-vapor mixture.

Результаты влияния увеличения скорости газопаровой смеси на относительные показатели аэродинамического сопротивления свидетельствуют об увеличении сопротивления в насадке контактного конденсатора до 2-х раз относительно эксплуатируемого контактного конденсатора в составе установки ГПУ 16К. Количество суммарной отведенной теплоты в контактном конденсаторе при увеличении скорости газопаровой смеси возрастает до 11%, а относительная величина возврата воды увеличилась до 13%.

Влияния совершенствования процессов орошения на термогазодинамические процессы и массогабаритные показатели элементов контактного конденсатора и контактной газопаротурбинной установки в целом. Эффективным эксплуатационным характеристикам контактной газопаротурбинной установки соответствуют допустимые перепады давления контактного конденсатора.

Влияние аэродинамического сопротивления контактного конденсатора, при постоянной величине возврата воды в цикл на уровне потребляемой котлом-утилизатором, эффективная работа контактной газопаротурбинной установки возможна при коэффициенте восстановления полного давления в контактном конденсаторе более 0,967. Для достижения допустимой величины аэродинамического сопротивления и коэффициента восстановления давления при форсировании скорости газопаровой смеси изменялось количество форсунок в многофорсуночном оросительном устройстве для обеспечения эффективности тепломассообменных процессов в элементах контактного конденсатора.

На рис. 5-8 представлены результаты расчетов термогазодинамических показателей контактной газопаротурбинной установки при различных скоростях газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

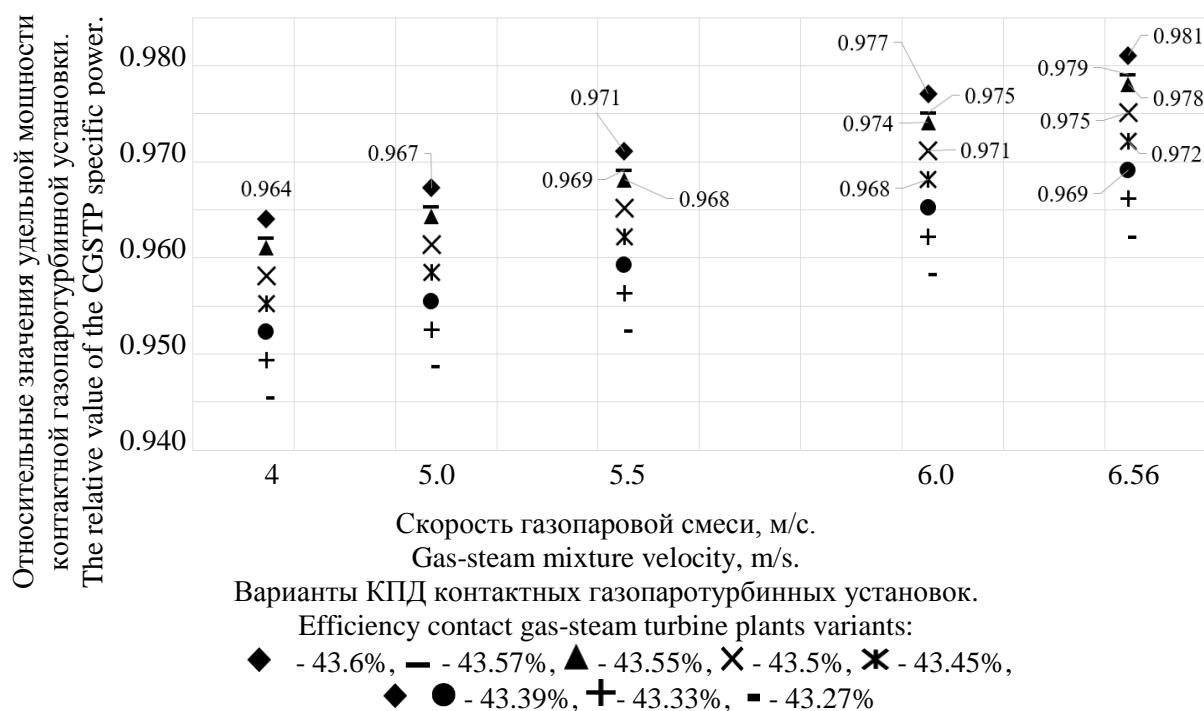


Рис. 5. Зависимость удельной мощности контактной газопаротурбинной установки от скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

Fig. 5. Dependence of the specific power of the contact gas-steam turbine plant on the velocity of the gas-steam mixture in the contact condenser.

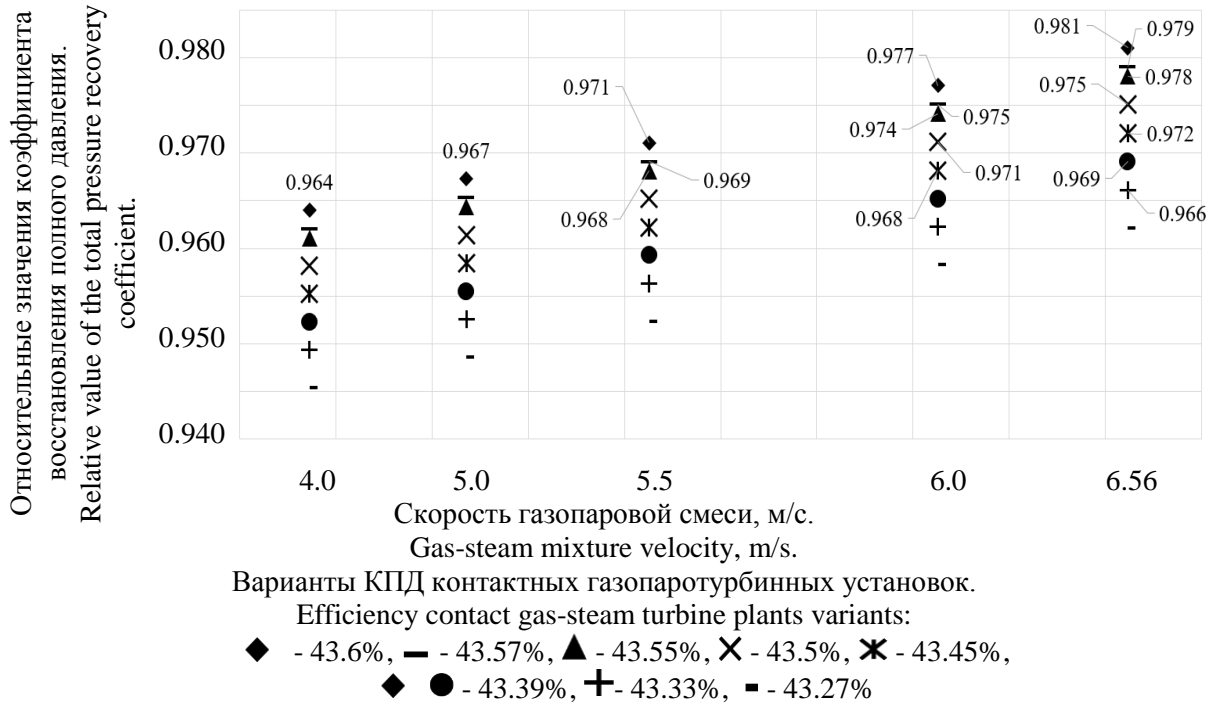


Рис. 6. Зависимость коэффициента восстановления полного давления контактной газопаротурбинной установки от скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

Fig. 6. Dependence of the recovery factor of the total pressure of the contact gas-steam turbine plant on the velocity of the gas-steam mixture in the contact condenser.

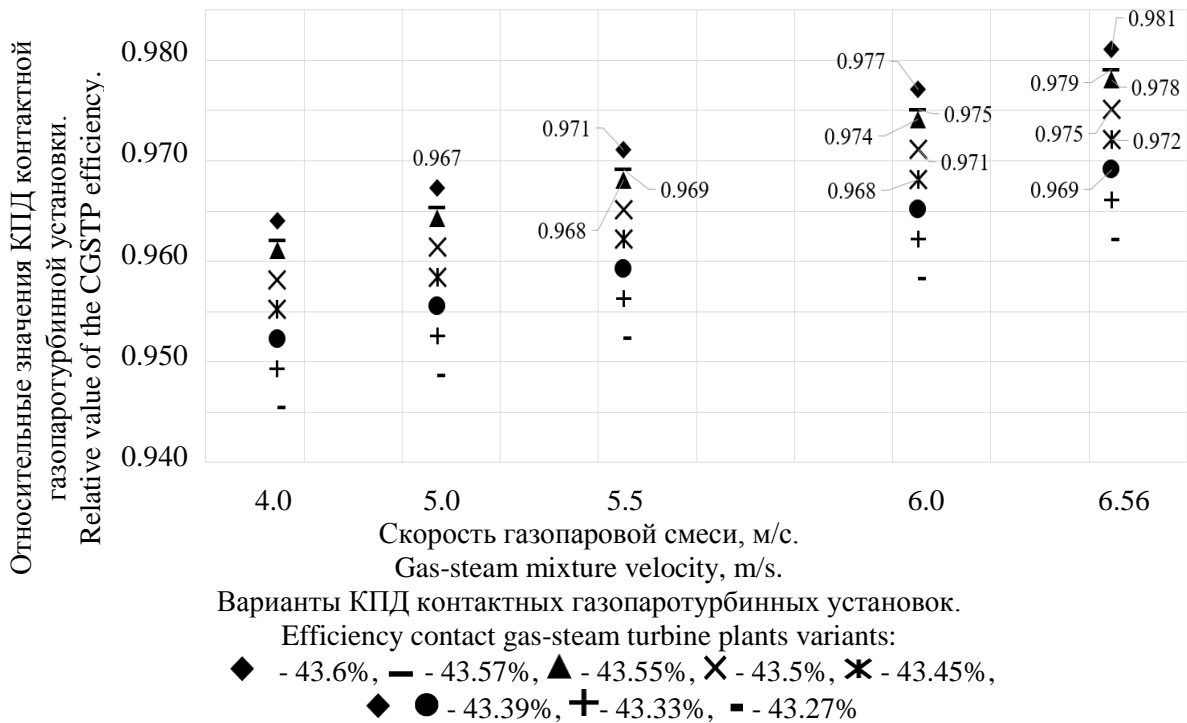


Рис. 7. Зависимость КПД контактной газопаротурбинной установки от скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе.

Fig. 7. Dependence of the efficiency of a contact gas-steam turbine plant on the velocity of a gas steam mixture in a contact condenser.

Полученные результаты свидетельствуют о возможном снижении габаритов контактного конденсатора контактной газопаротурбинной установки для:

варианта 1 при скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе 5 м/с и коэффициентом восстановления давления выше 0,967;

вариантов 1-3 при скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе от 5,5 м/с до 6,56 м/с и коэффициентом восстановления давления выше 0,968;

вариантов 1-4 при скорости газопаровой смеси в связаны с использованием буровых установок и добывающих платформ выше 0,969.

При неизменных массогабаритных показателях газотурбинного двигателя, котла-утилизатора, вспомогательных систем, охладителей оборотной воды увеличение входной скорости движения газопаровой смеси в контактном конденсаторе с 3,3 до 6 м/с позволяет обеспечить эффективность термогазодинамических процессов в нем и существенно уменьшить габариты и массу. Такое повышение скорости газопаровой

смеси в контактных конденсаторах приводит к снижению КПД контактной газопаротурбинной установки до 0,3% абсолютных с незначительным уменьшением ее удельной мощности. Однако незначительные уменьшения КПД и удельной мощности энергетической установки компенсируется ощутимым снижением ее массогабаритных показателей. Об этом свидетельствуют результаты расчетов массогабаритных показателей контактного конденсатора и установки в целом, представленные в таблице 1.

Последнее особенно важно для энергетических установок на объектах морской инфраструктуры. Разведка, освоение и эксплуатация залежей полезных ископаемых на морском шельфе связаны с использованием буровых установок и добывающих платформ с транспортными системами. Энергетическая насыщенность этих объектов и их удельные массогабаритные показатели сопоставимы с аналогичными показателями судовых энергетических установок.

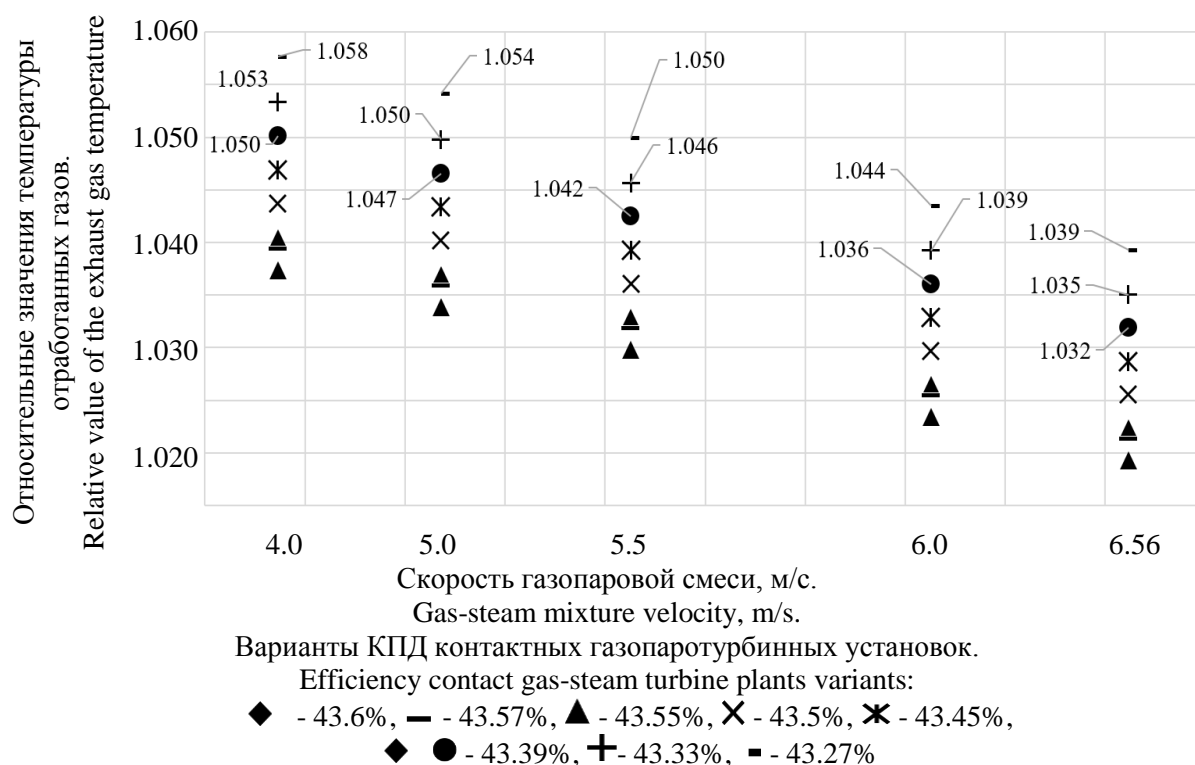


Рис. 8. Зависимость относительной температуры отработанных газов от скорости ГПС в контактном конденсаторе

Fig. 8. Dependence of the relative temperature of the exhaust gases on the velocity of the gas-vapor mixture in the contact condenser.

Таблица 1.
(Table 1)

Результаты изменения массогабаритных показателей КК при скорости вылета капель 10 м/с.
(The results of changes in the mass and dimension indexes of the direct contact condenser)

Скорость газопаровая смесь на входе в контактный конденсатор (w), м/с (Velocity of the gas steam mixture at the inlet of the direct contact condenser (w), m / s)	3.3	4.0	5.0	5.5	6.0
Площадь насадки, м ² (Nozzle area, m ²)	17.1	14.2	11.4	10.3	9.5
Объемный расход из многофорсуночного оросительного устройства ($G_{вод}$), кг/с (Volumetric flow rate from a multi-nozzle irrigation device (G_w), kg/s)	137.8	137.8	137.8	136.3	133.0
Объемная величина сконденсированной влаги за единицу времени ($G_{кон}$), кг/с (Volumetric value of condensed moisture per unit of time (G_{con}), kg/s)	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
Суммарное количество отводимой воды в единицу времени ($G_{сум}=G_{вод}+G_{кон}$), кг/с (The total amount of discharged fluid per unit of time ($G_{tot} = G_w + G_{con}$), kg/s)	143.3	143.3	143.3	141.8	138.5
Масса охлаждаемой воды ($M_{оро}$), кг The mass of the liquid to be cooled (M_{oro}), kg	30.1	30.7	30.7	30.3	29.6
Масса сухого контактного конденсатора ($M_{сух}$), кг Dry contact capacitor weight (M_{dry}), kg	8000	6643	5333	4819	4444
Суммарная масса воды ($M_{воды}$), кг (Total mass of water (M_w), kg)	2565	2130	1710	1545	1425
Полная масса контактного конденсатора с охлаждающей водой ($M_{пол}=M_{сух}+M_{оро}$), кг (Full mass of the contact condenser with the cooling liquid ($M_{full} = M_{dry} + M_w$), kg)	10595	8804	6170	4243	2937
Суммарная масса двигателя, котла-утилизатора и контактного конденсатора (Total weight of the engine, waste heat boiler and direct contact condenser)	24095	22273	20543	19864	19369

Закключение

1. Согласно результатам математического моделирования, максимальный возврат воды в контактном конденсаторе с многофорсуночным оросительным устройством обеспечивается рациональным орошением при диаметрах капель от 0,3 до

0,4 мм и начальной их скорости от 5 до 10 м/с.

2. С увеличением скорости газопаровой смеси до 6 м/с и рациональным орошением увеличивается сопротивление в насадке контактного конденсатора до 2-х раз и при этом наблюдается увеличение суммарной величины отведенной теплоты до 11% с

увеличением возврата воды на 13% относительно эксплуатируемого контактного конденсатора при скорости газопаровой смеси до 3 м/с.

3. Повышение скорости газопаровой смеси в контактном конденсаторе приводит к снижению КПД контактной газопаротурбинной установки до 0,3% абсолютных с незначительным уменьшением ее удельной мощности.

4. При неизменных массогабаритных показателях газотурбинного двигателя, котла-утилизатора, вспомогательных систем, охладителей оборотной воды увеличение входной скорости движения газопаровой смеси в контактном конденсаторе с 3.3 до 6 м/с позволяет обеспечить эффективность термодинамических процессов и уменьшить его массогабаритные показатели до 19% установки в целом.

Литература (References)

[1] Kuznetsova S.A., Izbash V.I., Kucherenko O.S. Turbotekhnologii Dlya Energoberezheniya na Gazokompressornykh Stantsiyakh GTS Ukrainy [Turbotechnologies for Power Savings at gas Compressor Stations GTS of Ukraine]. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2010, vol. 3, no. 45, pp. 37-40. (In Russian).

[2] Isakov B.V., Kryvutsa V. A., Movchan S.N., Stepanets B. P., Fylonenko A. A., Pervye Itogi Opytno-promyshlennoy Eksploatatsii GPU – 16k "Vodolei" na Kompessornoy Stantsii Stavishchenskaya Magistral'nogo Gazoprovoda [The First Results of the Pilot-Industrial Operation of GPU – 16K "Aquarius" at Stavishchensky Compressor Station of the Main Gas Pipeline], *Naukovi pratsi*, vol. 41, no. 28. pp. 168-171. (In Russian).

[3] Chobenko V. [Features of Developing Steam Injected Gas Turbines]. *Doosan Heavy Industries & Construction "The 4-th Korea-Ukraine Gas Turbine Technology Symposium"* [Doosan Heavy Industries & Construction "The 4-th Korea-Ukraine Gas Turbine Technology Symposium"]. Daejeon, Korea, 2007, pp. 150-161.

[4] Dikiy M.O., Solomakha A.S., Suzdalskaya E.I. Gas-Steam Turbine Technology «Aquarius» for Combined Electrical and Heat Energy Generation. *Energy Technology and Resource Conservation*, 2012, vol. 3, pp. 30-33.

[5] Carapellucci R., Milazzo A. Repowering Combined Cycle Power Plants by a Modified STIG Configuration. *Energy Conversion and Management* 2007, vol. 48, pp. 1590–1600.

[6] Heyena G, Kalitventze B. A Comparison of

Advanced Thermal Cycles Suitable for Upgrading Existing Power Plant. *Applied Thermal Engineering*, 1999; vol. 19, pp. 227–237.

[7] Carapellucci R, Milazzo A. *Scheme of Power Enhancement for Combined Cycle Plants Through Steam Injection*. International Patent (PCT) Application No. PCT/IT2006/000332, 2006.

[8] Wang F.J., Chiou J.S. Performance Improvement for a Simple Cycle Gas Turbine GENSET – a Retrofitting Example. *Applied Thermal Engineering*, 2002, vol. 22, pp. 1105–1115.

[9] Cheng D.Y. *Regenerative Parallel Compound Dual-Fluid Heat Engine*. US Patent, no. 4128994, 1978.

[10] Directive 2010/75/eu. Directive 2010/75/eu of the European Parliament and of the Council of 24 November 2010 on Industrial Emissions. Integrated Pollution Prevention and Control, 2010.

[11] Ziolkowski P. Thermodynamic Analysis of Low-Emission Cycle Gas-Steam Turbine with Use Oxy Combustion. *Wspolczesne technologie i konwersja energii*, 2012, pp. 403-410.

[12] Ziolkowski P., Lemański M., Badur J., Nastalek L. Power Augmentation of PGE Gorzow's Gas Turbine by Steam Injection – Thermodynamic Overview. *Rynek Energii*, 2012, vol. 98. no. 1, pp. 161–167.

[13] Poullikkas A. An Overview of Current and Future Sustainable Gas Turbine Technologies. *Renewable and Sustainable Energy*, 2005, no.9, pp. 409–443. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2004.05.009>

[14] Jesionek K., Chrzczonowski A., Ziolkowski P., Badur J., Zakrzewski W. Power Enhancement of the Brayton Cycle by Steam Utilization. *Archives of Thermodynamics*, 2012, vol. 33, no. 3, p p . 39-50.

[15] Jesionek K., Chrzczonowski A., Ziolkowski P., Badur J., W. Enhancement of the Brayton Cycle Efficiency by Water or Steam Utilization. *Transactions of the Institute of fluid-flow machinery*, 2012, no. 123, pp. 93-109.

[16] Cheng D.Y., Nelson Nelson A.L.C. The Chronological Development of Cheng Cycle Steam Injected Gas Turbine During the Past 25 years. *ASME Paper GT*, 2002, pp. 30119-30127

[17] Bouam A., Aissani S., Kadi R., Combustion Chamber Steam Injection for Gas Turbine Performance Improvement During High Ambient Temperature. *Gas Turbines Power*, 2008, vol. 130, no. 4, pp. 10.

[18] Bouam A., Aissani S., Kadi R., Gas Turbine Performances Improvement using Steam Injection in the Combustion Chamber under Sahara Conditions. *Oil & Gas Science and Technology*, 2008, vol. 63, no. 2, pp. 251-261.

- [19] Nishida K., Takagi T. Regenerative Steam Injection Gas-Turbine Systems. *Applied Energy*, 2005, vol. 81, pp. 231-246.
- [20] Sanjay, O. Singh, B. N. Prasad. Thermodynamic Performance of Complex Gas Turbine Cycles. *International Joint Power Generation Conference*, Phoenix, 2002, pp. 1-7.
- [21] Carcasci C., Facchini B., Harvey S. Design and off-Design Analysis of a CRGT Cycle Based on the LM 2500-Stig Gas Turbine. Presented at the International Gas Turbine & Aero Engine Congress & Exhibition, Stockholm, 1998, pp. 1-9.
- [22] Darwish M.A., Fatimah M. A. A., Bin Amer A. O., Combining the Nuclear Power Plant Steam Cycle with Gas Turbines. *Energy*, 2010, vol. 35, no. 12, pp. 4562-4571
- [23] Burunsuz K.S., Kuklinovsky V. V., Serbin S. I., Investigations of the Emission Characteristics of a Gas Turbine Combustor with Water Steam Injection. *Refrigeration Engineering and Technology*, 2019, pp. 77-83. doi: 10.15673/ret.v55i2.1356
- [24] Serbin S., Mostipanencko A., Matveev I. Investigation of the Working Processes in a Gas Turbine Combustor with Steam Injection. Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference AJTEC2011, USA, 2011, pp. 1-6.
- [25] Janusz Badur, Paweł Ziołkowski, Tomasz Kowalczyk, Mateusz Bryk. Twenty Years of the First Combined Cycle Gas Turbine in Poland and What's Next? *Energrytyka*, 2018, pp. 609-611.
- [26] H. Haselbacher. Performance of Water/Steam Injected Gas Turbine Power Plants Consisting of Standard Gas Turbines and Turbo Expanders. *Int. J. Energy Technology and Policy*, 2005, vol. 3, no.1, pp. 12-23.
- [27] Jonson M., Yan J. Humidified Gas Turbine — a Review of Proposed and Implemented Cycles. *Energy*, 2005, vol. 30, pp. 1013–1078.
- [28] H. B. Nguyen, A. den Otter. Development of Gas Turbine Steam Injection Water Recovery (SIWR) System. *Canada Transactions of the ASME*, 1994, vol. 116, pp. 69-74.
- [29] Kuznetsova S.A., Opyt Eksploatatsii i Perspektivy Sovershenstvovaniya Sistemy Okhlazhdeniya Kontaktnogo Kondensatora dlya Kontaktnoi Gazoparoturbinnoi Ustanovki [Operating Experience and Prospects for Improving the Cooling System of a Contact Condenser of a Contact Steam-Gas Turbine Plant]. *Industrial Heat Engineering, Institute of Engineering Thermophysics of NAS of Ukraine*, 2007, vol. 29, no. 7, pp. 135-138. (In Russian).

Сведения об авторах.



Борцов Александр Сергеевич,
Соискатель НУК им. адмирала Макарова. Область научных интересов: контактные газопаротурбинные установки.
E-mail: oleksandr.bortsov@nuos.edu.ua



Шевцов Анатолий Павлович,
д.т.н., проф., НУК им. адмирала Макарова. Область научных интересов: термогазодинамическое совершенствование и экологическая безопасность энергетических установок
E-mail: aootnet.@ukr.net

Matrix Method for Modelling of Multicomponent and Multistream Energy Systems and Installations of Thermal Power Plants

Barochkin A.E.

Ivanovo State Power Engineering University
Ivanovo, Russian Federation

Abstract. The aim of this work is to increase the operational efficiency of the multicomponent multithreaded power units and systems of the TPP using modeling, calculation and optimization. The goal is achieved by solving the following tasks: development of the tasks' classification system and a unified methodology for the mathematical description of energy formation and mass flows' processes in multicomponent and multithreaded power units of the TPP; development of a model of a steam turbine power unit; development of a model of heat and mass transfer processes in multi-stage multistream multiphase systems. The most significant results obtained were: the developed unified methodology for the matrix description of the processes of energy and mass flows' formation in multicomponent multistream energy systems of the TPP. Within the framework of the proposed methodology, a model of a steam turbine power was developed; model solutions were obtained and analyzed in order to calculate the energy characteristics of a heating turbine unit, the reliability and validity of the proposed approach was shown, a mathematical model of multistream multi-stage heat exchange systems were developed. The significance of the results obtained consisted in the development of a simple but informative mathematical model of a thermal power plant turbine generator and a model of multistream multi-stage heat exchange systems, each stage of which can have an arbitrary number of input and output flows with a possible phase transition in heat carriers.

Keywords: matrix methodology of modeling, phase transition, classification of problems, contact apparatus, multicomponent multistream systems, inverse problem, numerical experiment.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.06>

UDC: 621.165

Metoda matriceală la modelarea sistemelor și instalațiilor energetice cu multe fluxuri și multe componente la centralele termoelectrice

Barocikin A.E.

Universitatea de Stat de Energetică din Ivanovo
Ivanovo, Federația Rusă

Rezumat. Scopul lucrării este de a crește eficiența funcționării centralelor termoelectrice (CTE) și a sistemelor cu multe fluxuri și multe componente prin modelarea, calculul și optimizarea acestora. Acest obiectiv este atins prin soluționarea următoarelor sarcini: elaborarea unui sistem de clasificare a sarcinilor și a unei metodologii unificate pentru descrierea matematică a proceselor de formare a fluxurilor de energie și masă în instalațiile energetice cu multe fluxuri și multe componente a CTE, elaborarea, în cadrul metodologiei propuse, a unui model de instalație cu turbină cu abur și a unei abordări unificate pentru a descrie o CTE ca un sistem energetic cu multe fluxuri; elaborarea unui model de procese de transfer de căldură și masă în sisteme multi-fazice multi-flux cu mai multe trepte, fiecare treaptă poate avea un număr arbitrar de fluxuri de intrare și de ieșire. Cele mai semnificative rezultate științifice sunt: elaborarea metodologiei unificate pentru descrierea matriceală a proceselor de formare a fluxurilor de energie și masă în sisteme energetice multicomponente și cu multe fluxuri și instalații CTE. Importanța rezultatelor obținute constă în elaborarea unui model matematic simplu, dar informativ, al unui turbogenerator CTE și a unui model al sistemelor de schimb de căldură cu mai multe fluxuri în mai multe trepte, unde fiecare treaptă poate avea un număr arbitrar de fluxuri de intrare și de ieșire cu un posibil tranziție de fază în agenții termici, disponibile pentru utilizare directă în practica inginerescă. Algoritmul propus de construcție a modelului poate fi aplicat eficient la actualizarea caracteristicilor energetice a turbogeneratoarelor și la soluționarea sarcinilor de proiectare a sistemelor de transfer de masă și căldură și a aparatelor de contact.

Cuvinte-cheie: metodologie, model matriceal, clasificare, codificare, instalație cu turbină cu abur, tranziție de fază, sisteme cu multe fluxuri și multe componente, experiment numeric.

Матричный метод при моделировании многокомпонентных и многопоточных энергетических систем и установок ТЭС

Барочкин А.Е.

Ивановский государственный энергетический университет
Иваново, Российская Федерация

Аннотация. Целью работы является повышение эффективности функционирования многокомпонентных многопоточных энергетических установок и систем ТЭС путем их моделирования, расчета и оптимизации. Поставленная цель достигается путем решения следующих задач: разработка системы классификации задач и единой методологии математического описания процессов формирования энерго- и массопотоков в многокомпонентных и многопоточных энергетических установках ТЭС; разработка в рамках предложенной методологии модели паротурбинной установки и единого подхода к описанию ТЭС как многопоточной энергетической системы; разработка модели процессов теплообмена в многоступенчатых многопоточных многофазных системах, каждая ступень которых может иметь произвольное число входных и выходных потоков. Наиболее существенными научными результатами являются: разработана единая методология матричного описания процессов формирования энерго-и массопотоков в многокомпонентных многопоточных энергетических системах и установках ТЭС. В рамках предложенной методологии разработаны модель паротурбинной установки и единый подход к математическому описанию ТЭС как многопоточной энергетической системы; получены и проанализированы решения модели с целью построения энергетических характеристик теплофикационного турбоагрегата, выполнено сравнение результатов расчета с энергетическими характеристиками действующего турбоагрегата, показана достоверность и обоснованность предложенного подхода. Разработана математическая модель многопоточных многоступенчатых теплообменных систем, каждая ступень которых может иметь произвольное число входных и выходных потоков. Значимость полученных результатов состоит в разработке простой, но информативной математической модели турбогенератора ТЭС и модели многопоточных многоступенчатых теплообменных систем, каждая ступень которых может иметь произвольное число входных и выходных потоков с возможным фазовым переходом в теплоносителях, доступной для непосредственного использования в инженерной практике. Предложенный алгоритм построения модели может эффективно применяться при актуализации энергетических характеристик турбоагрегатов и решении задач проектирования теплообменных систем и контактных аппаратов.

Ключевые слова: методология, матричная модель, классификация, кодификация, паротурбинная установка, фазовый переход, многокомпонентные многопоточные системы, численный эксперимент.

ВВЕДЕНИЕ

Традиционно задачи теплопередачи решаются применительно к двухпоточным системам, в которых теплообмен осуществляется между горячим и холодным теплоносителями [1-6]. Однако наряду с двухпоточными системами нередко встречаются многопоточные системы, в которых число потоков теплоносителей составляет три и более [7-9]. Кроме этого каждый поток энергоносителей может состоять из нескольких компонентов. В качестве компонентов понимаются различные фазовые состояния одного вещества (например, вода и пар) или разные компоненты смеси, отличающиеся физическими или химическими свойствами (крупностью зерен для сыпучих материалов или разными температурами кипения смеси жидкостей) [10-18].

Несмотря на большое количество работ, посвященных моделированию процессов теплообмена [19-23], в них не рассматривается многокомпонентность теплоносителей.

В энергетике, в пищевой и нефтехимической отраслях промышленности, часто в теплообменных процессах, участвуют многокомпонентные теплоносители, теплофизи-

ческие свойства компонентов которых существенно различаются. Для проведения тепло-технических расчетов с такими смесями обычно выполняется усреднение значений теплофизических параметров компонентов. Например, воздух при проведении тепловых расчетов считается газом со своей плотностью и теплоемкостью.

Однако в ряде технологий на основе различия теплофизических свойств, в частности, различия температуры кипения компонентов реализуются процессы по разделению этих компонентов, например, при перегонке или ректификации продуктов в пищевой и нефтехимической промышленности. В этом случае именно различия в теплофизических свойствах каждого компонента необходимо учитывать при расчете теплообменных процессов.

Наконец вся тепловая схема ТЭС может рассматриваться как многопоточная система с обменом между ее подсистемами потоками разного вида энергии: химической, тепловой, механической, электрической. Развитие и совершенствование энергосберегающих технологий в современных теплообменных систе-

мах, включающих большое число подсистем и связей между ними, во многом сдерживается отсутствием методов расчета и современных компьютерных комплексов, позволяющих адекватно прогнозировать состояние таких систем во всем диапазоне нагрузок оборудования.

Представление на единой методологической основе трансформации энергии на тепловой станции открывает перспективу построения актуальных энергетических характеристик оборудования при использовании ограниченного объема экспериментальных данных.

Кроме этого единый подход к моделированию процессов трансформации энергии позволяет проводить оптимизацию функционирования оборудования.

Таким образом, развитие методов моделирования многопоточных теплообменных аппаратов на случай описания многокомпонентных многопоточных теплообменников является актуальной задачей для энергетической и смежных отраслей промышленности.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Для систематизации существующих задач и моделей теплообменных процессов проведен анализ опубликованных данных [1, 3-29]. Классификация задач выполнена по четырем признакам: число компонентов, число потоков, число ступеней в анализируемой системе, наличие возможного перехода между компонентами. По числу компонентов выделяются однокомпонентные и многокомпонентные системы. По числу потоков теплоносителей системы подразделяются на однопоточные, двухпоточные и многопоточные.

По признаку числа ступеней системы классифицируются на одноступенчатые и многоступенчатые. К многоступенчатым [3] будем относить системы, которые включают две и более ступеней. Кроме этого при классификации задач рассматривается признак возможного перехода одного компонента в другой, что на практике может быть реализовано при фазовых переходах или при переходе крупных фракций в мелкие при измельчении сыпучего материала. Дополнительно для теплообменных систем предложена система их кодификации. Система кодификации построена следующим образом: код состоит из чисел, разделенных точками: первое слева число кода показывает количество компонен-

тов, второе – количество потоков, третье – количество ступеней, а четвертое – наличие (1) или отсутствие (0) возможного перехода между компонентами. Например, код задачи 1.1.1.0 показывает, что моделируемая система однокомпонентная, однопоточная, одноступенчатая при отсутствии возможных переходов между компонентами. Ранее [3] рассмотрены матричные модели для однокомпонентных двухпоточных одноступенчатых систем (код задачи 1.2.1.0) и для многоступенчатых (m ступеней) двухпоточных систем (код задачи 1.2. m .0). Для однокомпонентных трехпоточных одноступенчатых и многоступенчатых, систем код задачи представляется в виде 1.3.1.0 и 1.3. m .0 соответственно.

Предложенная система классификации и кодификации позволяет более четко определить тип задач и ориентироваться в степени ее изученности.

Предлагаемая методология для разработки математических моделей технологических систем основана на использовании матричного подхода, который хорошо себя зарекомендовал при решении целого ряда научных и практических задач [3]. Следует отметить, что данный подход целесообразно использовать для описания систем, которые могут быть охарактеризованы аддитивными определяющими систему параметрами, для которых могут быть записаны балансовые соотношения в виде закона сохранения.

Суть методологии и алгоритм построения математической модели в рамках этой методологии рассмотрим на ряде примеров новых задач или известных задач, сформулированных для новых условий или новых объектов.

В качестве первого примера рассматривается описание паротурбинной установки и единого подхода к математическому описанию ТЭС с целью построения энергетических характеристик теплофикационного турбоагрегата типа ПТ с производственным и теплофикационным отборами пара. Модель строится для многопоточной многокомпонентной энергетической системы с возможной трансформацией одного вида энергии в другой.

Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки представлена на рис. 1,а. Топливо (F) поступает в котел (SB), где при сжигании химическая энергия топлива преобразуется в тепловую энергию пара. Пар из котла подается в паровую турбину (ST), где тепловая энергия пара трансформируется в

механическую энергию вращения лопаток ротора турбины.

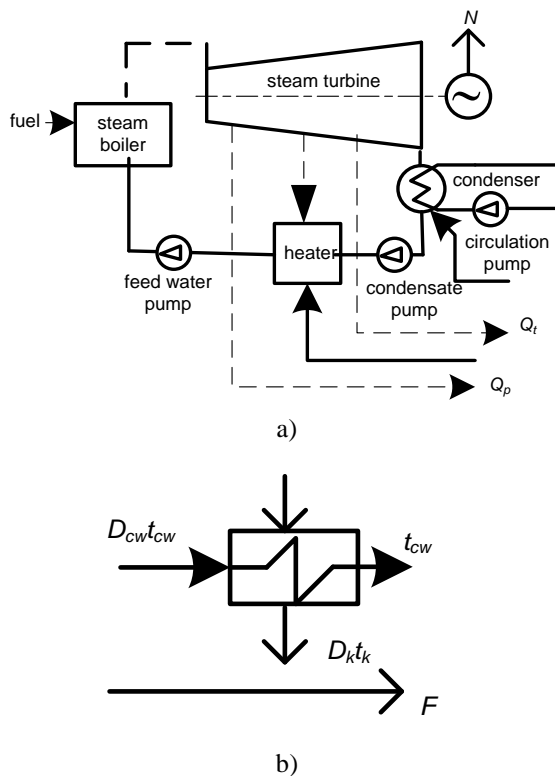


Рис.1. Принципиальная тепловая схема паротурбинной установки типа ПТ (а) и расчетная схема модели конденсатора (б).

Fig.1. A schematic thermal diagram of a PT type turbine unit (a) and a design diagram of a condenser model (b).

В турбогенераторе энергия вращения преобразуется в электрическую энергию. В конденсаторе (С) происходит конденсация отработавшего в турбине пара. Образовавшийся конденсат пара подается конденсатным насосом (P) в регенеративный подогреватель (Н), в котором происходит его нагрев паром, поступающим из нерегулируемого отбора турбины. Система регенеративного подогрева питательной воды представлена на рис. 1,а только одним смешивающим подогревателем. После регенеративного подогрева питательная вода прокачивается питательным насосом (FP) в паровой котел. Из регулируемых отборов турбины пар направляется на производственные нужды (тепловая мощность Q_p) и теплофикацию (тепловая мощность Q_t). В схеме учтен возврат конденсата пара производственного отбора в регенеративный подогреватель. Конденсат пара теплофикационного отбора возвращается в конденсатор.

Для разработки уточненной матричной модели с учетом принципиальной тепловой

схемы рис. 1,а строится расчетная схема модели конденсатора, представленная на рис. 1,б. При конденсации пара в конденсаторе температура пара, которая и определяет конечное давление в конденсаторе, считается для выделенного режима постоянной ($t_k = \text{const}$), но может варьироваться в зависимости от нагрузки. В качестве определяющей координаты процесса конденсации выбирается поверхность теплообмена F (рис. 1,б). Для описания состояния пара при его конденсации используется степень сухости x , которая показывает массовую долю пара в пароводяной смеси. При фазовом переходе в горячем теплоносителе из баланса теплоты, составленного для холодного и горячего теплоносителей [3], получена система дифференциальных уравнений, описывающая изменение степени сухости горячего (x) и температуры холодного (t_{cw}) теплоносителей вдоль поверхности теплообмена.

$$\begin{cases} \frac{dx}{dF} = -a_1(t_k - t_{cw}) \\ \frac{dt_{cw}}{dF} = a_2(t_k - t_{cw}) \end{cases}, \quad (1)$$

где $a_1 = k/rD_k$; $a_2 = k/cD_{ue}$; F - поверхность нагрева; x - степень сухости пара; k - коэффициент теплопередачи; r - удельная теплота парообразования, c - удельная теплоемкость; D_k - расход пара в конденсатор; D_{ue} - расход циркуляционной воды.

Для заданных начальных условий: $F = 0$, $x = x_0$, $t_{cw} = t_{cw0}$, решение системы (1) относительно температуры охлаждающей воды принимает вид

$$t_{ue} = t_k - (t_k - t_{ue0}) \exp(-a_2 F).$$

Приравняв теплоту нагрева воды $D_{cw}c(t_{cw} - t_{cw0})$ теплоте конденсации пара $D_k(i_k - i_{ks})$, записывается баланс энергии

$$D_k(i_k - i_{ks}) = D_{cw}c(t_k - t_{cw0})(1 - \exp(-a_2 F)), \quad (2)$$

где i_k , i_{ks} - энтальпия пара и конденсата.

Ранее при разработке базовой модели турбоустановки сделаны следующие упрощения и допущения: один котел снабжает паром одну турбоустановку; котел представляет собой рекуперативный теплообменник, в котором вода нагревается, испаряется, а пар перегре-

вается; КПД брутто котла считаем известным; система регенеративного подогрева питательной воды включает один смешивающий подогреватель.

При разработке модели согласно расчетной схеме рис. 1,а записываются следующие балансовые уравнения: баланс энергии для котла; баланс энергии для турбины; баланс массы для турбины; баланс энергии для регенеративного подогревателя; баланс энергии для конденсатора; баланс энергии для производственного отбора пара; баланс энергии для теплофикационного отбора пара. Подробно эти уравнения рассмотрены ранее при разработке базовой модели. Принципиальное отличие предлагаемой модели заключается в

$$A = \begin{bmatrix} Q\eta_k & -(i_o - i_{fw}) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (i_o - i_p)\eta_t & (i_o - i_r)\eta_t & (i_o - i_t)\eta_t & (i_o - i_k)\eta_t & 0 \\ 0 & i_{pv} & -i_{ps} & -i_r & -i_{ks} & -i_{ks} & 0 \\ 0 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_k - i_{ks} & -D_{cw}c(1 - \exp(-a_2F)) \\ 0 & 0 & i_p - i_{ps} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & i_t - i_{ks} & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

здесь X – матрица-столбец искомым значений; X_v – матрица-столбец заданных величин; верхний индекс «'» означает транспонирование матрицы; A – матрица коэффициентов; D – расход теплоносителя; i – энтальпия; N – электрическая мощность; B – расход топлива; Q – удельная теплота сгорания топлива; Q_p , Q_t – производственная и теплофикационная нагрузки; η_t – произведение внутреннего относительного КПД проточной части турбины на электромеханический КПД турбоустановки; η_k – произведение КПД брутто котла на КПД теплового потока (учитывает потери теплоты при транспорте пара от котла до турбоустановки и питательной воды от турбоустановки до котла); индекс « o » относится к острому пару; « p » – производственному отбору; « t » – теплофикационному отбору; « r » – регенеративному отбору; « sw » – циркуляционному водоснабжению; « k » – конденсатору; « s » – состоянию насыщения; « fw » – питательной воде.

Решение системы (3), выполненное методом обращения матриц, позволяет определить вектор искомым параметров согласно выражению

введении в нее уравнения (2) для описания баланса энергии в конденсаторе.

Перечисленные выше семь балансовых соотношений с учетом (2) записываются в матричном виде

$$AX = X_v, \tag{3}$$

где

$$X = [B \ D \ D_p \ D_r \ D_t \ D_k \ t_k]',$$

$$X_v = [0 \ N \ 0 \ 0 \ -D_{cw}ct_{cw0}(1 - \exp(-a_2F)) \ Q_p \ Q_t]'$$

$$X = A^{(-1)} X_v, \tag{4}$$

где возведение матрицы A в степень (-1) означает ее обращение.

Для построения энергетических характеристик оборудования ТЭС [2,3] определяется удельный расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии q_t , ккал/(кВт·ч), который является величиной обратной абсолютному электрическому КПД турбоустановки η [3]:

$$\eta = N / (BQ\eta_k - Q_t - Q_p); \tag{5}$$

$$q_t = 3600 / (\eta \cdot 4,19) \tag{6}$$

Адекватность разработанной модели (1-6) проверяется на примере расчета энергетической характеристики турбины ПТ-65/75-130/13. Результаты расчетного анализа, проведенного в рамках предложенной модели (1-6), представлены на рис. 2 в виде интегральных энергетических характеристик турбоустановки

$$Q = q_t N = f(N),$$

где Q – общий расход тепловой энергии брутто турбоустановки на выработку электроэнергии.

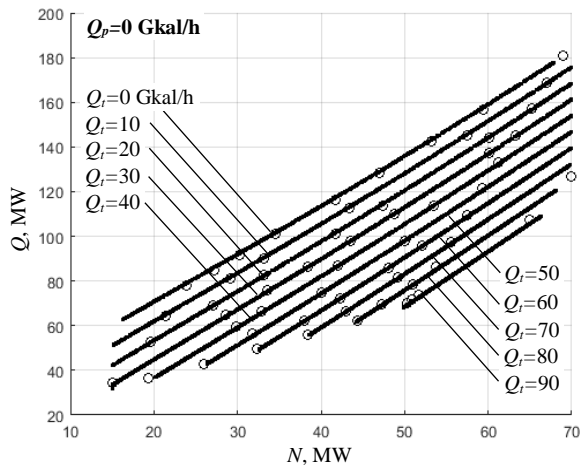


Рис.2. Энергетические характеристики турбины ПТ-65/75-130/13 для нагрузки производственного отбора $Q_p = 0$ и теплофикационной нагрузки $Q_i = [0\ 10\ 20\ 30\ 40\ 50\ 60\ 70\ 80\ 90]$ Гкал/ч [3].

Fig.2. Energy characteristics of the turbine PT-65/75-130/13 for the production extraction load $Q_p = 0$ and heating load values $Q_i = [0\ 10\ 20\ 30\ 40\ 50\ 60\ 70\ 80\ 90]$ Gcal/h [3].

Общий расход тепловой энергии для различных значений теплофикационной нагрузки и вырабатываемой электрической мощности вычисляется через произведение удельного расхода q_t , определенного согласно (4-6), умноженного на выработку электроэнергии N .

Энергетическая характеристика на рис. 2 построена для режима работы турбины с отсутствием отпуска пара из производственного отбора ($Q_p = 0$ Гкал/ч) и переменным отпуском пара из теплофикационного отбора ($Q_i = [0\ 10\ 20\ 30\ 40\ 50\ 60\ 70\ 80\ 90]$ Гкал/ч). Точками на рис. 2 показаны значения, принятые для данной турбины по данным нормативно-технической документации по топливоиспользованию ТЭЦ, линиями – результаты расчета.

Анализ приведенных результатов моделирования паротурбинной установки в рамках предложенной методологии показал, что учет в модели системы модели подсистемы конденсатора значимо влияет на качество моделирования по сравнению с базовой моделью.

Следующий пример использования матричной методологии моделирования рассмат-

ривается для тепломассообменных систем с произвольным числом входных и выходных потоков в каждую ступень.

Ранее получено решение задачи матричного описания многоступенчатых двухпоточных систем теплообменных аппаратов, каждая ступень которых представлена в виде четырехполюсника с двумя входными и двумя выходными потоками [3]. Однако на практике число потоков на входе и выходе аппарата может быть больше двух, так как помимо двух основных потоков холодного и горячего теплоносителей часто направляются дополнительные потоки, обусловленные дренированием, продувкой или аварийными режимами системы. Подача перечисленных потоков теплоносителей может производиться в разные точки теплообменного аппарата, что обуславливает разную эффективность анализируемых процессов.

Для разработки математического описания многопоточных многоступенчатых систем предлагается расчетная схема объекта исследования, представленная на рис. 3. На рисунке приведена обобщенная структура соединения n ступеней системы, при которой возможно соединение любых входных и выходных потоков при произвольном их числе для каждой ступени. На рисунке схематично показано формирование потока на входе в i -й элемент (ступень) установки. Более детально на рисунке показана связь между первой и i -ой ступенью. Так на вход в первый элемент подаются потоки теплоносителей, которые характеризуются набором аддитивных параметров $[X_0]_1$, в качестве которых рассматриваются потоки массы или энергии. Входные параметры обозначены индексом «0» внутри квадратных скобок, индекс «1» за скобками указывает к номер ступени. Процессы тепло-массобмена описываются матрицей процесса B . Выходные параметры ступени определяются уравнением $[X]_i = B_i[X_0]_1$. Для указания направления движения потоков после ступени формируется матрица коммутации K_{i1} , элементы которой показывают доли потоков теплоносителей, подаваемых из первой ступени в i -ю. При этом матричное произведение $K_{i1}B_i[X_0]_1$ определяет параметры потоков, подаваемых из первого элемента в i -й. Подача потоков в i -ю ступень может быть выполнена не только из первой ступени, но и из остальных ступеней системы, а также из внешних систем.

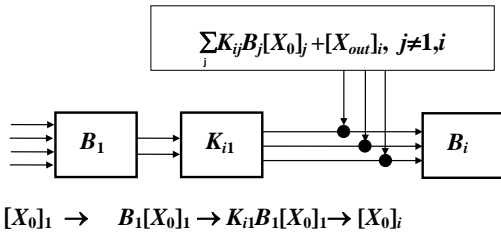


Рис.3. Расчетная схема формирования параметров потока на входе в *i*-й элемент многопоточной многоступенчатой теплообменной установки.

Fig.3. Calculation scheme for the formation of flow parameters at the input to the *i*-th element of a multi-flow multistage heat exchange plant.

Перечисленные потоки условно показаны в верхней части расчетной схемы на рис. 3. Входной вектор признаков для *i*-го элемента определится суммой значений аддитивных параметров смешиваемых на его входе потоков в узлах смешения, отмеченных на рисунке точками:

$$[X_0]_i = K_{i1}B_1[X_0]_1 + \dots + K_{in}B_n[X_0]_n + [X_{out}]_i, \quad (7)$$

где индекс «out» указывает на внешний поток теплоносителя, подаваемый в теплообменный аппарат.

Уравнения, аналогичные (7), записываются для каждой из *n* ступеней установки. В итоге формируется система уравнений

$$\begin{pmatrix} -I & K_{12}B_2 & \dots & K_{1n}B_n \\ K_{21}B_1 & -I & \dots & K_{2n}B_n \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_{n1}B_1 & K_{n2}B_2 & \dots & -I \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [X_0]_1 \\ [X_0]_2 \\ \dots \\ [X_0]_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -[X_{out}]_1 \\ -[X_{out}]_2 \\ \dots \\ -[X_{out}]_n \end{pmatrix} \quad (8)$$

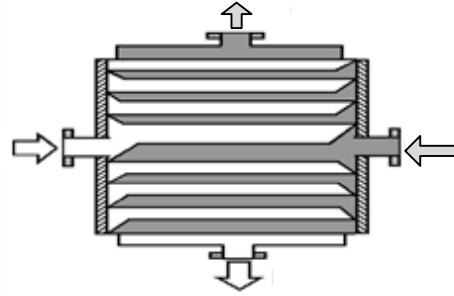
где *I* – единичная матрица.

Решение системы уравнений (8) позволяет найти значения параметров теплоносителей в любом элементе системы.

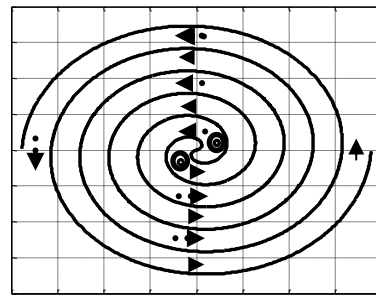
Вид матрицы процесса *B* для описания теплообмена в двухпоточной ступени как с учетом, так и без учета фазового перехода в теплоносителях подробно рассматривается в работе [3].

Для иллюстрации возможности моделирования сложных многопоточных систем с помощью разработанного подхода, предлагается рассмотреть спиральный теплообменный аппарат, представленный на рис. 4. Сложность моделирования теплопередачи в спиральном

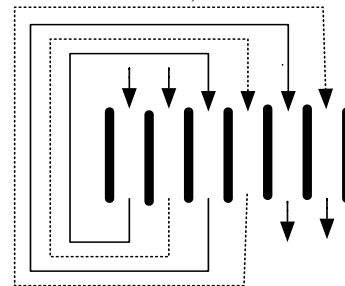
теплообменном аппарате заключается в необходимости учета передачи тепловой энергии от анализируемого потока сразу двум соседним теплоносителям, расположенным внутри и снаружи анализируемого потока (рис. 4,б).



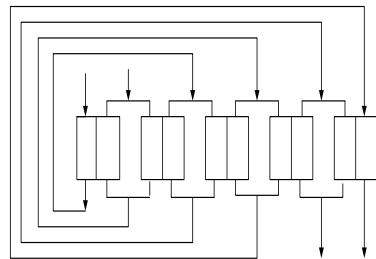
a)



b)



c)



d)

Рис.4. Вид спирального теплообменного аппарата (а), схема потоков (б), модельное представление схемы потоков (с), эквивалентная расчетная структура потоков в виде четырехполюсников (д).

Fig.4. View of the spiral heat exchanger (a), flow diagram (b), model representation of the flow diagram (c), equivalent calculated flow structure in the form of four-port connections (d).

Для использования матричной методологии для описания спирального теплообменного аппарата на рис. 4 приведен алгоритм приведения расчетной схемы теплообменника к виду, для которого можно применить уравнение (8) при построении матричных моделей.

Аппарат условно разрезается вдоль радиуса, разворачивается и представляется в виде эквивалентной схемы пластинчатого теплообменника на рис. 4,с. Ввиду разных радиусов разворачиваемых окружностей пластины эквивалентного теплообменника имеют разную площадь теплообмена.

ВЫВОДЫ

1. Разработана система классификации и кодификации задач и методология математического описания процессов формирования потоков энергии и массы в многокомпонентных и многопоточных энергетических установках ТЭС, позволяющая адекватно определять новизну и значимость решаемых задач для повышения эффективности функционирования энергетических систем;

2. Разработана в рамках предложенной методологии модель паротурбинной установки и единый подход к описанию ТЭС как многопоточной энергетической системы, показано, что учет в модели системы модели подсистемы конденсатора значимо влияет на адекватность модели во всем диапазоне нагрузок оборудования и позволяет актуализировать вид энергетических характеристик при ограниченном объеме экспериментальных данных;

3. Разработана математическая модель многопоточных многоступенчатых теплообменных систем, каждая ступень которых может иметь произвольное число входных и выходных потоков; что позволяет оптимизировать системы со сложной структурой связей между подсистемами по выбранной целевой функции.

4. Пример использования матричной методологии рассмотрен при моделировании спирального теплообменника, в котором каждый поток контактирует с двумя другими потоками теплоносителя через внутреннюю и внешнюю для него стенки, что обеспечивает возможность выбора оптимальных конструктивных и режимных параметров при проектировании и эксплуатации теплообменного оборудования.

Литература (References)

- [1] Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teplopodobacha* [Heat transfer]. - M.: Energoatom-Publishing House, 1981.
- [2] Nazmeev Yu.G., Lavygin V.M. *Teplodobmennye Apparaty TES* [Heat Exchangers of TPPCHP]. - M.: Energoatom-Publishing House, 1981.
- [3] Zhukov V.P., Barochkin E.V. *Sistemnyi Analiz Energeticheskikh Teplomassobmennyykh Ustanovok* [System Analysis of Energy Heat and Mass Exchange Plants]. Ivanovo: IGEU, 2009.
- [4] Zarzycki R. *Heat Exchange and Mass Transfer in Environmental Engineering*. Warsaw, WNT, 2005.
- [5] Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Ganic J.P. *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, second ed.- New York: McGraw-Hill, 1985.
- [6] Raghuraman J., Mohan V. *Markov Chain Model for the Residence Time and Contact Time Distributions in Packed Beds*. *Chemical Engineering Science*, 1975, vol. 30, pp. 549-553.
- [7] Flavio K., Raquel Y. *Experimental and Numerical Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger*. *Chemical Engineering Science*, 2006, vol. 61, pp. 7133-7138.
- [8] Cave G.D., Giudici M., Pedrocchi E., Pesce G. *Study of Fluid Flow Distribution Inside Plate Heat Exchangers by Thermographic Analysis*. 1983.
- [9] Cubillas P.R., Pérez-Lombard R. *Transient Heat Conduction in Multi-Layer Walls: An efficient Strategy for Laplace's Method*. *Energy and Buildings*, 2010, vol. 42. pp. 541-546.
- [10] PFR Engineering Systems, *Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Dry Towers Extended Surfaces. Part II: DATA Analysis and Correlation*. Calif. Marina del Rey: PFR, Rapport d'étude no. BNWL-BFR-7-102, 1976.
- [11] Butterworth D. *Condensation of vapor mixtures* H.E.D.H. Handbook, Dusseldorf Hemisphere Publishing Corporation, 1983.
- [12] Colburn A.P., Drew T.B. *An Experimental Approach Based on Inverse Heat Conduction Analysis for Thermal Characterization of Phase Change Materials*. *Thermochimica Acta*, 2020, vol. 685, March, 178540.
- [13] Almeida A.P., Naveira-Cotta C.P., Cotta R.M. *Transient Three-Dimensional Heat Conduction in Heterogeneous Media: Integral Transforms and Single Domain Formulation*. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2020, vol. 117, October, 104792.
- [14] Marlin F. *Condensation in the Presence of Uncondensable in the Environment of a Bundle of Tubes, Application to the Study of a Tube Exchanger*. Grenoble, C.E.N. de Grenoble, S.T.T.L.P.M.L., Internship Report no. 88/07/ A, 1988.

- [15] Collier J.G. Convective Boiling and Condensation, Second ed., McGraw-Hill International Book Company Limited, Maidenhead, UK, 1981.
- [16] Krishna R., Standart G.L. A Multicomponent Film Model Incorporating a General Matrix Method of Solution to the Maxwell–Stefan Equations, *AIChE Journal*. 1976, vol. 22, pp. 383–399.
- [17] Tritscher P., Broadbridge P. A Similarity Solution of a Multiphase Stefan Problem Incorporating General Non-Linear Heat Conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1994, vol. 37, no. 14, pp. 2113–2121. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90312-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90312-3).
- [18] Agarwala S., Prabhu K.N. An Experimental Approach Based on Inverse Heat Conduction Analysis for Thermal Characterization of Phase Change Materials, *Thermochimica Acta*, 2020, vol. 685, March, 178540.
- [19] Grossmann I.E., Yeomans H., Kravanja Z., 1998, A Rigorous Disjunctive Optimization Model for Simultaneous Flowsheet Optimization and Heat Integration, *Computers & Chemical Engineering*, 22, 157–164.
- [20] Hasan M.M.F., Karimi I.A., Alfadala H.E., Grootjans H., 2009, Operational Modeling of Multistream Heat Exchangers with Phase Changes, *AIChE Journal*, 55, 150–171.
- [21] Kamath R.S., Biegler L.T., Grossmann I.E., 2012, Modeling Multistream Heat Exchangers with and without Phase Changes for Simultaneous Optimization and Heat Integration, *AIChE Journal*, 58, 190–204.
- [22] Georgiadis, M.C., Macchietto, S., 2000. Dynamic Modelling and Simulation of Plate Heat Exchangers under Milk Fouling. *Chemical Engineering Science*, 55, pp.1605–1619.
- [23] Nuijten A.D.W., Høyland K.V. Modelling the Thermal Conductivity of a Melting Snow Layer on a Heated Pavement. *Cold Regions Science and Technology*, 2017, vol. 140, pp. 20–29. doi.org/10.1016/j.coldregions.2017.04.008
- [24] Critoph R.E., Holland M.K., Fisher M. Comparison of Steady State and Transient Methods for Measurement of Local Heat Transfer in Plate Fin-Tube Heat Exchangers Using Liquid Crystal Thermography With Radiant Heating, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, vol. 42 (1), pp.1–12.
- [25] Ay H., Jang J.Y., Yeh J. Local Heat Transfer Measurements of Plate Finned-Tube Heat Exchangers by Infrared Tomography, *International Journal Heat Mass Transfer*, 2002, vol. 45 (20), pp. 4069–4078.
- [26] Li H., Kottke V. Visualization and Determination of Local Heat Transfer Coefficients in Shell-and-Tube Heat Exchangers for Staggered Tube Arrangement by Mass Transfer Measurements, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, vol. 17 (3), pp.210–216.
- [27] Fernandes C.S., Dias R., Nybrega J.M., Afonso I.M., Melo L.F., Maia J.M. Simulation of Stirred Yoghurt Processing in Plate Heat Exchangers. *Journal of Food Engineering*, 2005, vol. 69. pp.281–290.
- [28] Zhang B., Mei J., Zhang Y. A General Approach for Solving Three-Dimensional Transient Non-linear Inverse Heat Conduction Problems in Irregular Complex Structures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol.140, pp. 909–917.
- [29] Belghazi H., El Ganaoui M., Labbe J.C. Analytical Solution of Unsteady Heat Conduction in a Two-Layered Material in Imperfect Contact Subjected to a Moving Heat Source. *International Journal of Thermal Sciences*, 2010, vol. 49, pp. 311–318.

Сведения об авторе.



Барочкин Алексей Евгеньевич, кандидат технических наук, Ивановский государственный энергетический университет. Область научных интересов: применение матричных методов моделирования тепломассообменных процессов. E-mail: acorp27@ya.ru

Aerodynamic Characteristics of the Combustion Process of Sawdust in a Vortex Furnace with Counter-Swirling Flows

¹Dzhyoiev R.L., ¹Redko A.A., ²Redko I.A., ¹Pivnenko Yu.A., ¹Burda Yu.A.,
¹Gvozdetkii A.V., ¹Alforov S.A.

¹Kharkiv National University of Construction and Architecture, Kharkiv, Ukraine

²Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine

Abstract. The aim of this work is to study the working processes of burning the low-quality fuels, namely, the saw dust in the swirling-type furnaces with an opposite twisted motion of the air. The goal was achieved using the physical and mathematical modeling of the flows interaction. The article presented the results of numerical study of aerodynamic characteristics of burning the saw dust in the swirling-type furnace with the opposite twisted air flows. For the research, the facility was used for the saw dust burning with the air supply into the lower and upper zones of burning. The most essential result of the work was modeling of the working process at the ratio of the flows of the primary air and secondary air without the fuel admixture, equal to 0.2. The tangential rate of the flow changed according to the horizontal sections from 3-5 m/s to 40-42 m/s and with respect to the furnace height from 51 m/s to 30 m/s. The average angular rate of the mixture changed relatively the furnace height in the ranges of 171-500 1/s to 100—300 1/s. The significance of the results obtained consists in determination of the possibility of increasing the efficiency of the work of the furnace facilities at the expense of the introduction of the primary and secondary air flows. In this situation, the optimal ratio of consumptions of primary and secondary air was 0.2. Thus, in this work the consumption of primary air was 1.285 kg/s, the consumption of the secondary air was 0.255 kg/s.

Keywords: burning of fuel, swirling-type furnace, particle motion, distribution of pressures in furnace, rate of fuel-air mixture.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.07>

UDC: 62-664.2

Caracteristicile aerodinamice ale procesului de ardere de rumeguș în cuptorul vortex cu un flux de aer turbionar în contracurent

¹Gioev R.L., ¹Redico A.A., ²Redico I.A., ¹Pivnenko Iu.A., ¹Burda Iu.A.,
¹Gvozdețkii A.V., ¹Alfiorov S.A.

¹Universitatea de urbanism și arhitectură din Harkov, Harcov, Ucraina

²Universitatea de stat a transportului feroviar din Harcov, Ucraina

Rezumat. Scopul principal al lucrării este de a studia procesele de lucru de ardere a combustibililor de valoare calorică redusă, și anume – rumeguș în cuptoare vortex cu mișcare cu flux de aer turbionar în contracurent. Acest obiectiv a fost atins grație utilizării modelării fizice și matematice a interacțiunii fluxurilor. În articol sunt prezentate rezultatele unui studiu numeric al caracteristicilor aerodinamice ale proceselor de lucru la arderea rumegușului într-un cuptor vortex în contracurent. Pentru cercetare s-a utilizat o instalație pentru arderea rumegușului cu alimentare cu aer în părțile de jos și de sus a zonei de ardere. Cele mai importante realizări ale lucrării sunt rezultatele modelării proceselor de lucru cu un raport de aer primar față de cel secundar fără amestec de combustibil egal cu 0,2. S-a stabilit distribuția reliefului de viteze ale fluxului, traiectoriile mișcării particulelor și distribuția presiunii în volumul camerei de ardere. Au fost studiate fluxurile de particule de până la $\approx 750 \mu\text{m}$ în diametru. S-a stabilit că concentrația de volum a particulelor de-a lungul înălțimii cuptorului variază de la $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg / kg}$ la $2,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg / kg}$. Valoarea medie a vitezei absolute a amestecului aer-combustibil este de 28-40 m/s. Viteza tangențială a fluxului variază de-a lungul secțiunilor orizontale de la 3 - 5 m / s la 40 - 42 m / s și de-a lungul înălțimii cuptorului de la 51 m / s la 30 m / s. Semnificația rezultatelor obținute consta în determinarea posibilității de creștere a eficienței instalațiilor de ardere prin introducerea debitelor de aer primar și secundar. Astfel, raportul optim al debitelor de aer primar și secundar este de 0,2. Deci, în lucrarea dată consumul primar de aer este de 1,285 kg/s și a celui secundar – de 0,255 kg/s.

Cuvinte-cheie: arderea combustibilului, cuptoare vortex, mișcarea particulelor, distribuția presiunii în cuptor, viteza amestecului combustibil-aer.

Аэродинамические характеристики процесса сжигания опилок в вихревой топке со встречными закрученными потоками

¹Джиоев Р.Л., ¹Редько А.А., ²Редько И.А., ¹Пивненко Ю.А., ¹Бурда Ю.А.,
¹Гвоздецкий А.В., ¹Алфёров С.А.

¹Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, Харьков, Украина

²Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, Харьков, Украина

Аннотация. Основной целью работы является изучение рабочих процессов сжигания низкосортных топлив, а именно – древесных опилок, в вихревых топках со встречным закрученным движением воздуха. Поставленная цель была достигнута за счет применения физико-математического моделирования взаимодействия потоков. В статье приведены результаты численного изучения аэродинамических характеристик рабочих процессов сжигания опилок в вихревой топке со встречными закрученными потоками. Для исследований использовалась установка для сжигания древесных опилок с подачей воздуха в нижнюю и верхнюю зону горения. Наиболее важными результатами работы являются результаты моделирования рабочих процессов при соотношении потоков первичного воздуха и вторичного воздуха без примеси топлива, равного 0,2. Установлено распределение полей скоростей потока, траекторий движения частиц и распределение давления в топочном объеме. Изучались потоки с частицами диаметром до $d_{\max} = 750$ мкм. Установлено, что объемная концентрация частиц по высоте топки изменяется от $2,5 \cdot 10^{-3}$ кг/кг до $2,7 \cdot 10^{-3}$ кг/кг. Среднее значение абсолютной скорости топливовоздушной смеси составляет 28-40 м/с. Тангенциальная скорость потока изменяется по горизонтальным сечениям от 3 - 5 м/с до 40 - 42 м/с и по высоте топки от 51 м/с до 30 м/с. Средняя угловая скорость смеси изменяется по высоте топки в пределах от 171 - 500 1/с до 100 – 300 1/с. Значимость полученных результатов заключается в определении возможности повышения эффективности работы топочных устройств за счет введения потоков первичного и вторичного воздуха. При этом оптимальное соотношение расходов первичного и вторичного воздуха составляет 0.2. Так, в данной работе расход первичного воздуха составил 1,285 кг/с, расход вторичного воздуха 0,255 кг/с.

Ключевые слова: сжигание топлива, вихревые топки, движение частиц, распределение давлений в топке, скорость топливно-воздушной смеси.

ВВЕДЕНИЕ

Процессы сжигания древесных отходов исследовались в работах [1-2]. Сжигание древесных отходов осуществляется в слоевых топках и топках с кипящим слоем. Пылевидное топливо сжигается в горелках и вихревых топках. Древесные отходы подразделяются на несколько групп в зависимости от технологии их получения. Опилки относятся к мелким отходам деревообработки, которые прошли сушку до влажности 8-15%. В зависимости от размеров частиц (от 25 мкм до 500 мкм) опилки разделяют на крупные, мелкие и древесную пыль.

При этом, процесс совместного сжигания биотоплива сопровождается меньшей по сравнению с процессом сжигания угля температурой. Так, температура слоя при совместном сжигании биотоплива составляет от 750 °С до 800 °С, а при сжигании угля от 900 °С до 950 °С. К тому же, значительную роль в процессах сжигания твердых топлив играет способ подачи первичного воздуха. [3-13].

В [14] изучены гидродинамические режимы и характеристики конического закрученного псевдоожигенного слоя и

произведено сравнение влияния тангенциальной и осевой скорости на слой. Также исследован эффект различной высоты слоя и предложена математическая модель прогнозирования минимальной скорости псевдоожигения (U_{mf}) и перепада давления в слое (Δp_b). При этом установлено, что оба способа подачи воздуха (осевой и тангенциальный) оказывают влияние на гидродинамику. В работе [15] для сжигания биомассы применен осевой способ подачи воздуха с кольцевым распределителем.

Кроме способа подачи воздуха на процесс сжигания биотоплива влияют размер его частиц и высота слоя. Исследования [3] показывают, что частицы размером 425-600 мкм перемещаются по всей высоте топки, в то время как частицы размером 600-850 мкм поднимаются лишь на небольшую высоту (25 мм). При этом для частиц в 850-1180 мкм наблюдается процесс барботажа по всей высоте топочного пространства. Установлено, что частицы размером 425-600 мкм в толщине слоя 40 мм являются самым эффективным способом сжигания биотоплив в вихревых топках.

В работе [15] приведены результаты исследований в области соотношения

расходов потоков превышающих значения 0.5. В этом случае реализуется устойчивая квазицилиндрическая макроструктура потоков: наружного нисходящего и внутреннего восходящего. Кривая распределения тангенциальной составляющей скорости близка по форме к вихрю Ренкина. Осевая составляющая скорости по всей высоте аппарата в приосевой области направлена вверх и характеризуется максимальным значением. При сжигании топлива в вихревой топке со встречными закрученными потоками соотношение расходов потоков определяется процессами горения и значение его меньше чем 0.5. Данные о составляющих скорости и структуре потоков в литературе не приведены. В отличии от [15] данная работа рассматривает аэродинамические процессы в топке с первичным и вторичным воздухом в соотношении 0.2.

Целью настоящей работы является изучение аэродинамических характеристик процесса сжигания низкосортных топлив, а именно – древесных опилок, в вихревых топках со встречным закрученным движением воздуха при соотношении расходов потоков воздуха 0.2.

I. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Основой методики исследований является физико-математические методы теоретических исследований процессов сжигания низкосортных топлив на основе законов и уравнений физико-химической кинетики, аэродинамики и тепломассообмена, а именно, физико-математическое моделирование взаимодействия струй. Лабораторные и натурные исследования базируются на современных теориях постановки, исполнения, обработки и получения данных результатов теплофизического эксперимента.

Расчеты выполнялись с помощью системы дифференциальных уравнений в частных производных, подготовленную с усредненных за Рейнольдсом уравнений Навье-Стокса, двух уравнений дифференциальной модели турбулентности $k-\varepsilon$ типа, уравнений сохранения для безразмерных функций Шваба-Зельдовича и для пульсаций этих функций и интегро-дифференциального уравнения переноса излучения.

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = S_n, \tag{1}$$

$$\rho \frac{\partial u_j \mu_j}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = S_{pi}, j = 1, 2, 3, \tag{2}$$

$$\rho \frac{\partial u_j h}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_m}{Pr_m} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} = S_q, j = 1, 2, 3 \tag{3}$$

$$\rho \frac{\partial u_j k}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho(G - \varepsilon) = 0, \tag{4}$$

$j = 1, 2, 3$

$$\rho \frac{\partial u_j \varepsilon}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_m}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} - \rho(C_{\varepsilon 1} G - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} = 0 \tag{5}$$

$j = 1, 2, 3$

$$\rho \frac{\partial (\bar{u} f_n)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_m}{\sigma_m} \frac{\partial f_n}{\partial x_j} \right) + S_n, j = 1, 2, n = 1, 2, 3 \tag{6}$$

$$\rho \frac{\partial (\bar{u} g_n)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_m}{\sigma_m} \frac{\partial g_n}{\partial x_j} \right) + C_g \mu_m \left(\frac{\partial f_n}{\partial x_j} \right)^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} g_n \tag{7}$$

$j = 1, 2, n = 1, 2, 3$

$$\frac{1}{\beta_0} \frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + I(\vec{r}, \vec{s}) = (1 - \omega_0) I_b(\vec{r}) + \frac{\omega_0}{4\pi} \int_{\Omega'=4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') d\Omega', \tag{8}$$

где μ_j – декартовы компоненты вектора усредненной скорости газа;
 x_j – декартовы координаты;
 S_n – источник массы, соответствующий переносу массы в газовую фазу от реагирующих частиц;
 ρ – плотность газа;
 p – давление газа;
 τ_{ij} – компоненты тензора напряжений;

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_m) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \tag{9}$$

μ – динамическая вязкость;
 μ_m – турбулентная вязкость, определяется по формуле Колмогорова-Прандтля;

$$\mu_m = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}; \quad (10)$$

C_μ – эмпирический коэффициент;

k – кинетическая энергия турбулентности;

$$k = \frac{1}{2} u'_i u'_i; \quad (11)$$

u'_i – возмущение скорости газа относительно усредненного значения;

ε – удельная скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \nu \left(\frac{\partial u'_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2; \quad (12)$$

ν – коэффициент кинематической вязкости;

S_{fi} – источник количества движения, обусловленный межфазным взаимодействием;

h – удельная энтальпия;

$$h = \sum_i Y_i \left(h_{fi}^0 + \int_{T^0}^T c_{pi}(T) dT \right); \quad (13)$$

Y_i – массовая часть химического компонента i ;

h_{fi}^0 – удельная энтальпия осветления химического компонента i ;

T – температура газа;

T^0 – стандартная температура;

c_{pi} – удельная теплоемкость химического компонента i при постоянном давлении;

Pr – число Прандтля;

Pr_T – турбулентное число Прандтля;

S_q – источник теплоты, обусловленный межфазным взаимодействием с частицами;

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ – эмпирические коэффициенты;

G – член, характеризующий генерацию кинетической энергии турбулентности;

$$G = \mu_T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \quad (14)$$

σ_T, C_g, C_d – эмпирические коэффициенты;

$\beta_0 = k_a + \sigma_s$ – объемный коэффициент угасания;

k_a – объемный коэффициент поглощения;

σ_s – объемный коэффициент рассеивания;

I – интенсивность излучения;

\vec{r} – радиус-вектор произвольной луча в угловом направлении распространения излучения \vec{s} ;

$\omega_0 = \sigma_s / \beta_0$ – альbedo рассеивания;

$I_b = \sigma T^4 / \pi$ – интенсивность излучения абсолютно черного тела;

σ – постоянная Стефана-Больцмана;

Ω' – единичный вектор телесного угла, который характеризует направление распространения теплового излучения из-за рассеивания фотонов \vec{s} ;

Безразмерная функция Шваба - Зельдовича определяется выражением:

$$f_n = \frac{Z_q - Z_{q,o}}{Z_{q,F_1} - Z_{q,o}}; \quad (15)$$

$$f_1 + f_2 + f_0 = 1; \quad (16)$$

где Z_q – массовая частица элемента q ; индексы « F_1 » и « O » относятся к первичному топливу и окислителя соответственно.

Все термодимические скаляры φ_i (массовые части химических компонентов, плотность и температура) зависят исключительно от f_n :

$$\phi_i = \int_0^1 \int_0^1 \phi_i(f_1, f_2, h) P_1(f_1) P_2(f_2) df_1 df_2 \quad (17)$$

где h – мгновенная энтальпия;

$P_n(f_n)$ – функция ПРВ, описывающая вероятность того, что значение переменной φ_i находится между φ и $\varphi + \Delta\varphi$, и аппроксимирует β -функцию.

Уравнение состояния смеси идеальных газов:

$$p = R\rho T \sum_i \frac{Y_i}{M_i}, \quad (18)$$

где R – универсальная газовая постоянная;

M_i – молекулярная масса химического компонента i .

Массовую долю частиц по фракциям (до 750 мкм) и количество частиц в процентном соотношении определяли аналогично [17] с применением распределения Розина-Раммлера:

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n}, \quad (19)$$

где Y_d – массовая часть частиц с диаметром d ;

\bar{d} – медианный диаметр частиц;

n – параметр разделения.

Траектории частиц моделировались путем интегрирования уравнения баланса сил, действующих на частицу, которое уравнивает инерцию частицы с силой аэродинамического сопротивления

$$\frac{du_{pj}}{dt} = -\frac{3\rho C_R}{4\rho_p d_p} (u_{pj} - u_j) \sqrt{\sum_j (u_{pj} - u_j)^2}, j = 1, 2, 3, (20)$$

где u_{pj} – декартовы компоненты вектора скорости частицы;

t – время;

ρ – плотность газа;

C_R – коэффициент аэродинамического сопротивления частицы;

Re_p – относительное число Рейнольдса частицы;

ρ_p – плотность частицы;

d_p – диаметр частицы;

u_j – декартовы компоненты вектора скорости газа [17].

При этом тепломассообмен частиц описывался тремя моделями: моделью теплообмена инертной части; моделью выхода летучих и моделью выгорания коксового остатка.

Модель теплообмена инертной части применялась до тех пор, пока температура частицы T_p не превышала температуру выхода летучих T_v . Температура частицы полагалась постоянной по объему и изменялась в соответствии с балансом тепла, определяются уравнением:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p), (21)$$

где m_p – масса частицы;

c_p – удельная теплоемкость частицы;

T_p – температура частицы;

t – время;

α – коэффициент теплоотдачи;

S_p – площадь поверхности частицы;

T_∞ – локальная температура газа.

Модель выхода летучих использовалась, когда температура частицы достигала

температуры начала выхода летучих T_v и действовала до тех пор, пока масса частицы m_p превышала начальную массу нелетучих компонентов в частице.

$$T_p \geq T_v \text{ и } m_p > (1 - f_{v,0}) m_{p,0}, (22)$$

где $f_{v,0}$ – массовая доля летучих, изначально присутствующая в частице.

Тепломассообмен частицы во время выхода летучих описывался системой уравнений

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_v, (23)$$

$$\frac{dm_p}{dt} = -f_{v,0} m_{p,0} k, (24)$$

где h_v – удельная теплота осветления летучих;

$m_{p,0}$ – начальная масса частицы;

k – кинетическая скорость реакции горения, что определяется по уравнению Аррениуса

$$k = A_1 e^{-E/RT_p}, (25)$$

где A_1 – предэкспоненциальный множитель;

e – энергия активации;

R – универсальная газовая постоянная.

Данная модель выхода летучих предусматривает, что скорость выхода летучих первоначально зависит от количества летучих, оставшегося в частице.

Модель выгорания частиц использовалась после окончания выхода летучих и до тех пор, пока не выгорит весь их остаток:

$$(1 - f_{v,0} - f_k) m_{p,0} < m_p < (1 - f_{v,0}) m_{p,0}, (26)$$

где f_k – массовая доля кокса, изначально присутствующего в частице.

Данная модель выгорания предусматривает, что скорость поверхностной реакции определяется как кинетической, так и диффузной составляющими.

Тепломассообмен частицы при выгорании коксового остатка описывался системой уравнений

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_\infty - T_p) - f_h \frac{dm_p}{dt} H_u, \quad (27)$$

$$\frac{dm_p}{dt} = -S_p p_{O_2} \frac{D_0 R}{D_0 + R}, \quad (28)$$

где f_h – эмпирические коэффициент;
 H_u – удельная теплота сгорания кокса;
 S_p – площадь поверхности частицы;
 p_{O_2} – парциальное давление кислорода в газе;
 D_0 – коэффициент диффузионной скорости реакции горения определяется выражением:

$$D_0 = C_1 \frac{[(T_p + T_\infty)/2]^{0.75}}{d_p}, \quad (29)$$

где C_1 – эмпирический коэффициент;
 d_p – диаметр частиц;
 R – коэффициент кинематической скорости реакции горения определяется выражением:

$$R = C_2 e^{-E/RT_p}, \quad (30)$$

где C_2 – предэкспоненциальный множитель.
 Подробное описание методики расчета приведено в [17].

II. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

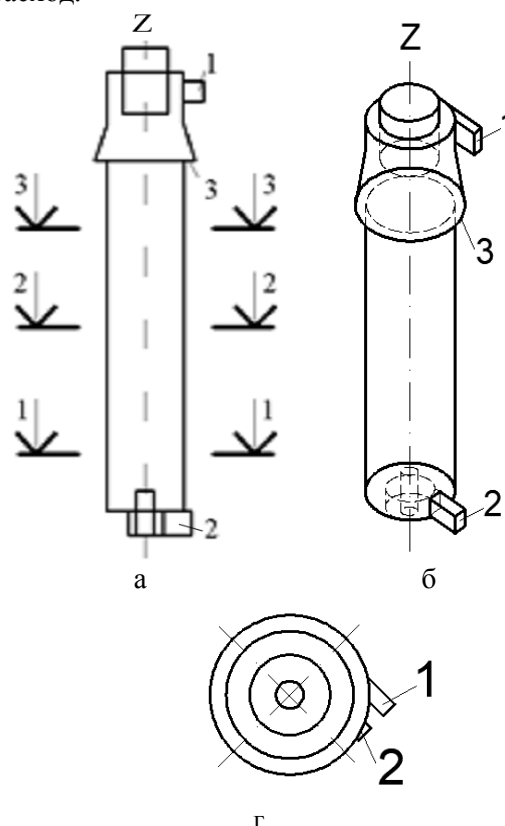
Численно исследовались процессы сжигания древесных опилок диаметром от $d_{min} = 25$ мкм до $d_{max} = 750$ мкм в вихревой топке теплопроизводительностью 2,6 МВт (рис 1).

Принцип работы топки следующий: топливно-воздушная смесь подается в пространство топки через патрубок 2 в нижней части топки. При этом смесь направляется вертикально вверх. В то же время вторичный воздух подается через патрубок 1, расположенный в верхней части топки. Шлак удаляется из топочного пространства через патрубок 3. Зола удаляется из расширителя, находящегося в верхней части топки.

Указаны сечения по высоте топки с шагом 1 м, в которых определялись значения скоростей топливно-воздушной смеси (рис 1).

Граничные условия следующие: на входящих участках – значения независимых

переменных; «мягкие» граничные условия. При этом задавались начальные условия для каждой частицы: ее положение (координаты), скорость, диаметр, температура, массовый их расход.



а – вид сбоку; б – изометрия; в – вид сверху.¹
 1 – патрубок подачи вторичного воздуха;
 2 – патрубок подачи топлива и воздуха;
 3 – щель для шлака)

Рис. 1. Принципиальная сетка установки.

В качестве топлива применялись древесные опилки.

Элементарный состав топлива следующий: С = 50%; Н = 6%; В = 43,5%; N = 0,5%. Технический состав: влажность 10%; зольность на сухую массу $A_s = 0,6\%$, на рабочую $A_p = 0,54\%$; выход летучих на горючую массу 85%, на рабочую $V_p = 76,041\%$.

Характеристики топлива следующие: высшая теплота сгорания (на рабочую массу) 17,676 МДж/кг; теплоемкость 1,70 кДж/кг; плотность 500 кг/м³; температура выхода летучих 200 °С. Средний диаметр опилок (d_{50}) составил 1,5 мм, коэффициент полидисперсности 0,12. Расход опилок составил 0,145 кг/с, расход первичного воздуха, подающегося снизу топки составляла 1,285 кг/с, расход вторичного воздуха 0,255 кг/с.

¹Appendix

Результаты расчета показывают, что степень выгорания легких опилок составляет 100%. При этом степень выгорания кокса в частицах, которые выносятся, также составляет 100%.

Вынос частиц составляет 56%, улавливание частиц - 31%. Около 13% частиц накапливается в топочном объеме длительное время до полного выгорания. Выход кислорода составляет 9,5%, температура уходящих газов 1473 °С. Гидравлическое сопротивление при движении частиц внутри установки составляет около 2,5 кПа.

Объемная концентрация твердой фазы внизу топки:

$$\beta = \frac{1}{Q_T} \frac{dp}{du} = 2 \cdot 10^{-2} \quad (31)$$

Плотность дисперсности потока:

$$\rho_{II} = \frac{1}{g} \frac{\Delta p}{\Delta y} = 10 \text{ кг/м}^3 \quad (32)$$

Расходная концентрация дисперсного материала:

$$\mu = \frac{M_T}{M_B} = 0,112 \text{ кг/кг} \quad (33)$$

Расход топлива в топке

$$m_T = \frac{M_T}{F} = 0,514 \text{ кг/м}^2 \quad (34)$$

На рис. 2А и рис. 2.Б указаны траектории частиц диаметром 25 мкм и 750 мкм с различным массовым содержанием кокса.

Массовое содержание отображается в процентном соотношении согласно шкалы, приведенной на рисунках и окрашено в различные цвета.

В зависимости от диаметра частиц сгорание кокса происходит в различных местах топочного объема.

Как видно, сжигание более крупных частиц происходит в верху топки, а именно – вблизи выхода из нее.

Частицы диаметром 25 мкм сгорают вблизи входа в топку в нижней ее части.

В верхней части топки увеличивается количество частиц, которые длительное время витают в топочном объеме.

На рис. 2 приведены результаты расчетов ²Appendix 1 давления газов в топочном объеме. При этом процентное содержание кокса в составе частиц отображено цветовой шкалой. Давление газов изменяется незначительно как по высоте, так и по сечению топки.

Графическое отображение результатов расчетов параметров топливно-воздушной смеси получено при помощи программы конечно-элементного анализа ANSYS.

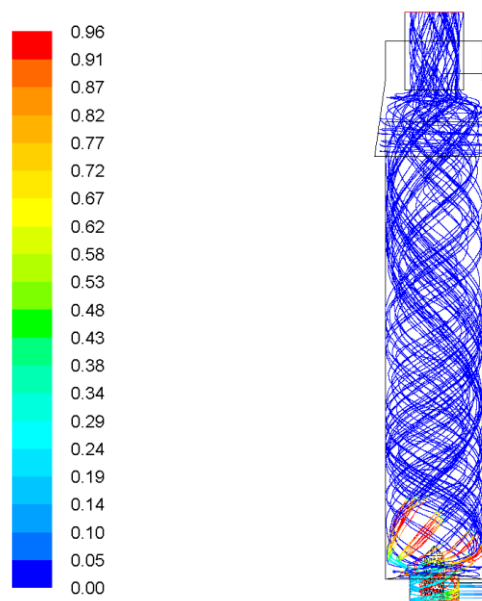


Рис. 2.А. Траектории частиц с начальным диаметром 25 мкм. ²

На рис. 4 представлено распределение тангенциальной составляющей скорости в отопочном объеме. Значение скорости окрашено в различные цвета согласно цветовой шкале.

Значения тангенциальной составляющей скорости в большей части объема топки изменяется от 30 до 45 м/с.

При этом наблюдается высокие значения тангенциальной скорости в подводящем патрубке (до 250 м/с), в то время, как около оси тангенциальная скорость крайне низкая и может достигать отрицательных значений, что свидетельствует об обратном направлении движения воздушного потока.

На оси топки и вблизи ее стенок скорость ниже, чем на расстоянии 0,25 - 0,3 диаметра топки.

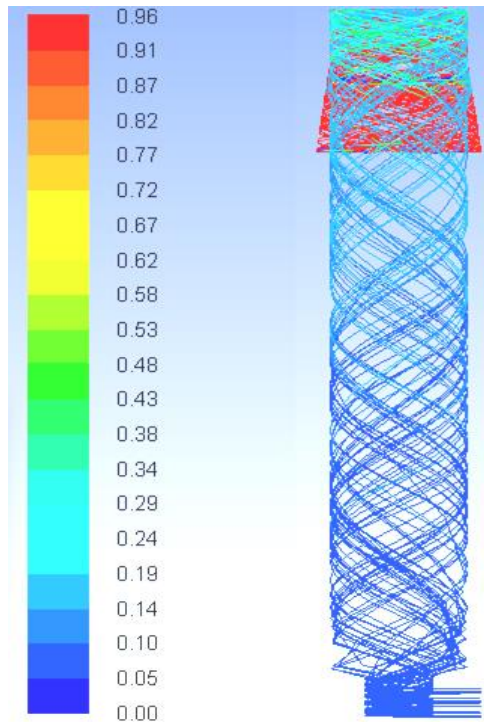


Рис. 2.Б. Траектории частиц с начальным диаметром 750 мкм.³

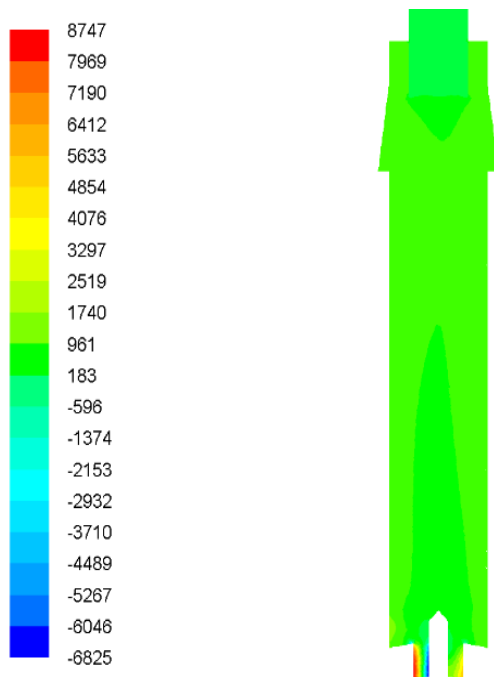


Рис. 3. Распределение избыточного статического давления (Па) в продольном сечении топки.⁴

^{3,4,5,6}Appendix 1 ость определялась по формуле:

$$\omega = \frac{V_{\delta_v}}{R} \text{ 1/c} \quad (35)$$

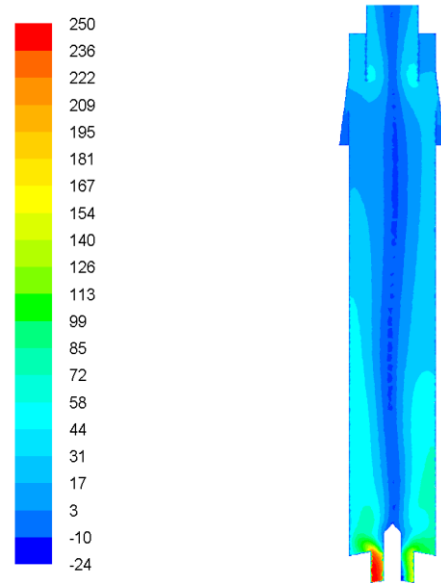


Рис. 4. Распределения тангенциальной составляющей скорости (м/с) в топочном объеме.⁵

Распределение осевой и тангенциальной компонент скорости топливо-воздушного потока в сечении 2 топки указано на рис. 5 и рис. 6. Цветовая шкала отображает значение скорости потока в данном сечении. При этом тангенциальная скорость v_{δ_v} достигает значений 30 - 45 м/с. На оси топки значения v_{δ_v} составляют 5 - 10 м/с. Вблизи стенки скорость v_{δ_v} также понижается до 5 - 10 м/с. В целом по сечению v_{δ_v} изменяется от 5 м/с до 45 м/с. Средняя скорость v_{δ_v} по сечениям следующая: в сечении 1 – 51 м/с; в сечении 2 – 39 м/с; в сечении 3 – 30 м/с.

Угловая скорость изменяется по сечению 2 топки от 100 - 200 1/с до 225 - 300 1/с.

По высоте топки угловая скорость изменяется незначительно по сечению 3 от 150 - 300 1/с.

При этом средняя угловая скорость ω изменяется по высоте топки в пределах от 171 - 500 1/с до 100 – 300 1/с.

По сечению:

$$\omega_{min} = \frac{10 \text{ м/с}}{0,1 \text{ м}} = 100 \text{ 1/с};$$

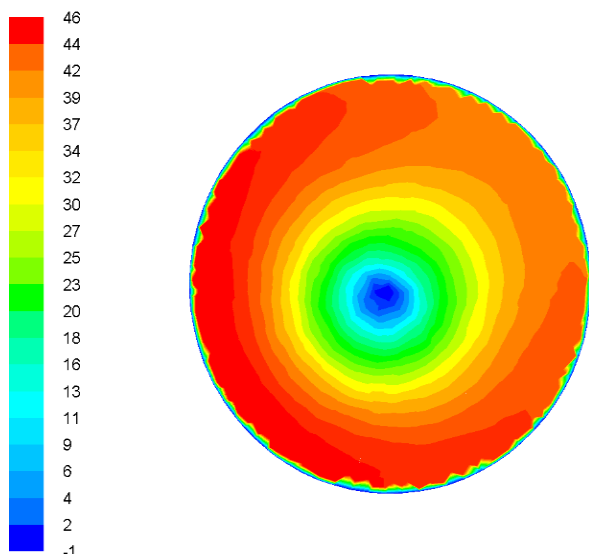


Рис. 5. Распределения тангенциальной составляющей скорости (м/с) в сечении 2 топки.⁶

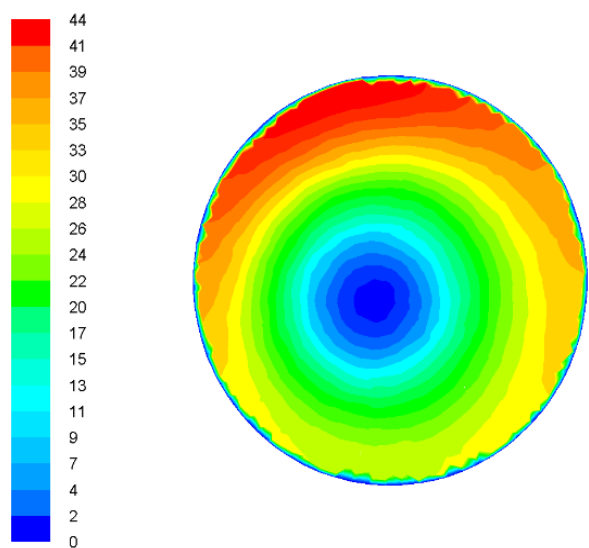


Рис. 6. Распределения осевой компоненты скорости (м/с) в сечении 2 топки.⁷

⁷Appendix 1

$$\omega_{max} = \frac{45 \text{ м/с}}{0,2 \text{ м}} = 225 \text{ 1/с.}$$

Изменение расхода газа возможно в диапазоне от 15 до 50%, изменение концентрации пыли от 20 до 200 г/м³. Запыленность воздуха изменялась от 17 г/м³ до 35 г/м³ [18 - 24].

В пылеуловителе диаметром 200 мм при изменении объемного расхода от 502 м³/час до 1041 м³/час гидравлическое сопротивление составляет от 1,15 кПа до 2,55 кПа, при

средней скорости воздуха в сечении 4,4 – 9,2 м/с при угловой скорости у стенки 192 – 294 1/с. При этом установлено распределение угловой скорости движения воздуха по сечению аппарата [24]. Концентрация пыли составляет 17-35 г/м³, эффективность сепарации составляет 98-99%.

Среднее значение осевой скорости по высоте топки изменяется так: 31 м/с в сечении 1; 29 м/с в сечении 2; 28 м/с в сечении 3.

По сечению 2 точки осевая скорость изменяется от 5 – 10 м/с до 30 - 40 м/с вблизи стенки. На выходе из топки абсолютная скорость составляет 70 – 90 м/с.

III. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты численного исследования, полученные в настоящей работе позволяют модернизировать существующие топки за счет ввода в них потоков первичного и вторичного воздуха с соотношением расходов данных воздушных потоков 0.2.

Аэродинамические характеристики топливо-воздушной смеси при иных соотношениях первичного и вторичного воздуха приведены в [15]. При этом распределение скоростей потоков в топочном объеме рассмотрено впервые.

Данной работой становлена зависимость содержания кокса от размеров частиц и распределение их скоростей по высоте вихревой топки. Так, наивысшее содержание кокса в частицах с начальным диаметром 25 мкм наблюдается в нижней части топки, в то время как в частицах с начальным размером 750 мкм - в ее верхней части. При этом, средние значения тангенциальной составляющей скорости составило от 30 до 51 м/с, осевой скорости – 28 – 31 м/с. Угловая скорость по высоте топки изменялась в пределах от 100 до 500 1/с. Значение тангенциальной составляющей монотонно возрастает от при осевой области к стенке. Осевая составляющая также возрастает в при осевой области по всей высоте топки.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹Fig. 1. Schematic diagram of the installation: a - side view; b - isometry; c - top view.

²Fig. 2.A. Trajectories of particles with an initial diameter of 25 μm, colored according to the mass fraction of coke in their composition.

³Fig. 2.B. Trajectories of particles with an initial diameter of 750 μm, colored according to the mass fraction of coke in their composition.

⁴**Fig. 3.** Distribution of excess static pressure (Pa) in the longitudinal section of the furnace.

⁵**Fig. 4.** Distribution of the tangential velocity component (m / s) in the furnace volume.

⁶**Fig. 5.** Distribution of tangential velocity (m / s) in section 2 of the furnace.

⁷**Fig. 6.** Distribution of the axial velocity component (m / s) in section 2 of the furnace.

Литература (References)

- [1] Geletukha. G.G., Zheleznyaya T.A. Obzor tekhnologii gazifikatsii biomassy, [Biomass Gasification Technology Review]. *Ekotekhnologii I resursoberezhenie - Ecotechnology and resource conservation*, 1998, no.2, pp. 27-29. (In Russian).
- [2] Pivnenko Y.O. Pidvyshchennya efektyvnosti spalyuvannya derevnykh vidkhodiv u topkakh kyplyachogo sharu opalyuval'nykh kotel'nykh. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the efficiency of burning wood waste in fluidized bed furnaces of boiler houses. Ph.D. in Technology diss.]. Kharkov, 2018. 164 p.
- [3] Belousov A.S., Sagin B.S., Lopakov A.V., Markov R.A., Sagin V.B. *Experimentalnoe issledovanie poley skorostey v apparate so vstrechnymi zakrychennymi potokami*. [Experimental study of velocity fields in a vehicle with counter-swirling flows.], *Advances in chemistry and chemical technology*, 2012, no. 26, p. 131 (In Russian).
- [4] Sun P., Hui S., Gao Z., Zhou Q., Tan H., Zhao Q., Xu T. Experimental investigation on the combustion and heat transfer characteristics of wide size biomass co-firing in 0.2 MW circulating fluidized bed. *Applied Thermal Engineering*. 2013, vol. 2, no.52. pp. 284-292.
- [5] Basu P. Circulating Fluidized Bed Boilers: Design, Operation and Maintenance. *Springer International Publishing*. vol. 6. no.2. 2015 pp.58-64.
- [6] Blaszczyk A., Nowak W., Krzywanski J. Effect of bed particle size on heat transfer between fluidized bed of group b particles and vertical rifled tubes. *Powder Technol.* 2017, vol.11, no.316, pp. 111-122. doi: 10.1016/j.powtec.2016.12.027.
- [7] Madejski P., Taler D., Taler J. Numerical model of a steam superheater with a complex shape of the tube cross section using Control Volume based Finite Element Method. *Energy Convers. Manag.* 2016, vol. 13, no.118, pp. 179-192. doi: 10.1016/j.enconman.2016.03.069
- [8] Brems A., Cáceres G., Dewil R., Baeyens J., Pitié F. Heat transfer to the riser-wall of a circulating fluidised bed (CFB) *Energy*. 2013, vol. 7, no.50, pp. 493-500. doi: 10.1016/j.energy.2012.10.037.
- [9] Win K.K., Nowak W., Matsuda H., Hasatani M., Bis Z., Krzywanski J., Gajewski W. Transport Velocity of Coarse Particles in Multi-Solid Fluidized Bed. *J. Chem. Eng. Jpn.* 1995, vol. 5, no.28, pp.535-540. doi: 10.1252/jcej.28.535.
- [10] Muskała W., Krzywański J., Sekret R., Nowak W. Model research of coal combustion in circulating fluidized bed boilers. *Chem. Process Eng.* 2008, vol. 19, no.29, pp. 473-492.
- [11] Oka, S. Fluidized Bed Combustion, Inc., New York. 2003, vol. 3, pp. 105-107.
- [12] Al-Abbas A.H., Naser J., Dodds D. CFD modelling of air-fired and oxy-fuel combustion in a large-scale furnace at Loy Yang A brown coal power station. *Fuel*. 2012, vol. 10, no. 102, pp. 646-665.
- [13] Hwang M., Kim S., Kim G., Lee B., Song J., Park M., Jeon C. Simulation studies on direct ash recycling and reburning technology in a tangentially fired 500 MW pulverized coal boiler. *Fuel*. 2013, vol. 7, no. 114. pp. 78-87.
- [14] Anufriev I., Salomatov V., Anikin Y., Krasinsky D., Sharypov O., Enkhjargal Kh. Modeling of Aerodynamics in Vortex Furnace. *Cleaner Combustion and Sustainable Word. - Proceedings of the 7th International Symposium on Coal Combustion. Tsinghua University Press*, 2011, vol. 910 pp. 687-693.
- [15] Kaewklum, R., Kuprianov, V.I. and Douglas, P.L. Hydrodynamics of air-sand flow in a conical swirling fluidized bed: A comparative study between tangential and axial air entries, *Energy Conversion and Management*, 2009, vol. 12, no. 50, pp. 2999-3006.
- [16] Silin V.E., Ryzhkov A.F. *Osobennosti nizkotemperaturnogo goreniya drevesnogo topliva v sovremennykh energoustanovkakh*. [Features of low-temperature combustion of wood fuel in modern power plants.], *Prom.energetica - Prom. energetics*, 2008, no. 10, p. 117 (In Russian).
- [17] Redko A.A., Redko I.A., Redko A.F. Szhiganie tverdogo topliva v vikhreoi topke so vstrechnymi zakrychennymi potokami [Combustion of solid fuel in a vortex furnace with countering swirled flows], *Problemy regional'noi energetiki - Regional energy problems*, 2017, no. 35, p. 33-44 (In Russian).
- [18] Badzioch S., Hawksley P. G. W. Kinetics of Thermal Decomposition of Pulverized Coal Particles. *Process Design and Development*, 1970, vol. 7, pp. 521-530.
- [19] Lazarev V.A. Cyclones and vortex dust collectors: a handbook. N. Novgorod, 2006. 320 p.
- [20] Sazhin B.S., Gydim L.I., Vortex dust collectors. Moscow, Khimiya, 1995. 144 p.
- [21] Mohideen, M.F., Sreenivasan, B., Sulaiman, S.A., Raghavan, V.R. Heat transfer in a swirling fluidized bed with Geldart type-D particles, *Korean J. Chem.* 2012, vol. 7, no 29. pp. 862-867.
- [22] Mohideen M. F., Faiz, M., Salleh H., Zakaria H., Raghavan, V. R. Drying of oil palm frond via

swirling fluidization technique. *In Proceedings of the World Congress on Engineering*, 2011, vol. 3, no 18. pp. 2375-2380.

- [23] Zakaria, J. H., Zaid M., Hashemi M. H., Mohideen Batcha M. F., Asmuin, N. Drying of sponge media using swirling fluidized bed dryer. *Applied Mechanics and Materials*, 2014, vol. 4, pp. 644- 648.

- [24] Knyschenko Y.V., Osadchiy A.E., Rashchetno-eksperimental'noe opredelenie effektivnosti vikhrevogo pyleulovitelya [Computational and experimental determination of the efficiency of a vortex dust collector]. *Tekhnicheskaya mekhanika - Technical mechanics*, 2012, no.4, pp. 56-66. (In Russian).

Сведения об авторах.



Джиоев Рафаэль Леванович

аспирант каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Научные интересы: низкопотенциальная энергетика, солнечная энергия, теплофизика.
E-mail: office@khgorgas.com.ua



Бурда Юрий Александрович

Кандидат технических наук, ассистент каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Научные интересы: очистка вентиляционных выбросов, рациональное использование продуктов сгорания котлов, альтернативная энергетика, термодинамика.
E-mail:

burda.yurii.1991@gmail.com



Редько Андрей Александрович

Доктор технических наук, профессор каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Область научных интересов: использование возобновляемых источников энергии, низкопотенциальной энергии, теплообмен, термодинамика.
E-mail:

andrey.ua-mail@ukr.net



Гвоздецкий Александр Вадимович

Кандидат технических наук, доцент каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Область научных интересов: использование возобновляемых источников энергии, низкопотенциальной энергии, теплообмен, термодинамика.
E-mail:

npp-tghv@ukr.net



Редько Игорь Александрович

Доктор технических наук, профессор каф. ТТДСМ, УГУЖТ. Область научных интересов: использование возобновляемых источников энергии, низкопотенциальной энергии, теплообмен, термодинамика.
E-mail:

germes_s2006@ukr.net



Алфёров Сергей Александрович

аспирант каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Научные интересы: низкопотенциальная энергетика, слоевое сжигание твердого топлива, солнечная энергия, теплофизика.
E-mail:

sergey.alf312@gmail.com



Пивненко Юрий Александрович, к.т.н.,

ассистент каф. ТГВ и ТВЕР, ХНУСА. Научные интересы: низкопотенциальная энергетика, кипящий слой, я, теплофизика.
E-mail:

Pivnenko.Yura@gmail.com

Development and Approbation of Methodology Aimed to Define the Reasons for Turbine Unit Capacity Limitation Based on the Specified Mathematical Model of its Condenser

Shempelev A. G.

Vyatka State University
Kirov, Russian Federation

Abstract. The purpose of this work is to develop and test the methodology of elucidation of the reasons for turbine unit capacity limitations based on a mathematical model of its condenser. This purpose is achieved by using a mathematical model of the condenser as part of the developed methodology, taking into account the separate effects of contamination of the heat exchange surfaces, air suction into the vacuum system and the operating mode of the main ejector. Based on operational data sampling, the value of the limiting pressure in the condenser, excess of which leads to limitation of turbine unit capacity, was determined. It was established that the cause of power limitation is the abnormal operation of the main ejector due to inadmissible high temperature in the intermediate cooler of its first stage. For regimes that were not pressure-limited, using a mathematical model, the degree of tubes contamination, its influence on the condenser pressure and the power generated by the turbine unit, and the influence of actual air suction on the condenser pressure were determined. The most important result of the study is to determine the possibility and feasibility of using the developed and tested methodology for solving similar problems for any type of turbine unit equipped with a condenser. The significance of the work lies in the fact that the proposed approach expands the possibilities of using mathematical models of this class in terms of solving such problems.

Keywords: steam turbine, capacity, condenser, main ejector, limitations, condenser pressure, mathematical model of a condenser.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.08>

UDC: 62.173

Elaborarea și aprobarea metodologiei pentru determinarea motivelor limitărilor de putere ale turboinstalației în baza modelului matematic rafinat al condensatorului acesteia

Şempelev A.G.

Universitatea de Stat din Viatca
Kirov, Federația Rusă

Rezumat. Actualmente, modelele matematice ale condensatoarelor turbinelor cu aburi sunt utilizate pe larg pentru diagnosticarea stării instalațiilor ce funcționează în baza condensării, dar lipsesc metodele de aplicare pentru depistarea motivelor de putere electrică limitată, inclusiv, după presiunea în condensator. Scopul lucrării este elaborarea și aprobarea metodologiei de elucidare a motivelor limitărilor de putere a instalației turbinei în baza unui model matematic al condensatorului acestuia. Acest scop este atins prin utilizarea în componența metodologiei modelului matematic al condensatorului, luând în considerare efectele separate ale impurificării suprafețelor de schimb de căldură, aspirarea aerului în sistemul de vid și regimul de funcționare al ejectorului principal al jetului de abur. Pentru regimurile nelimitate de presiune, folosind modelul matematic s-a determinat gradul de impurificare a tuburilor, influența acestuia asupra presiunii în condensator și a puterii generate de instalația turbinei, precum și influența aspirațiilor reale de aer și asupra presiunii condensatorului. Calculele dependențelor presiunii de consumul de aburi în condensator la diferite temperaturi ale apei de răcire la ieșirea din condensator au arătat că generarea puterii nominale în condițiile examinate este posibilă la temperaturile apei mai jos de 25°C. Cel mai important rezultat al studiului este determinarea posibilității și raționalității utilizării metodologiei elaborate și aprobate pentru soluționarea unor probleme similare pentru orice tip de instalație turbină echipată cu condensator. Semnificația lucrării constă în faptul, că abordarea propusă extinde posibilitățile de utilizare a modelelor matematice ale acestei clase în ceea ce privește soluționarea unor astfel de probleme.

Cuvinte-cheie: turbină cu abur, capacitate, condensator, ejector principal, limitări, presiunea condensatorului, modelul matematic al unui condensator.

Разработка и апробация методики выяснения причин ограничений мощности турбоустановки на основе уточненной математической модели ее конденсатора

Шемпелев А. Г.

Вятский государственный университет
Киров, Российская Федерация

Аннотация. В настоящее время математические модели конденсаторов паровых турбин широко используются для диагностики состояния самих конденсационных установок, но отсутствуют методики

их применения для определения причин ограничений электрической мощности, в том числе по давлению в конденсаторе. Целью данной работы является разработка и апробация методики выяснения причин ограничений мощности турбоустановки на основе математической модели ее конденсатора. Указанная цель достигается путем использования в составе разработанной методики математической модели конденсатора, учитывающей раздельное влияния загрязнений поверхностей теплообмена, присосов воздуха в вакуумную систему и режима работы основного пароструйного эжектора. В соответствии с этой методикой, на основе эксплуатационных данных определена величина давления, превышение которого приводит к ограничению мощности турбоустановки. По величине предельного давления определена величина допустимого расхода пара в конденсатор. Установлено, что причиной появления ограничений мощности является нештатная работа основного эжектора вследствие недопустимо высокой температуры в промежуточном охладителе его первой ступени. Для режимов, не ограниченных по давлению, с помощью математической модели определена степень загрязнения трубок, ее влияние на давление в конденсаторе и на вырабатываемую турбоустановкой мощность, а также влияние фактических присосов воздуха на давление в конденсаторе. Расчеты зависимостей давления от расхода в пара в конденсатор при различных температурах охлаждающей воды на входе в конденсатор показали, что выработка номинальной мощности в рассматриваемых условиях возможна при температурах воды ниже 25°C. Наиболее важным результатом исследования является определение возможности и целесообразности применения разработанной и апробированной методики для решения аналогичных задач для любых типов турбоустановок, оснащенных конденсатором. Значимость работы заключается в том, что предлагаемый подход расширяет возможности применения математических моделей данного класса в части решения такого рода задач.

Ключевые слова: паровая турбина, мощность, конденсатор, главный эжектор, ограничения, давление в конденсаторе, математическая модель конденсатора.

ВВЕДЕНИЕ

Сокращение потребления пара производственного отбора или полное его отсутствие вызывает определенные проблемы при эксплуатации турбин с производственным отбором пара (турбины типа ПТ). Особенно остро такие проблемы возникают на ТЭЦ, принадлежащих крупным металлургическим и химическим предприятиям, в неотопительный период при необходимости круглогодичной выработки максимального количества электрической энергии, то есть когда возникает необходимость эксплуатации турбоустановок типа ПТ на конденсационном режиме. Основной проблемой при этом является ограничение мощности по давлению в конденсаторе [1-4].

В инструкциях по эксплуатации большинства турбоустановок обычно указана величина предельно допустимого давления в конденсаторе в эксплуатационных условиях, и это давление обычно составляет 12 кПа. Для турбоагрегатов среднего давления и с ухудшенным вакуумом возможны и другие ограничивающие значения величин давлений отработавшего пара. Выбор этой величины связан с обеспечением надежной работы турбинных ступеней, термомеханическим состоянием части низкого давления и обеспечением надежной работы основных эжекторов [5].

Ограничения мощности могут возникнуть или вследствие несоответствия параметров циркуляционной системы (количества и температуры охлаждающей воды) конденсационным нагрузкам турбоагрегатов [6-8], или из-за ухудшения характеристик конденсатора и основных эжекторов в процессе эксплуатации [9-14].

Наличие ограничений мощности по давлению в конденсаторе может быть установлено в рамках систем мониторинга состояния оборудования низкопотенциального комплекса и его диагностики. Этой проблеме посвящен ряд работ, в которых рассматриваются причины отклонения указанных выше факторов и их влияние на располагаемую мощность турбоустановки [6, 8, 9]. К настоящему времени разработаны различные системы мониторинга, которые могут быть встроены в систему автоматизированного управления технологическим процессом (АСУ ТП) [6, 15-19]. Использование таких систем предполагает, в том числе, решение постоперативных задач, включающих диагностирование вспомогательного оборудования и технико-экономические задачи [1, 20, 21].

Одно из центральных мест в системах диагностики оборудования занимают используемые в них математические модели, в частности, математические модели конденсаторов, предусматривающие вполне определенные

цифровые алгоритмы определения выявляемого дефекта [22, 23]. Цифровые алгоритмы не связаны с типом задач, конкретным оборудованием, его особенностями, режимами работы. От типа алгоритма зависит степень определенности выявляемого дефекта [24].

Проведенный анализ опубликованных результатов зарубежных исследований [6, 15-23] показал, что в них исследуются возможности диагностики определенных дефектов и несоответствий в работе турбоустановок, но, практически, отсутствуют данные по использованию математических моделей конденсаторов для решения задач, связанных с определением допустимых давлений в конденсаторах с учетом величин присосов воздуха и характера взаимодействия конденсатора и основного эжектора в широком диапазоне его тепловых нагрузок.

Поэтому определение конденсационных режимов работы турбоустановок, обеспечивающих минимальные ограничения мощности, на основе математической модели конденсатора, учитывающей указанные факторы, является новой и весьма актуальной задачей, которая и решается в данном исследовании.

Целью работы является разработка и апробация отсутствовавшей ранее методики выяснения причин ограничений мощности турбоустановки на основе математической модели ее конденсатора с использованием данных эксплуатационного контроля за состоянием оборудования.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- выбор объекта исследования;
- подбор эксплуатационных данных по наиболее характерным режимам работы турбоустановки;
- выбор математической модели конденсатора, обеспечивающей наиболее достоверное решение поставленной задачи, и адаптация выбранной модели к конкретным условиям;
- определение допустимого давления в конденсаторе;
- определение допустимого расхода пара в конденсатор, степени загрязнения конденсатора, ее влияния на давление в конденсаторе и на вырабатываемую турбоустановкой мощность, а также влияния фактических присосов воздуха на давление в конденсаторе;
- проведение анализа с целью выяснения основных факторов, лимитирующих выра-

ботку электрической мощности турбоустановкой;

- разработка рекомендаций по ведению режимов, обеспечивающих минимальные значения ограничений мощности.

МЕТОДИКА И АЛГОРИТМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

При проектировании паротурбинных установок типа ПТ считается, что конденсационный режим не является характерным, поэтому для них принимаются несколько завышенные величины удельных паровых нагрузок (d_k , кг/(м²·ч)) и заниженные кратности охлаждения (m , т/ч воды, т/ч пара). Так, для рассматриваемой турбоустановки эти величины соответственно равны $d_k=90,3$ и $m=30,63$. Для сравнения, у конденсаторов конденсационных турбин проектные значения этих величин находятся в пределах $d_k=30-44$ и $m=47-63$.

Таким образом, можно предположить, что в случае использования турбоустановок типа ПТ при их работе в конденсационном режиме мы имеем дело с объективно низкими проектными значениями вакуума в конденсаторе.

В конкретных условиях при проведении анализа причин ограничений мощности и разработке мероприятий по их устранению необходимо прежде всего иметь достаточно достоверные данные по параметрам, характеризующим работу конденсатора на наиболее характерных режимах эксплуатации в широком диапазоне температур и расходов охлаждающей его воды, и на основе этих данных по одной из выбранных методик определить существующие ограничения.

Фактические данные могут быть получены из данных, фиксируемых АСУ, или из суточных ведомостей контроля за состоянием работы оборудования, в частности, конденсатора, основных эжекторов и турбоустановки в целом за период не менее года. Такой подход позволяет из всего имеющегося массива данных выбрать наиболее характерные режимы эксплуатации, провести соответствующую диагностику оборудования и определить его технико-экономические показатели.

Расчетные данные могут быть получены на основе математической модели конденсатора, учитывающей его взаимодействие с эжектором. Результаты расчетов могут быть представлены в виде характеристик конденсатора для всего диапазона расходов пара в

него. Характеристики должны быть построены на основе осредненных фактических данных для характерных режимов. В данной работе используется математическая модель конденсатора, позволяющая отдельно учитывать влияние присосов воздуха в вакуумную систему и загрязнений поверхностей теплообмена на параметры конденсации пара, а также их влияние на давление в конденсаторе [25]. Данная модель прошла верификацию на турбоустановках различных типов и используется для проведения исследований на многих ТЭЦ.

Анализ результатов производился с целью определения фактических характеристик конденсатора на основе измеренных величин и расчетных данных. В ходе проведения анализа определялась степень загрязнения поверхностей теплообмена при известных присосах воздуха в вакуумную систему. По характеристикам конденсатора, построенным для существующих режимов турбоустановки, определялись режимы, имеющие ограничения мощности.

Представленные в настоящей работе содержание и последовательность действий позволяют предложить достаточно универсальную методику определения ограничений мощности по давлению в конденсаторе паротурбинных установок.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве примера рассмотрим результаты анализа режимов работы турбоустановки ПТ-35/55-3,2 одной из ТЭЦ в России за период с июня 2019 по июль 2020 года. Анализ проводился на основе обработки записей в суточных ведомостях за указанный период и с использованием адаптированной математической модели конденсатора. Такой подход позволяет охватить всю совокупность режимов работы турбоустановки при ее эксплуатации в конкретных условиях.

Расчетные режимы турбоустановки ПТ-35/55-3,2 представлены в таблице 1.

Таблица 1¹

Расчетные режимы турбоустановки ПТ-35/55-3,2²

Электрическая мощность/ Electric power	Расход пара на турбину/ Steam consumption per turbine	Регулируемые отборы/ Regulated steam extractions				Параметры пара в конденсаторе/ Condenser steam parameters	
		производственный /production extraction		теплофикационный/ heating extraction		расход/ consumption	давление/ pressure
МВт/ MW	G_o , т/ч/ t/h	$G_{пр}$ т/ч/ t/h	$P_{пр}$ МПа/ MPa	$G_{тепл}$ т/ч/ t/h	$P_{тепл}$ МПа/ MPa	G_k т/ч/ t/h	P_k МПа/ MPa
22,2	240	115	1,5	95	0,15	26,1	3,2
30,6	240	130	1,5	0	–	101,0	6,4
45,3	240	–	0	110	0,15	114,4	7,0
39,3	170	–	0	0	–	152,2	9,5
54,2	240	–	0	0	–	212,2	14,2

Турбоустановка оснащена двухпоточным двухходовым конденсатором типа 35КП-2350-1 с поверхностью теплообмена 2350 м² из 5260 трубок из латуни Л68 наружным диаметром 23 мм и внутренним 21 мм. Номинальный расход охлаждающей воды через конденсатор – 6500 м³/ч. В имеющейся документации нормативные характеристики конденсатора отсутствуют. Для турбоустановок данного типа предельное допустимое давление в конденсаторе, при котором допус-

кается длительная их эксплуатация, принимается равным 14,2 кПа.

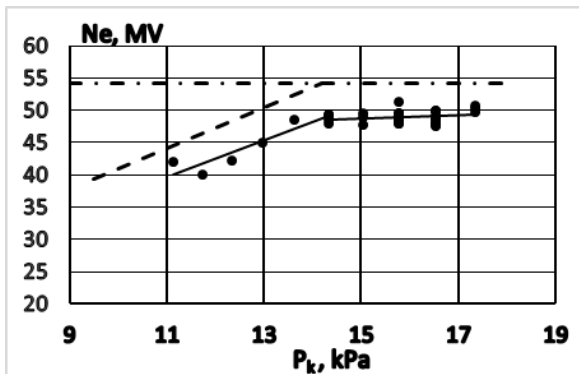
Для рассматриваемого случая в качестве фактических были выбраны данные, представленные в суточных ведомостях по турбоустановке за летний период эксплуатации (июль–август 2019 г.). В соответствии с целью анализа была проведена обработка данных для получения зависимостей электрической мощности, вырабатываемой турбоустановкой, от давления в конденсаторе.

^{1,2} Appendix 1

Из данных, полученных на летних режимах, были выбраны все значения давлений в конденсаторе (P_k , кПа), расходов пара (G_k , т/ч) в него и электрической мощности, вырабатываемой турбоустановкой (N_3 , МВт), соответствующие расходам охлаждающей воды в диапазоне от 7000 до 8000 т/ч (средний расход $W_{cp}=7422$ т/ч) при соответствующих температурах воды на входе в конденсатор и измеренных присосах воздуха в вакуумную систему.

Для выяснения взаимозависимости давления в конденсаторе и электрической мощности, вырабатываемой турбоустановкой на летних режимах, в соответствии с данными измерений построена зависимость $N_3=f(P_k)$, представленная на рис. 1.

Полученная зависимость не носит универсального характера, но позволяет установить, что в условиях эксплуатации увеличение давления в конденсаторе свыше 14,2 кПа не позволяет получить прироста мощности с увеличением расхода пара в конденсатор, при этом ограничения мощности составляют порядка 5 МВт. Наличие такого предельного давления подтверждается данными, представленными в таблице 1.



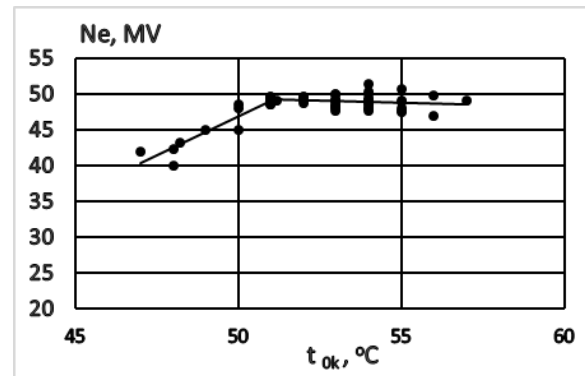
точки – данные измерений;
сплошная линия – тренд;
штриховая линия – расчетная зависимость электрической мощности от давления в конденсаторе при температуре охлаждающей воды $t_{1в}=20^{\circ}\text{C}$;
штрих-пунктир – расчетная мощность при номинальном расходе пара на турбину

Рис. 1. Зависимость электрической мощности турбоустановки ПТ-35/55-3,2 от давления в конденсаторе 35КП-2350-1 при параметрах: $W=7000-8000$ т/ч; $t_{1в\text{ ср}}=26-32^{\circ}\text{C}$; $G_k=161-204$ т/ч.³

Имеющиеся данные дают основания полагать, что фактические ограничения мощности при увеличении давления в конденсаторе напрямую связаны с режимом работы основ-

ного эжектора. Известно, что работа основного эжектора при температуре охлаждающего конденсата на входе в охладитель первой ступени выше 50°C приводит к его перегрузке и выключению, вследствие чего эжектор не в состоянии поддерживать вакуум в соответствии с паровой нагрузкой конденсатора: давление в конденсаторе растет, а мощность не увеличивается из-за уменьшения теплоперепада на турбине. На рис. 2 показана зависимость электрической мощности, вырабатываемой турбоустановкой, от температуры основного конденсата.

Представляется, что снятие указанных выше ограничений возможно при выборе режимов, обеспечивающих давление в конденсаторе ниже максимально допустимого (14,2 КПа).



точки – данные измерений;
сплошная линия – линия тренда

Рис. 2. Зависимость электрической мощности турбоустановки ПТ-35/55-3,2 от температуры основного конденсата на входе в эжектор ЭП-3-750-2.⁴

На рис. 3 показано корреляционное поле P_k от G_k , полученное на основе суточных ведомостей. На этом же рисунке представлены расчетные зависимости, построенные на основе математической модели конденсатора при средних, максимальных и минимальных температурах охлаждающей воды на входе в него и величине среднего значения расхода этой воды. При построении зависимостей $P_k=f(G_k)$ коэффициент чистоты был определен расчетным путем с использованием фактических данных.

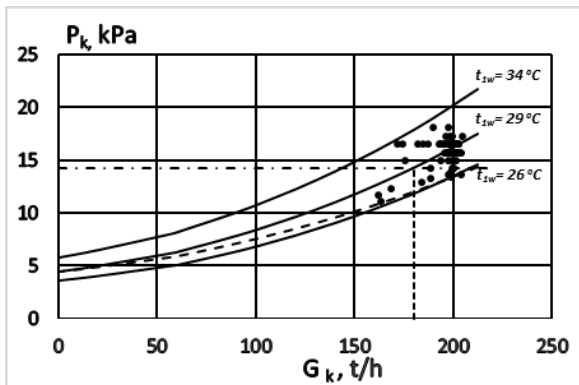
С помощью представленных на рисунке зависимостей можно определить допустимый расход пара в конденсатор, который в данном случае равен 180 т/ч.

При заданной температуре на входе в конденсатор обеспечение приемлемого значения давления может быть осуществлено подбо-

^{3,4} Appendix 1

ром соответствующего расхода охлаждающей воды.

На рис. 4 показаны характеристики $P_k=F(W)$ конденсатора 35КП-2350-1, построенные на основе математической модели при температуре воды на входе в 29°C и различных расходах пара в конденсатор. Представленные на рисунке зависимости позволяют определить условия получения номинальной мощности турбоустановки (при $G_k=212,2$ т/ч). В данном случае эта выработка возможна при расходе охлаждающей воды более 7400 т/ч и при степени чистоты поверхностей теплообмена, близкой к нормативной. При расчётном расходе охлаждающей воды 6500 т/ч и фактическом загрязнении расход пара в конденсатор ограничен величиной расхода в него 155 т/ч.



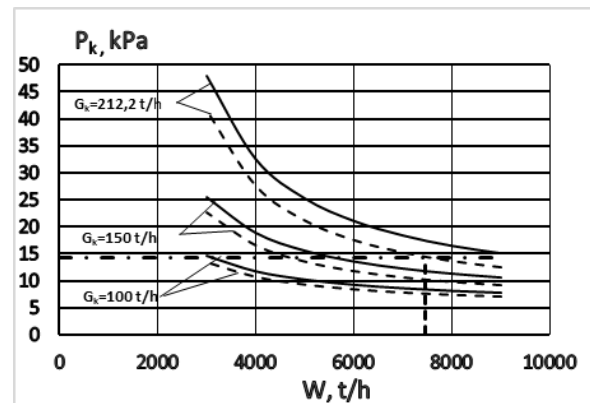
Условия построения расчетных характеристик: $W=7456$ т/ч; $G_{\text{возд}}=11,5$ кг/ч; $a=0,671$.
 точки – данные измерений при $W_{\text{ср}}=7456$ т/ч (7000–8000 т/ч); $t_{\text{ср}}=29^\circ\text{C}$ (26–34 $^\circ\text{C}$); $G_{\text{к ср}}=195,9$ т/ч (161–204 т/ч);
 сплошные линии – расчетные характеристики при температурах циркулирующей воды на входе в конденсатор, $t_{1в ср}=29^\circ\text{C}$, $t_{1в}=34^\circ\text{C}$, $t_{1в}=26^\circ\text{C}$;
 пунктирная линия – нормативная характеристика конденсатора $t_{1в ср}=29^\circ\text{C}$;
 штрих-пунктир – линия допустимого давления пара в конденсаторе;
 вертикальный пунктир – линия допустимого расхода пара в конденсатор.

Рис. 3. Характеристики конденсатора 35КП-2350-1 турбоустановки ПТ-35/55-3,2.⁵

На рис. 4 показаны характеристики $P_k=F(W)$ конденсатора 35КП-2350-1, построенные на основе математической модели при температуре воды на входе в 29°C и различных расходах пара в конденсатор. Представленные на рисунке зависимости позволяют определить условия получения номинальной мощности турбоустановки (при $G_k=212,2$ т/ч). В данном случае эта выработка возможна при расходе охлаждающей воды более 7400 т/ч и

при степени чистоты поверхностей теплообмена, близкой к нормативной. При расчётном расходе охлаждающей воды 6500 т/ч и фактическом загрязнении расход пара в конденсатор ограничен величиной расхода в него 155 т/ч.

На рис. 5 показаны расчетные характеристики конденсатора 35КП-2350-1 $P_k=f(G_k)$ при заданном фактическом среднем расходе охлаждающей воды 7456 т/ч, позволяющие определить величины температур воды на входе в конденсатор, при которых возможно получение расчетной электрической мощности.



сплошные линии – расчетные характеристики при фактической степени загрязнения поверхностей теплообмена, $a=0,671$;
 пунктирные линии – расчетные характеристики при нормативной степени загрязнения поверхностей теплообмена, $a=0,85$;
 штрих-пунктир – линия максимального допустимого значения давления пара в конденсаторе;
 вертикальный пунктир – линия наименьшего допустимого по давлению расхода охлаждающей воды.

Рис. 4. Зависимость давления в конденсаторе 35КП-2350-1 от расхода через него охлаждающей воды при различных расходах пара в конденсатор, $t_{1в}=29^\circ\text{C}$, $G_{\text{возд}}=11,5$ кг/ч.⁶

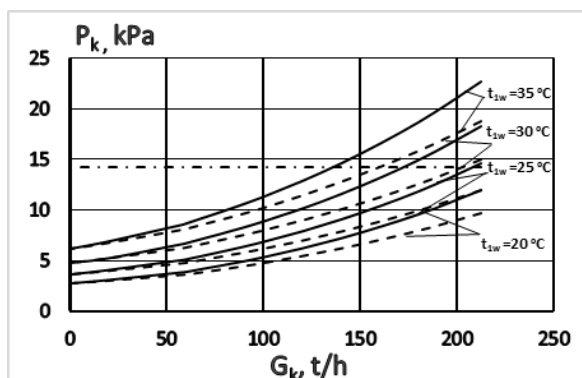
На основе данных рис. 5 можно установить, что выработка номинальной мощности в рассматриваемых условиях возможна при температурах ниже 25°C , что может быть реализовано повышением охлаждающей способности гидроохладителей.

При рассмотрении вопроса о причинах ограничений мощности весьма важным является определение величин ее недовыработки за счет наличия загрязнений на поверхностях теплообмена конденсатора.

На рис. 6 показана зависимость недовыработки мощности турбоустановкой ПТ-35/55-3,2 от расхода пара в конденсатор.

^{5, 6, 7} Appendix 1

Зависимость рассчитана для условий рассматриваемого режима ($W=7456$ т/ч, $t_{1в}=29^{\circ}\text{C}$) в рабочем диапазоне расхода пара в конденсатор.



сплошные линии – расчетные характеристики при фактической степени загрязнения поверхностей теплообмена, $a=0,671$;
штриховые линии – расчетные характеристики при нормативной степени загрязнения поверхностей теплообмена, $a=0,85$;
штрих-пунктир – линия максимального допустимого значения давления пара в конденсаторе

Рис. 5. Характеристики конденсатора 35КП-2350-1, $W=7456$ т/ч, $G_{возд}=11,5$ кг/ч.⁷

Величины недовыработки мощности определялись по разности давлений, рассчитанных для конденсатора, имеющего фактические загрязнения ($a=0,671$), и для технически чистого конденсатора ($a=0,85$), с использованием нормативного графика поправок к мощности турбины на отклонение давления пара в конденсаторе.

В результате этого расчета определено, что недовыработка мощности составляет до 1,3% от номинальной электрической мощности турбоустановки.

Фактические присосы воздуха в вакуумную систему в данном случае невелики и не оказывают существенного влияния на мощность, вырабатываемую установкой.

Таким образом, выполнение исследований на основе математической модели конденсатора с использованием данных текущего контроля в определенной в данной работе последовательности позволило выяснить причины ограничений мощности турбоустановки, определить режимы, при которых возможно снятие этих ограничений, то есть в работе представлена методика, имеющая достаточно универсальный характер.

Следует отметить, что в условиях бестопливного получения острого пара на основе утилизации тепла доменного и коксового га-

зов на ТЭЦ металлургических предприятий выработка максимально возможной электрической мощности всегда экономически целесообразна.

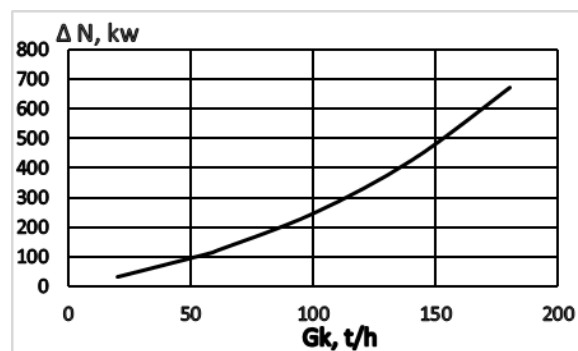


Рис. 6. Зависимость недовыработки электрической мощности турбоустановкой ПТ-35/55-3,2 от расхода пара в конденсатор, $W=7456$ т/ч, $t_{1в}=29^{\circ}\text{C}$, $G_{возд}=11,5$ кг/ч.⁸

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

– В результате исследования выбранного объекта на основе математической модели его конденсатора получены следующие основные результаты. Предложена и апробирована методика выяснения причин ограничений мощности турбоустановки на основе уточненной математической модели ее конденсатора с использованием данных эксплуатационного контроля за состоянием оборудования. В соответствии с предложенной методикой выполнен анализ конкретных режимов эксплуатации турбоустановки в определенной последовательности. На основе суточных ведомостей текущего контроля выбраны данные, характеризующие режимы работы конденсатора за период наибольших значений давления в конденсаторе. На основе фактических данных построены зависимости мощности, вырабатываемой турбоустановкой, от величины давления в конденсаторе. Установлена величина предельного допустимого давления в конденсаторе, которое для турбоустановки данного типа равно 14,2 кПа. Показано, что превышение указанного давления приводит к ограничению электрической мощности турбоустановки. Причиной такого ограничения является переход основного эжектора на нештатный режим работы вследствие повышенной температуры основного конденсата, поступающего в его охладитель первой ступени. На основе фактических данных с помощью математической модели конденсатора построены зависимости давления в конденсаторе от расхода в него пара. С по-

⁸ Appendix 1

мощью построенных зависимостей и установленной ранее величины допустимого давления определена величина максимально допустимого расхода пара в конденсатор в рассматриваемых условиях.

– Определены области режимов работы конденсатора по расходу охлаждающей конденсатор воды при заданной средней ее температуре, обеспечивающие выработку номинальной и даже большей ее величины электрической мощности.

– Определены области режимов работы конденсатора от температуры охлаждающей воды на входе в него при заданном ее расходе.

– Определены величины недовыработки мощности турбоустановкой в зависимости от расхода пара в конденсатор на режимах, соответствующим фактическим данным.

Использованные в настоящей работе содержание и последовательность действий представляют собой достаточно универсальную методику определения ограничений мощности по давлению в конденсаторе паротурбинных установок.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

^{1,2} **Table 1.** Calculation modes of turbine unit PT-35/55-3,2.

³ **Fig. 1.** Electric power dependence of PT-35/55-3,2 turbo plant on condenser pressure, $W=7000-8000$ t/h; $t_{1в\ cp}=26-32^\circ\text{C}$; $G_k=161-204$ t/h. (the points - measured data; solid line - trend; the dashed line - estimated power capacity dependence on condenser pressure at cooling water temperature $t_{1c}=20^\circ\text{C}$; the dash-dotted line - estimated power at nominal steam consumption per turbine).

⁴ **Fig. 2.** Dependence of electric power of turbine unit PT-35/55-3.2 on the temperature of primary condensate at the inlet of the ejector EP-3-7502 type (the points - measured data; the solid line - trend)

⁵ **Fig. 3.** Characteristics of condenser 35KP-23501 of turbine unit PT-35/55-3,2. (the conditions of design characteristics $W=7456$ t/h; $G_{в\ озд}=11,5$ kg/h; $a=0,671$; - measurement data $W_{cp}=7456$ t/h (7000-8000 t/h); $t_{cp}=29^\circ\text{C}$ (26-34 $^\circ\text{C}$); $G_{k\ cp}=195,9$ t/h (161-204 t/h); the solid lines - design characteristics at temperatures of circulating water at condenser inlet $t_{1в\ cp}=29^\circ\text{C}$, $t_{1в}=34^\circ\text{C}$, $t_{1в}=26^\circ\text{C}$; the dashed line - normative condenser characteristic at $t_{1в\ cp}=29^\circ\text{C}$; the dash-dotted line - line of permissible pressure in the condenser; the vertical dotted line - line of allowable steam flow in condenser).

⁶ **Fig. 4.** Dependence of pressure in the 35KP-2350-1 condenser on the flow rate of cooling water through it at different flow rates of steam into the condenser, $t_{1в}=29^\circ\text{C}$, $G_{в\ озд}=11,5$ kg/h. (the solid lines - calculated characteristics at actual degree of pollution of heat

exchange surfaces, $a=0,671$; the dashed lines calculated characteristics at normative degree of pollution of heat exchange surfaces, $a=0,85$; the dash-dotted line - line of maximum permissible value of steam pressure in condenser; the vertical dotted line - line of the least permissible by pressure cooling water discharge).

⁷ **Fig. 5.** Characteristics of condenser 35KP-23501, $W=7456$ t/h, $G_{в\ озд}=11,5$ kg/h. (the solid lines - calculated characteristics at actual degree of pollution of heat exchange surfaces, $a=0,671$; the dashed lines - calculated characteristics at normative degree of pollution of heat exchange surfaces, $a=0,85$; the dash-dotted line - line of maximum allowable value of steam pressure in condenser).

⁸ **Fig. 6.** Dependence of power underproduction by a PT-35/55-3,2 turbine unit on steam consumption in the condenser, $W=7456$ t/h, $t_{1в}=29^\circ\text{C}$, $G_{в\ озд}=11,5$ kg/h.

Литература (references)

- [1] Chuang C.C., Sue D.C. Performance effects of combined cycle power plant with variable condenser pressure and loading. *Energy*, 2005, vol. 30, no. 10, pp. 1793–1801. doi: 10.1016/j.energy.2004.10.003
- [2] Geete A., Khandwawala A.I. Thermodynamic analysis of 120MW thermal power plant with combined effect of constant inlet pressure (124.61 bar) and different inlet temperatures. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2013, vol. 1, no. 1, pp. 17–25. doi: 10.1016/j.csite.2013.08.001
- [3] Mihajskij D.V. Issledovanie vliyaniya rezhimov raboty NPK na effektivnost' raboty energoblokov [Investigation of the influence of operating modes of a low-potential complex on the power units efficiency]. *Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tekhnologij – Eastern European Journal of Advanced Technologies*, 2005, no. 3, pp. 122–125. (In Russian)
- [4] Aronson K.E., Murmanskii I.B., Brodov Y.M., Stepanov M.Y. Steam pressure's influence in the condenser on the efficiency indicators of the t-100-12.8 turbine when operating with a fully closed diaphragm according to the thermal diagram. *Thermal Engineering*, 2020, vol. 67, no. 12, pp. 892–895. doi: 10.1134/S0040601520120022
- [5] *RD 153-34.1-22.508-2001. Metodicheskie ukazaniya po opredeleniyu obespechennosti elektrostancij cirkulyacionnymi sistemami vodonabzheniya* [Russian Guideline 153-34.1-22.508-2001. Methodological guidelines for determining the provision of power plants with circulating water supply systems]. Moscow, SPO ORGRES, 2001.
- [6] Zorner W., Drosdiok A. Functional and Thermodynamic Control of Steam Turbine Conden-

- sers and their Peripheral Systems // ASME/IEEE Power Generation Conference. USA. 1988.
- [7] Kalatuzov V.A. Nizkopotencial'naya chast' teplovyh elektrostancij odna iz prichin ograni-cheniya ih moshchnosti [The low-potential part of thermal power plants is one of the reasons for the limitation of their capacity]. *Energobere-zhenie i vodopodgotovka – Energy saving and water treatment*, 2010, no. 3(65), pp. 34–37. (In Russian)
- [8] Hu N.-S., He N.-N., Hu S. Fault diagnosis of the steam turbine condenser system based on SOM neural network. *Proc. Int. Conf. on Machine Learning and Cybernetics*, 2003, pp. 1222–1225. doi: 10.1109/ICMLC.2003.1259673.
- [9] Laskowski R., Smyk A., Lewandowski J., Rusowicz A. Cooperation of a Steam Condenser with a Low-pressure Part of a Steam Turbine in Off-design Conditions. *American Journal of Energy Research*, 2015, vol. 3, no. 1, pp. 13–18.
- [10] Standards for steam surface condensers. 11Th edition, USA: Heat Exchange Institute, 2012. 108 p.
- [11] Nadig R. Evacuation systems for steam surface condensers: vacuum pumps or steam jet air ejectors. [Proc. ASME 2016 Power Conf. POWER 2016, Charlotte, NC, June 26–30], 2016. doi: 10.1115/POWER2016-59067
- [12] ESDU Ejectors and Jet Pumps Data Item 86030, 1986. ESDU International Ltd, London, UK.
- [13] Croll W. S. Keeping steam ejectors. *Chem. Eng*, 1998, vol. 105, no. 4, pp. 108–112.
- [14] Brodov Y.M., Aronson K.E., Ryabchikov A.Y., Nirenshteyn M.A. Current state and trends in the design and operation of water-cooled condensers of steam turbines for thermal and nuclear power stations. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 66, no. 1, pp. 16–26. doi: 10.1134/s0040601519010026.
- [15] Zorner W., Andreae K.-H. Diagnosesystem zur Betriebsüberwachung von Dampfturbinenanlagen. *VGB. Kraftwerkstechnik*, 1991, p.6.
- [16] Michelis C., Rinaldi C., Sampietri C., Vario R. Condition monitoring and assessment of power plant components. *Power Plant Life Management and Performance Improvement*, 2011, pp. 38–10. doi: 10.1533/9780857093806.1.38
- [17] Nagel C. Steam Turbine Condition Monitoring (TCM) [Proc. of the ASME Power Conference – San Antonio, TX; United States; 17 July 2007 through 19 July 2007], 2007, pp. 327–334. doi: 10.1115/POWER2007-22062
- [18] Rusinowski H. Mathematical model of a steam turbine for the thermal diagnostics system [Proc. in the 2016 17th International Carpathian Control Conference (ICCC)], 2016, pp. 630–634. doi: 10.1109/CarpathianCC.2016.7501172
- [19] Salamati S.A., Salamati S.M., Salmasi F.R. Experimental identification and verification for a comprehensive model of multi-shaft combined cycle power plant [Proc. in the 2018 IEEE/IAS 54th Industrial and Commercial Power Systems Technical Conference (I&CPS)], 2018, pp. 1–8. doi: 10.1109/ICPS.2018.8467714
- [20] Huzarek M., Duzinkiewicz K., Piotrowski R. Static model of steam/water cycle for thermal and economic analysis [Proc. in the 2015 20th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)], 2015, pp. 65–86. doi: 10.1109/MMAR.2015.7283885
- [21] Salamati S.A., Salamati S.M., Salmasi F.R. Experimental identification and verification for a comprehensive model of multi-shaft combined cycle power plant [Proc. in 2018 IEEE/IAS 54th Industrial and Commercial Power Systems Technical Conference (I&CPS)], 2018, pp. 1–8. doi: 10.1109/ICPS.2018.8467714
- [22] Laskowski R.M. A mathematical model of a steam condenser in off-design operation. *Journal of Power Technologies*, 2012, no. 92, pp. 101–108.
- [23] Géczy G. Dynamic simulation of heater condenser and extraction condenser steam turbine. *Energy [Proc. in Energy (IYCE)*, 2013 4th International Youth Conference], 2013, pp. 1–5. doi: 10.1109/IYCE.2013.6604195
- [24] Aronson K.E., Murmanskii B.E., Novoselov V.B., Brodov YU.M., Sosnovsky A.YU., Murmanskii I.B., Izotin D.A. Adaptation of algorithms for diagnostics of steam turbine unit equipment to specific conditions at thermal power stations. *Thermal Engineering*, 2020, vol. 67, no. 11, pp. 800–804. doi: 10.1134/S0040601520110014
- [25] Shempelev A.G., Sushchih V.M., Iglin P.V. O rezul'tatah sopostavleniya raschetnyh i normativnyh karakteristik kondensatorov paroturbinnyh ustanovok v shirokom diapazone ih parovyh nagruzok [On the results of comparing the design and standard characteristics of steam turbine condensers in a wide range of their steam loads]. *Energetik – Power Engineer*, 2015, no. 10, pp. 60–64.

Сведения об авторе



Шемпелев Александр Георгиевич, д.т.н., доцент, профессор кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. Область научных интересов: теплообменные аппараты, повышение эффективности работы ТЭЦ. E-mail: agshem@mail.ru

Analysis of Efficiency upon Enhancing the Fuel Combustion Completeness in the GTU Burners Using Fuel Gas Heating up

Pekov A.P., Bachev N.L., Shilova A.A., Matyunin O.O., Betinskaya O.A.

Perm National Research Polytechnic University
Perm, Russian Federation

Abstract. One main characteristic of the gas turbine unit (GTU) burner is its fuel combustion completeness, which affects directly the efficiency of the power plant along with CO and unburnt hydrocarbons C_nH_m emissions. The aim of this work was the research on the application of the fuel heating-up as an alternative method for increasing the fuel combustion completeness and controlling the emission of harmful agents. This goal is achieved by obtaining experimental data on the emissions of CO and NO_x at different temperatures of the fuel gas supply to the combustion chamber. The most significant result of the work is the experimentally confirmed possibility of increasing the combustion efficiency (decreasing CO) by heating the fuel gas while maintaining constant gas-dynamic characteristics of the chamber. The significance of the results obtained consists in the experimental confirmation of the combustion quality control only by heating the fuel gas without changing the operating and design characteristics of the combustion chamber. The fuel combustion low completeness can cause the burner unstable operation in the form of the unsteady pre-blowout burning combined with the pressure oscillations in the burner. At present, methods for ensuring the increase in stability and completeness of the fuel combustion are related to the air rate and temperature changes at the inlet. However, the use of these methods can be unwanted because of their causing the decrease in the coefficient of efficiency and in the resource of the 'hot part' of the gas-turbine facility.

Keywords: fuel gas heating-up, fuel combustion completeness, harmful agents emission, experimental facility, torch unit.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.09>

UDC: 536.464

Analiza eficienței creșterii plenitudinii arderii combustibilului în camerele de ardere ale instalațiilor turbinelor cu gaz prin preîncălzirea gazelor combustibile

Pekov A.P., Bachev N.L., Șilova A.A., Matyunin O.O., Betinskaya O.A.

Universitatea națională de cercetare politehnică din Perm
Perm, Federația Rusă

Rezumat. Una dintre principalele caracteristici ale camerei de ardere ale instalației turbinei cu gaz este plenitudinea arderii combustibilului, de care în mod direct depinde eficiența instalației energetice și emisiile de monoxid de carbon CO și de hidrocarburi nearse C_nH_m . Scopul lucrării este cercetarea utilizării încălzirii combustibilului ca mijloc alternativ de creștere a plenitudinii arderii combustibilului și de control al emisiilor de substanțe nocive. Obiectivul este atins prin obținerea de date experimentale privind emisiile de CO și NO_x la diferite temperaturi de alimentare a camerei de ardere cu gaz combustibil. Cel mai important rezultat al lucrării este posibilitatea dovedită experimental de a crește plenitudinea combustiei (reducerea emisiilor de CO) prin încălzirea gazului combustibil, menținând constante caracteristicile gazodinamice și geometrice ale camerei de ardere. Importanța rezultatelor obținute constă în confirmarea experimentală a posibilității de a controla calitatea combustiei doar prin încălzirea gazului combustibil fără a schimba regimul și caracteristicile de proiectare ale camerei de ardere. Plenitudinea joasă de ardere a combustibilului poate cauza o funcționare instabilă a camerei de ardere sub forma unei combustii instabile înainte de ardere, însoțită de fluctuații de presiune în camera de ardere. O eficiență ridicată a combustiei este deosebit de importantă în camerele de ardere cu emisii reduse. La regimuri înalte de funcționare, pentru a menține cea mai mică emisie de NO_x este necesară menținerea unei temperaturi minime a flăcării stabile. Însă aplicarea metodelor indicate duce la consecințe nedorite, exprimate în reducerea randamentului și a resursei „părții fierbinți” a instalației turbinei pe gaz.

Cuvinte-cheie: preîncălzirea gazelor combustibile, plenitudinea arderii combustibilului, emisii de substanțe nocive, instalație pilot, dispozitiv de ardere.

© Пеков А.П., Бачев Н.Л.,
Шилова А.А., Матюнин О.О.,
Бетинская О.А.

Анализ эффективности повышения полноты сгорания топлива в камерах сгорания ГТУ путем подогрева топливного газа

Пеков А.П., Бачев Н.Л., Шилова А.А., Матюнин О.О., Бетинская О.А.

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

Пермь, Российская Федерация

Аннотация. Одной из основных характеристик камеры сгорания газотурбинной установки является полнота сгорания топлива, от которой напрямую зависит экономичность энергоустановки и эмиссия монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов C_nH_m . Целью данной работы являются исследования по применению подогрева топлива в качестве альтернативного способа повышения полноты сгорания топлива и управления эмиссией вредных веществ. Поставленная цель достигается получением экспериментальных данных по эмиссии CO и NO_x при разных температурах подачи топливного газа в камеру сгорания. Наиболее существенным результатом работы является экспериментально подтвержденная возможность повышения полноты сгорания (уменьшения эмиссии CO) путем подогрева топливного газа при сохранении постоянных газодинамических и геометрических характеристик камеры сгорания. Значимость полученных результатов состоит в экспериментальном подтверждении возможности управления качеством горения только подогревом топливного газа без изменения режимных и конструктивных характеристик камеры сгорания. Низкая полнота сгорания топлива может быть причиной неустойчивой работы камеры сгорания в виде нестабильного прерывного горения, сопровождающегося колебаниями давления в камере сгорания. Обеспечение высокой полноты сгорания топлива особенно важно в малоэмиссионных камерах сгорания. На высоких режимах работы для обеспечения минимально возможной эмиссии NO_x необходимо обеспечивать минимальную возможную температуру стабильного пламени. На сегодняшний день на практике широко применяются следующие способы повышения устойчивости и полноты сгорания топлива: локальное повышение концентрации топлива в факеле пламени путем сброса части воздуха в турбину помимо горелок, сброса части воздуха из камеры в атмосферу и путем отключения части горелок, а также их комбинации. Однако применение указанных способов приводит к нежелательным последствиям, выражающимся в снижении КПД и ресурса «горячей части» газотурбинной установки.

Ключевые слова: подогрев топливного газа, полнота сгорания топлива, эмиссия вредных веществ, экспериментальная установка, горелочное устройство.

ВВЕДЕНИЕ

Все известные способы управления качеством и устойчивостью горения в камерах сгорания (КС) газотурбинных установок (ГТУ) основаны на снижении времени индукции топлива и повышении скорости его сгорания [1]. По способу физического воздействия на процесс горения эти способы одинаковы – они изменяют температуру горения либо за счет изменения температуры горюче-воздушной смеси (ГВС), либо за счет изменения коэффициента избытка воздуха [2]. Подогрев воздуха и топливного газа перед их подачей в КС по-разному влияет на характеристики внутрикамерного процесса и режимные параметры ГТУ. Температура подогретого воздуха сильно влияет на температуру ГВС и энергоэффективность установки, а температура подогретого топливного газа сильно сдвигает нижний предел горения обедненных ГВС в сторону больших значений коэффициента избытка воздуха.

О влиянии температуры воздуха и топливного газа на газодинамические и эмиссионные характеристики горения опубликованы в основном экспериментальные данные. В работе

[3] приведены результаты экспериментальных исследований по влиянию температуры воздуха на характеристики горения в КС микрогазотурбинной установки. Результаты показывают, что с увеличением температуры воздуха эффективность сгорания увеличивается, выбросы CO и C_nH_m значительно снижаются, а выбросы NO_x значительно увеличиваются. В исследовании [4] экспериментально изучалось влияние подогрева воздуха и состава топлива на характеристики горения в КС модельной ГТУ. Температура воздуха изменялась в диапазоне от 383 К до 483 К при фиксированном коэффициенте избытка воздуха, равного 1.2. Выявлено, что КС может перейти в термоакустическое нестабильное состояние, когда температура входящего воздуха превышает пороговое значение (403...423) К, что было связано с крупномасштабными изменениями фронта пламени. В работе [5] экспериментально исследуется влияние повышенных температур топлива на характеристики горения и выбросы в КС газотурбинного двигателя Rolls Royce 501 К с модифицированной топливной

форсункой. Был проведен ряд испытаний с использованием топлива Jet-A при температурах топлива 394 К, 505 К и 590 К.

В экспериментальных исследованиях [6, 7, 8] показано влияние температуры, давление и состава ГВС на нормальную скорость горения. В [7] результаты измерений сравниваются с результатами численного моделирования. В работах [9, 10] приводятся результаты экспериментальных исследований по влиянию температуры входа дизельных топлив на выбросы и характеристики пламени. Имеются также результаты экспериментальных исследований выбросов NO_x при сжигании пылевидных твердых топлив с предварительным подогревом [11].

Среди экспериментальных исследований по воспламеняемости ГВС следует отметить работы [12, 13, 14, 15, 16]. Эксперименты показали, что диапазон воспламеняемости расширяется с увеличением начальных температур и давления. Верхний предел зависит от давления по логарифмическому закону, а нижний предел воспламеняемости от давления не зависит. От начальной температуры верхний и нижний пределы воспламеняемости зависят линейно [17, 18, 19, 20, 21].

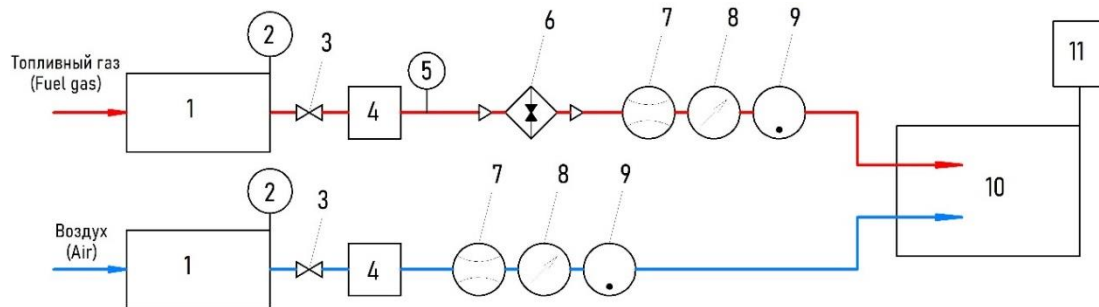
В работах [22, 23] содержатся данные по влиянию подогрева топливного газа на показатели эффективности ГТУ.

Информационно-аналитический обзор работ показал, что на сегодняшний день имеются экспериментально-теоретические исследования по влиянию давления и температуры подачи компонентов на концентрационные пределы и на нормальную скорость горения. Особое внимание заслуживает работа [23], в которой расчетным способом показано слабое влияние температуры топлива на режимные параметры ГТУ.

Отличительной особенностью данной работы является, то, что экспериментальным способом показано влияние подогрева топливного газа на эмиссию вредных веществ из камеры сгорания ГТУ. Новизна работы заключается в том, что по результатам расчетно-экспериментальных исследований предлагается новый способ повышения полноты сгорания топлива без изменения газодинамических и геометрических характеристик КС, только подогревом топливного газа.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

На рисунке 1 представлена схема экспериментального стенда по исследованию характеристик горения.



1 – баллон для топливного газа; воздушный ресивер в составе электрокомпрессора; 2 – манометр (давление на входе в редуктор); 3 – вентиль; 4 – редуктор газовый; 5 – манометр (давление на выходе из редуктора); 6 – подогреватель топливного газа; 7 – расходомер; 8 – датчик давления; 9 – термодатчик; 10 – испытательный отсек с горелочным устройством; 11 – газоанализатор.

1 – fuel gas tank; electrocompressor air receiver; 2 – manometer (pressure at the reducer input); 3 – screw valve; 4 – gas reducer; 5 – manometer (pressure at the reducer output); 6 – fuel gas heater; 7 – flow meter device; 8 – pressure sensor; 9 – thermal sensor; 10 – torch test compartment; 11 – gas analyser.

Рис. 1. Схема экспериментального стенда.

Fig. 1. Scheme of test bench.

В экспериментальной установке используется редукторная схема подачи воздуха и топливного газа. Топливный газ из баллона 1 через редуктор 4 поступает в электроподогре-

ватель 6, где нагревается до заданной температуры подачи в КС. Параметры подогретого топливного газа после подогревателя 6 (объемный расход $Q_{гор}$, давление подачи $P_{гор}$ и

температура подачи $T_{гор}$) и воздуха после редуктора 4 (объемный расход $Q_{ок}$, давление подачи $P_{ок}$ и температура подачи $T_{ок}$) регистрируются расходомерами 7, датчиками давления 8 и термодатчиками 9 и записываются с помощью измерительного комплекса «МЕРА».

На рисунке 2 представлена фотография испытательного отсека, предназначенного для исследования процесса сжигания газообраз-

ного топлива, включая природный газ и низкокалорийные газы, такие как синтез-газы, попутные нефтяные газы, доменные газы и т.д. Основной частью испытательного отсека является горелочное устройство (ГУ). ГУ имеет два канала подвода горючего, для организации контуров диффузионного и гомогенного горения.

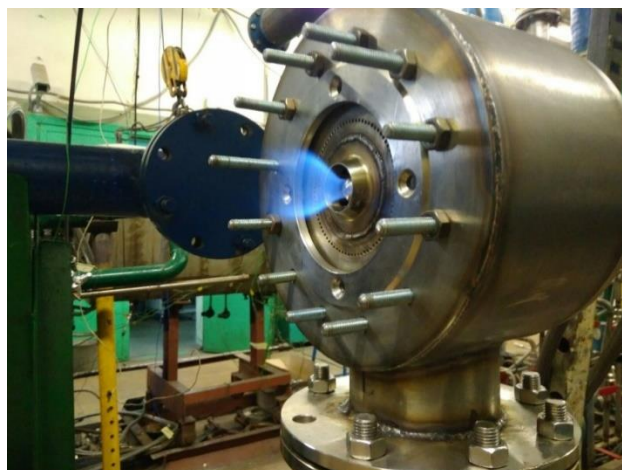


Рис. 2. Испытательный отсек.
Fig. 2. Test compartment.

Измерения эмиссионных характеристик проводились газоанализатором 11 Testo-350. Отбор проб выхлопных газов на анализ осуществлялся через специальный пробоотборник, расположенный в выхлопной магистрали стенда. Температура топливного газа измерялась хромель - копелевой термопарой, установленной на входе в диффузионный канал ГУ.

Для минимизации тепловых перетечек между топливным газом и воздухом на входе в ГУ трубки подвода топливного газа на большей длине были помещены в специальный теплоизолирующий стакан. Однако, как будет показано ниже, полностью исключить их не удалось.

В данной серии экспериментов использовался контур диффузионного горения.

Коэффициент избытка воздуха в условиях эксперимента определялся по параметрам подачи воздуха и топливного газа.

Массовые расходы окислителя и горючего равны:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ок} &= \rho_{ок} \cdot Q_{ок}; \\ \dot{m}_{гор} &= \rho_{гор} \cdot Q_{гор}, \end{aligned}$$

где $Q_{ок}$, $Q_{гор}$ – экспериментальные значения объемных расходов.

Плотности воздуха и топливного газа определялись с использованием экспериментальных значений параметров подачи:

$$\begin{aligned} \rho_{ок} &= \frac{P_{ок}}{R_{ок} \cdot T_{ок}}; \\ \rho_{гор} &= \frac{P_{гор}}{R_{гор} \cdot T_{гор}}, \end{aligned}$$

где $P_{ок}$, $P_{гор}$ – экспериментальные значения давления; $T_{ок}$, $T_{гор}$ – экспериментальные значения температуры.

Коэффициент избытка воздуха по условиям подачи компонентов:

$$\alpha = \frac{1}{K_{m0}} \cdot \frac{\dot{m}_{ок}}{\dot{m}_{гор}},$$

где K_{m0} – массовое стехиометрическое соотношение компонентов.

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Методикой проведения испытания предусмотрено простое непосредственное сравнение качества горения по уровню эмиссии CO и NOx без подогрева топлива и с его подогревом до максимально возможной величины, исходя из возможностей стендового подогревателя.

Экспериментальные исследования показали, что температура топливного газа на выходе из отверстий форсунок, на входе в зону горения, $T_{3.2}^{ex}$ выше температуры топливного газа на входе в ГУ $T_{гв}^{ex}$ из-за его дополнительного нагрева в каналах корпуса ГУ. Было определено, что на начальном режиме испытаний $T_{гв}^{ex} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{3.2}^{ex} = 141\text{ }^{\circ}\text{C}$, а на максимальном режиме испытаний $T_{гв}^{ex} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$;

$T_{3.2}^{ex} = 169\text{ }^{\circ}\text{C}$. Указанное обстоятельство привело к нарушению пропорциональности между $T_{3.2}^{ex}$ и $T_{гв}^{ex}$.

В качестве начального (исходного) режима выбран реальный режим работы горелочного устройства в составе камеры сгорания ГТУ, характеризующийся повышенным уровнем эмиссии CO. Параметры исходного режима приведены в таблице 1.

Была проведена серия экспериментальных исследований при осредненных условиях, указанных в таблице 1. Для контроля представительности эксперимента каждая серия исследований завершалась отключением подогрева до восстановления начальной температуры топлива, при которой производились контрольные замеры эмиссии CO и NOx.

Таблица 1.
Table 1.

Параметры исходного режима работы ГТУ.
Parameters of initial mode of GTU operation.

№	Название (Name)	Обозначение (Designation)	Размерность (Dimension)	Значение (Value)
1	Абсолютное давление в камере сгорания (Absolute pressure in the burner)	P_k	МПа (MPa)	0.114
2	Температура воздуха на входе в ГУ (Air temperature at the burner input)	$T_{ок}$	$^{\circ}\text{C}$	257.0
3	Расход воздуха (Air consumption)	$\dot{m}_{ок}$	кг/с (kg/s)	0.033
4	Коэффициента избытка воздуха (Air excess coefficient)	α	-	4.59
5	Температура топливного газа на входе в ГУ (Fuel gas temperature at the burner input)	$T_{гв}^{ex}$	$^{\circ}\text{C}$	20.0
6	Температура топливного газа на выходе из отверстий форсунки ГУ (Fuel gas temperature at the output of the burner's injector holes)	$T_{3.2}^{ex}$	$^{\circ}\text{C}$	141.0
7	Эмиссия CO (CO emission)	C_{CO}	мг/м ³ (mg/m ³)	869.0
8	Эмиссия NOx (NOx emission)	C_{NO_x}	мг/м ³ (mg/m ³)	77.3

Осредненные результаты испытаний приведены в таблице 2. Величина подогрева топливного газа рассчитывалась по формуле:

$$\Delta T_{гор} = (T_{3.2}^{ex})_i - (T_{3.2}^{ex})_1,$$

где i – порядковый номер эксперимента.

Степени изменения эмиссии оксида углерода и окислов азота определялись по формулам:

$$\Delta C_{CO} = \left(\frac{C_{COi}}{C_{CO1}} - 1 \right) \cdot 100\%;$$

$$\Delta C_{NO_x} = \left(1 - \frac{C_{NO_x1}}{C_{NO_xi}} \right) \cdot 100\%.$$

На рисунках 4 и 5 показаны графические зависимости осредненных результатов испытаний от величины подогрева топливного газа в ГУ.

Таблица 2.
Table 2.

Осредненные результаты испытаний.
Averaged test results.

i	Величина подогрева топливного газа $\Delta T_{гор}, ^\circ C$ (Value of fuel gas heat-up)	Относительная величина подогрева топливного газа, % (Relative value of the fuel gas heat-up)	Степень понижения эмиссии оксида углерода $\Delta C_{CO}, \%$ (Degree of decrease in carbon oxide emission)	Степень повышения эмиссии окислов азота $\Delta C_{NO_x}, \%$ (Degree of increase in nitrogen oxides emission)
1	0	0	0	0
2	3.6	2.55	7.09	3.98
3	7.3	5.18	13.54	6.08
4	15.5	10.99	20.68	9.38
5	19.4	13.76	24.84	11.45
6	23.7	16.81	27.68	12.36
7	28.0	19.86	30.60	13.44

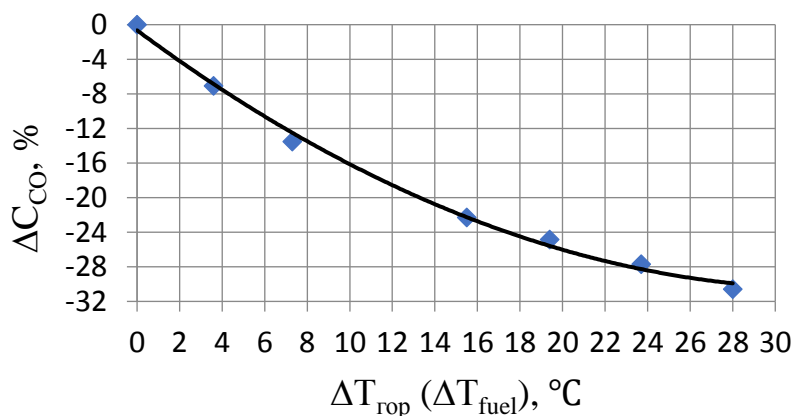


Рис. 3. Осредненная эмпирическая зависимость выбросов CO от величины подогрева топливного газа.

Fig. 3. Averaged empirical dependence of CO emission on the value of the fuel gas heat-up.

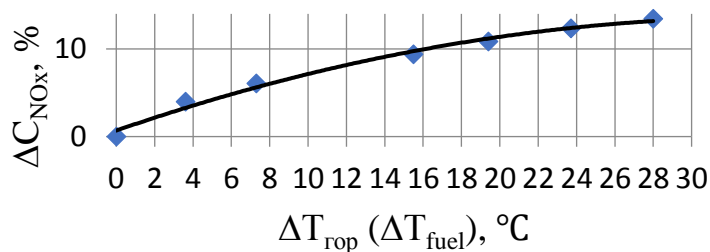


Рис. 4. Осредненная эмпирическая зависимость выбросов NO_x от величины подогрева топливного газа.

Fig. 4. Averaged empirical dependence of NO_x emission on the value of the fuel gas heat-up.

Как видно из графиков на рисунках 4 и 5, зависимости выбросов от температуры топлива в исследованном диапазоне температур подогрева топлива близки к линейным. Незначительное отклонение зависимостей от линейных объясняется перетечками тепла между топливом и стенками ГУ из-за недостаточной теплоизоляции топлива в каналах горелочного устройства.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

Сравнение эффективности альтернативного способа повышения полноты сгорания путем нагрева топлива с традиционными способами – путем повышения температуры воздуха ГВС производилось при условии внесения в ГВС одинакового количества дополнительного тепла и, соответственно, при одинаковых изменениях основных газодинамических параметров, определяющих объем зоны горения, скорость ГВС и время пребывания топлива в зоне горения.

Температура ГВС определялась по уравнению энергетического баланса:

$$T_{ГВС} = \frac{\alpha \cdot K_{m0} \cdot T_{ок} \cdot c_{p.ок} + T_{гор} \cdot c_{p.гор}}{(1 + \alpha \cdot K_{m0}) \cdot c_{p.ГВС}}$$

Удельные теплоемкости воздуха и топливного газа определялись по аналитическим зависимостям, которые получены методом

наименьших квадратов при анализе табличных данных:

$$c_{p.ок} = 0.181 \cdot T_{ок} + 950.6;$$

$$c_{p.гор} = 3.273 \cdot T_{гор} + 1251.$$

Удельная теплоемкость ГВС определялась в зависти от соотношения компонентов по формуле:

$$c_{p.ГВС} = \frac{\alpha \cdot K_{m0} \cdot c_{p.ок} + c_{p.гор}}{1 + \alpha \cdot K_{m0}}$$

Миделевая скорость ГВС определялась по формуле [20]:

$$W_{ГВС} = \frac{\dot{m}_{ГВС}}{\rho_{ГВС} \cdot F_{КС}}$$

Расходонапряженность определялась по формуле:

$$g_k = \frac{W_{ГВС}}{R_{ГВС} \cdot T_{ГВС}}$$

В таблице 3 отражены основные изменения введенные в газодинамику КС при подогреве топлива.

Таблица 3.

Table 3.

Основные изменения газодинамических параметров при подогреве топлива.

Main changes in gas-dynamic parameters at fuel heat-up.

№ п/п	Величина подогрева топливного газа $\Delta T_{гор}, ^\circ C$ (Value of fuel gas heat-up)	Величина подогрева ГВС $\Delta T_{ГВС}, ^\circ C$ (Value of FAM heat-up)	Скорость топливного газа в отверстиях форсунки, м/с (Rate of fuel gas in injector holes, m/s)	Миделевая скорость ГВС, м/с (Midship FAM rate, m/s)	Расходонапряженность, кг / (с · Н) (Flow rate, kg/(s·N))	Время пребывания топлива в камере сгорания, с (Staying time of fuel in the burner, s)
1	0	0	0.127	2.667	$0.175 \cdot 10^{-4}$	0.148
2	3.6	0.49	0.128	2.670	$0.175 \cdot 10^{-4}$	0.148
3	7.3	1.11	0.129	2.670	$0.175 \cdot 10^{-4}$	0.148
4	15.5	1.78	0.131	2.671	$0.175 \cdot 10^{-4}$	0.148
5	19.4	2.37	0.133	2.671	$0.175 \cdot 10^{-4}$	0.148
6	23.7	3.06	0.134	2.671	$0.174 \cdot 10^{-4}$	0.148
7	28	3.83	0.135	2.672	$0.174 \cdot 10^{-4}$	0.148

Анализ данных таблицы 3 показывает, что подогрев топливного газа практически не влияет на газодинамические параметры ГВС, что позволяет сделать вывод о неизменности параметров зоны горения, таких как объем зоны горения; доля воздуха, участвующая в горении; время пребывания топлива в зоне горения и др.

Для расчета выбросов оксидов азота NO_x и углерода CO при инженерном моделировании рабочего процесса обычно используют эмпирические зависимости.

В 1981 году Дж. Д. Льюис опубликовал выражение для прогноза NO_x на основе экспериментальных данных о пламени:

$$C_{NO_x} = 7.50 \cdot 10^{-6} \cdot e^{(8.28 \cdot 10^{-3} \cdot T_{3,2})}, \text{ об.}\%,$$

где $T_{3,2}$ – температура в зоне горения, К.

Это выражение является функцией только температуры пламени. Позднее Дж. Д. Льюис опубликовал полуэмпирическую формулу [24], которая кроме температуры пламени учитывает давление в камере сгорания и используется при бедном гомогенном горении:

$$C_{NO_x} = 3.32 \cdot 10^{-6} \cdot e^{(0.008 \cdot T_{3,2})} \cdot P^{0.5}, \text{ об.}\%, \quad (1)$$

где P – давление в камере, кгс/см².

Лефевр А.Н. в [25] для расчета эмиссии CO предложил экспериментальную зависимость:

$$C_{CO} = \frac{86 \cdot \dot{m}_{ок} \cdot T_{3,2} \cdot e^{-(0.00345 \cdot T_{3,2})}}{(V_{3,2} - V_e) \left(\frac{\Delta P}{P}\right)^{0.5} P^{1.5}}, \frac{\text{г}}{\text{кг}},$$

где $\dot{m}_{ок}$ – массовый расход воздуха, поступающего в КС; $\Delta P/P$ – относительные потери давления вдоль камеры $V_{3,2}$ – общий объем зоны горения; V_e – объем испарившихся капель (для горения газов $V_e = 0$).

Также Лефевр А.Н. в [26] предложил использовать для расчета эмиссии CO следующую уточненную формулу:

$$C_{CO} = \frac{20 \cdot f^2 \cdot \dot{m}_{ок,3,2} \cdot T_{n,2} \left(\frac{\Delta P}{P}\right)^{0.5} \cdot P}{V_{3,2} \cdot e^{(0.009 \cdot T_{3,2})}} \cdot 10^{-4}, \text{ об.}\%, \quad (2)$$

где f – доля воздуха, участвующая в горении; $\dot{m}_{ок,3,2}$ – расход воздуха в зоне горения; $T_{n,2}$ – температура продуктов сгорания на выходе из камеры.

Ризк Н.К. в [27] для расчета эмиссии CO использовал следующую зависимость:

$$C_{CO} = \frac{0.18 \cdot 10^9 \cdot e^{\left(\frac{7800}{T_{3,2}}\right)} \cdot \frac{\text{г}}{\text{кг}}}{P^2 \cdot (\tau - 0.4 \cdot \tau_e) \left(\frac{\Delta P}{P}\right)^{0.5}}, \quad (3)$$

где τ – время пребывания в зоне горения; τ_e – время испарения капли горючего.

Сделанный ранее вывод о неизменности параметров зоны горения от величины подогрева топливного газа, дает право воспользоваться указанными выше эмпирическими зависимостями для оценки влияния подогрева топливного газа на полноту сгорания топлива в относительных единицах. При этом все члены, не зависящие от $T_{3,2}$ обозначены в виде коэффициентов K_1, K_2, K_3 . Тогда уравнения (1), (2), (3) соответственно примут следующий вид:

$$C_{NO_x} = K_1 \cdot e^{(0.008 \cdot T_{3,2})}; \quad (4)$$

$$C_{CO} = K_2 \frac{1}{e^{(0.009 \cdot T_{3,2})}}; \quad (5)$$

$$C_{CO} = K_3 \cdot e^{\left(\frac{7800}{T_{3,2}}\right)}. \quad (6)$$

На рисунках 6 и 7 представлены зависимости изменения концентраций CO и NO_x от величины подогрева ГВС, рассчитанные по выражениям (4), (5), (6) соответственно.

Сравнение данных по эмиссии CO на рисунках 4 и 7 и данных по эмиссии NO_x на рисунках 5 и 6 показывает, что подогрев топливного газа значительно эффективнее подогрева воздуха по влиянию на полноту сгорания топлива.

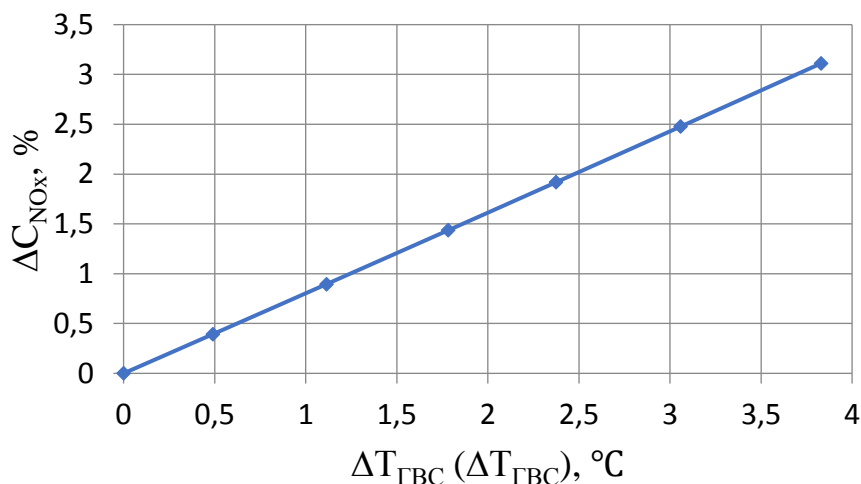


Рис. 5. Зависимость изменения концентрации NO_x от температуры ТВС.
 Fig. 5. Dependence of NO_x concentration change on FAM temperature.

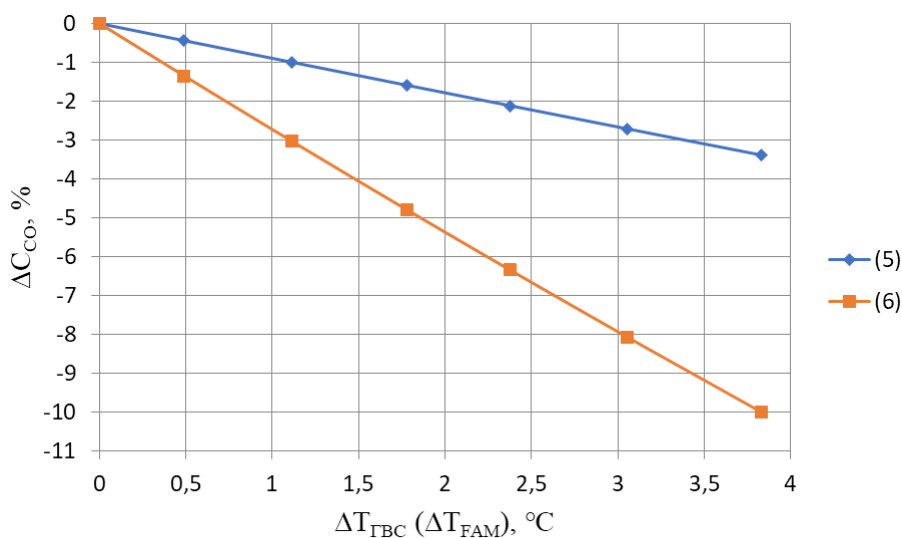


Рис. 6. Зависимость изменения концентрации CO от температуры ТВС.
 Fig. 6. Dependence of CO concentration change on FAM temperature.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования по влиянию подогрева топливного газа на газодинамические и эмиссионные характеристики горения позволяют сформулировать следующие выводы:

- внешний подогрев топливного газа незначительно влияет на термо- и газодинамические характеристики горения. Получено, что повышение температуры горюче-воздушной смеси и продуктов сгорания составляет примерно 0.15 гардуса на 1 градус подогрева топливного газа;

- показана сильная зависимость эмиссии CO и NO_x от внешнего подогрева топливного газа. Получено, что уменьшение эмиссии CO

составляет 1.1 %, а увеличение эмиссии NO_x 0.5 % на 1 градус подогрева топливного газа;

- полученные результаты свидетельствуют о возможности реализации нового способа регулирования газотурбинных установок путем подогрева топливного газа с регистрацией выбросов NO_x и CO без изменения расходных и конструктивных характеристик камеры сгорания.

Литература (References)

- [1] Ueli Honegger. Gas turbine combustion modeling for a parametric emissions monitoring system. Thesis, 2007
- [2] Pinaki Pal. Computational modeling and analysis of low temperature combustion regimes for advanced engine applications. Thesis, 2016

- [3] Wang, F.-S & Kong, Wenjun & Wang, B.-R & Lao, S.-Q & Zhang, P.-Y. (2007). Effects of inlet temperature on combustion characteristics within a micro gas turbine combustor. *Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/Journal of Engineering Thermophysics*. 28. 331-334.
- [4] *Aerospace Science and Technology*, Volume 92, September 2019, Pages 126-138, Aerospace Science and Technology Effects of fuel variation and inlet air temperature on combustion stability in a gas turbine model combustor Feier Chen Can Ruan Tao Yu Weiwei Cai Yebing Mao Xingcai Lu <https://doi.org/10.1016/j.ast.2019.05.052>
- [5] Wiest, H.K. & Heister, S.D.. (2014). Experimental study of gas turbine combustion with elevated fuel temperatures. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 136. 10.1115/1.4027907
- [6] Zhao Z., Kazakov A., Li J., Dryer F.L. The initial temperature and N-2 dilution effect on the laminar flame speed of propane/air. *Combustion Science and Technology*, 2004, vol. 176(10), pp. 1705–23, doi: 10.1080/00102200490487553
- [7] Natarajan J., Kochar Y., Lieuwen T., Seitzman J. Pressure and preheat dependence of laminar flame speeds of H₂/CO/CO₂/O₂/He mixtures. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2009, vol. 32(1), pp. 1261–1268, doi: 10.1016/j.proci.2008.06.110
- [8] *Combustion and Flame*, Volume 158, Issue 8, August 2011, Pages 1491-1506 Homogeneous combustion of fuel-lean H₂/O₂/N₂ mixtures over platinum at elevated pressures and preheats Yohannes Ghermaya John Mantzarasa Rolf Bombacha Konstantinos Boulouchos <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.12.025>
- [9] Chen, Hao & Guo, Qi & Zhao, Xu-yi & Xu, Meng-long & Ma, Yong. (2015). Influence of Fuel Temperature on Combustion and Emission of Biodiesel. *Journal of the Energy Institute*. 89. 10.1016/j.joei.2015.01.024
- [10] Poorhoseini, Hadi & Nikzad, R.. (2019). An experimental study on the effect of inlet diesel fuel temperature on mass flow choking, flame penetration, temperature, radiative characteristics and NO_x pollutant emission of an oil burner. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 41. 10.1007/s40430-019-2022-2
- [11] *Fuel*, Volume 294, 15 June 2021, 120538, Experimental study on NO_x emissions of pulverized coal combustion preheated by a 2 MW novel self-sustained preheating combustor Ziqu Ouyangab Wenhao Songab Jingzhang Liua Jianguo Zhuab Chengbo Mana Shujun Zhuac Hongliang Dingab <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120538>
- [12] Liao S.Y., Cheng Q., Jiang D.M., Gao J. Experimental study of flammability limits of natural gas-air mixture. *Journal of Hazardous Materials*, 2005, vol. 119, Issues 1-3, pp. 81-84
- [13] Gan C., Zili L., Chao Y. Experimental study of flammability limits of methane/air mixtures at low temperatures and elevated pressures. *Fuel*, 2016, vol. 181, pp. 1074-1080
- [14] Wang T., Luo Z., Wen H., Cheng F., Deng J., Zhao J., Guo Z., Lin J., Kang K., Wang W. Effects of flammable gases on the explosion characteristics of CH₄ in air. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 2017, vol. 49, Part B, pp. 183-190
- [15] Zamashchikov V.V. On the Flammability Limit. *Combustion Explosion and Shock Waves*, 2018, vol. 54, Issue 4, pp. 393–397
- [16] Catoire L., Naudet V. Estimation of temperature dependent lower flammability limit of pure organic compounds in air at atmospheric pressure. *Process Safety Progress*, 2005, vol. 24 (2), pp. 130-137
- [17] Wierzbza I., Kilchuk V. Flammability limits of hydrogen-carbon monoxide mixtures at moderately elevated temperatures. *International Journal of Hydrogen Energy*, June 2001, vol. 26, Issue 6, pp. 639-643
- [18] Gibbon H.J., Wainwright J., Rogers R.L. Experimental determination of flammability limits of solvents at elevated temperatures and pressures. In *Institution of Chemical Engineers Symposium Series*, 1994, vol. 134, pp. 1-12
- [19] Li Z., Gong M., Sun E., Wu J., Zhou Y. Effect of low temperature on the flammability limits of methane/nitrogen mixtures. *Energy*, 2011, vol. 36(9), Yuan, pp. 5521-5524.
- [20] Ale B.B., Wierzbza I. The flammability limits of hydrogen and methane in air at moderately elevated temperatures. Published in: *IECEC-97 Proceedings of the Thirty-Second Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (Cat. No. 97CH6203)*
- [21] Bolshova T.A., Bunev V.A., Knyazkov D.A., Korobeinichev O.P., Chernov A.A., Shmakov A.G., Yakimov S.A. Dependence of the lower flammability limit on the initial temperature. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, March 2012, vol. 48, Issue 2, pp. 125-129
- [22] Mehaboob Basha, Shaahid S.M., Luai Al-Hadhrami. Impact of Fuels on Performance and Efficiency of Gas Turbine Power Plants. 2nd International Conference on Advances in Energy Engineering December 27-28, 2011, Bangkok, Thailand. *Energy Procedia* 14 (2012), pp. 558-565.
- [23] Marin G., Mendeleev D., Osipov B., Akhmetshin A. Study of the effect of fuel temperature on gas turbine performance. *Web of Conferences* 178, 01033 (2020).

- [24] Lewis, G. D., 1981, "Prediction of NO_x Emissions," American Society of Mechanical Engineers (Paper), (81) pp. 5.
- [25] Lewis, G. D., 1991, "New Understanding of NO_x Formation," Tenth International Symposium on Air Breathing Engines, Anonymous Publ by AIAA, Washington, DC, USA, Nottingham, Engl, pp. 625-629.
- [26] Lefebvre, A. H., 1984, "Fuel Effects on Gas Turbine Combustion - Liner Temperature, Pattern Factor and Pollutant Emissions." AIAA/SAE/ASME 20th Joint Propulsion Conference. Journal of Aircraft, ed. AIAA, New York, NY, USA, Cincinnati, OH, Engl, pp. 18.
- [27] Rizk, N. K., and Mongia, H. C., 1993, "Semianalytical Correlations for NO_x, CO, and UHC Emissions," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME, 115(3) pp. 612-619.

Сведения об авторах.



Пеков Ахиллей Периклович – советник генерального директора ПАО НТЦ "Турбопневматик". Область научных интересов: теоретические и экспериментальные исследования внутрикамерных процессов.

E-mail: Pekov3@yandex.ru



Шилова Алена Алексеевна – инженер кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: рабочие процессы в КС ЭУ.

E-mail: alyona1203@gmail.com



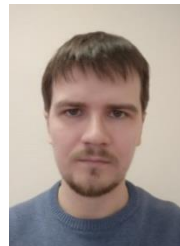
Бетинская Оксана Андреевна – к.т.н, доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: турбомшины и комбинированные ЭУ.

E-mail: oksanochka_zueva@mail.ru



Бачев Николай Леонидович – к.т.н., доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: утилизационные газотурбинные установки.

E-mail: bnl54@yandex.ru



Матюнин Олег Олегович – старший преподаватель кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: численное моделирование рабочих процессов в ЭУ.

E-mail: matoleg@gmail.com

The Effectiveness of Extended Schedules of Heating Regulation at CHP Plants with Decreasing Normative Design Temperature of the Supply Water

Suvorov D.M., Tatarinova N.V., Lyskova E.A.

Vyatka State University
Kirov, Russian Federation

Abstract. The aim of the work is a computational study of the effectiveness of the extended schedules of heating regulation at steam turbine CHPPs with a decrease in the normative design temperature of the supply water. The study was carried out on adequate mathematical models of CHP turbines and heat supply systems, considering heat pipelines' actual diameters and lengths. The main energy efficiency indicator is the specific reference fuel consumption for electricity supply, calculated under comparable conditions for the operating modes of turbine plants and the load of the heat supply system. The study took into account the electricity consumption for the drive of network pumps, standard heat losses in heating networks and the electricity generation for the heat consumption of CHPPs. The study results allowed for the first time to determine the integral indicators of the energy efficiency of work during the transition of CHPPs from the normative design ones to the temperature schedules reduced by the temperature of the supply water. At the same time, the calculations revealed the limitations on the parameters of the extended schedules of regulation when transitioning to reduced temperature schedules. The most important results of the work should also be attributed to the determination of the optimal schedules of the temperature of the supply water for different values of the district heating coefficient of the CHPP. The results obtained are essential for assessing the efficiency of the transition of heat supply systems to reduced supply water's design temperatures when using modern heating regulation schedules.

Keywords: heat supply system, heating load, heating regulation, temperature schedule, CHPP, specific reference fuel consumption, delivery water.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.10>

UDC: 697.34

Eficiența graficelor extinse de reglare a termoficării și CET la scăderea temperaturii calculate a apei din conducta tur

Suvorov D.M., Tatarinova N.V., Lyskova E.A.

Universitatea de Stat din Veatka
Kirov, Federația Rusă

Rezumat. Scopul lucrării este cercetarea prin calculare a eficienței graficelor de reglare a termoficării la CET cu turbine cu abur la o scădere a temperaturii de proiectare a apei din conducta tur. Studiul a fost realizat pe modele matematice adecvate ale instalațiilor cu turbine pentru centrale termice și sisteme de alimentare cu căldură, ținând cont de diametrele și lungimile reale ale rețelei de încălzire. Principalul indicator al eficienței energetice este determinat consumul specific de combustibil echivalent pentru generarea energiei electrice, calculat în condiții comparabile pentru regimurile de funcționare ale instalațiilor cu turbine și pentru sarcina sistemului de alimentare cu căldură. Totodată, a fost luat în considerare consumul de energie electrică pentru antrenarea pompelor de rețea, pierderile normate de căldură în rețelele de termoficare și generarea de energie electrică din consumul de căldură al CET. Parametrii integrali de eficiență pentru perioada de încălzire au fost determinați ținând cont de durata menținerii temperaturii în fiecare interval de un grad, iar calculele au fost efectuate pentru fiecare temperatură reprezentată de un număr întreg a aerului din exterior. În rezultatul cercetărilor au fost determinați indicatorii eficienței energetice la trecerea CET de la graficele proiectate de temperatură la cele de temperatură redusă a apei din conducta tur, cât păstrând reglarea inițială a termoficării, atât și la trecerea graficelor extinse de reglare a termoficării. Cele mai importante rezultate ar trebui să includă și determinarea graficelor optime de temperatură pentru alimentarea cu apă din linia de alimentare a rețelei de încălzire la diferite valori ale coeficientului de termoficare al CET. Rezultatele obținute sunt de mare importanță pentru aprecierea eficienței tranziției sistemelor de alimentare cu căldură la temperaturi de proiectare calculate scăzute ale apei din conducta tur utilizând grafice actuale de reglare cantitativă și calitativă a termoficării.

Cuvinte-cheie: sistem de aprovizionare cu energie termică, sarcină termică, reglarea termoficării, grafic de temperatură, CET, consum specific de combustibil echivalent, apă de rețea.

Эффективность расширенных графиков регулирования отопления на ТЭЦ при понижении расчетной температуры прямой сетевой воды
Суворов Д.М., Татарина Н.В., Лыскова Е.А.

Вятский государственный университет
 Киров, Российская Федерация

Аннотация. Целью данной работы является расчетное исследование эффективности расширенных графиков регулирования отопления на паротурбинных ТЭЦ при понижении расчетной температуры прямой сетевой воды. Исследование выполнено на адекватных математических моделях турбоустановок ТЭЦ и систем теплоснабжения с учетом реальных диаметров и длин тепловых магистралей. Основным показателем энергетической эффективности определен удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии, рассчитанный в сопоставимых условиях по режимам работы турбоустановок и по нагрузке системы теплоснабжения. При этом учитывались затраты электроэнергии на привод сетевых насосов, нормативные тепловые потери в теплосетях и выработка электроэнергии на тепловом потреблении ТЭЦ. Интегральные за отопительный период параметры эффективности определены с учетом длительности стояния температур в каждом одноградусном интервале, причем расчеты проводились по каждой целочисленной температуре наружного воздуха. В результате исследования впервые определены показатели энергетической эффективности при переходе ТЭЦ с проектных на пониженные по температуре прямой сетевой воды температурные графики, как при сохранении исходного регулирования отопления, так и при переходе на расширенные графики регулирования отопления. Выявлены ограничения по параметрам расширенных графиков регулирования при переходе на пониженные температурные графики. К наиболее важным результатам следует также отнести определение оптимальных по температуре сетевой воды в подающей линии теплосети температурных графиков при различных значениях коэффициента теплофикации ТЭЦ. При этом установлено, что снижение максимальной расчетной температуры сетевой воды со 150 до 130°C всегда энергетически целесообразно, а ее снижение до 110°C целесообразно только при расширенном графике регулирования отопления и при коэффициенте теплофикации, равном единице. Полученные результаты имеют большое значение для оценки эффективности перехода систем теплоснабжения на пониженные расчетные проектные температуры прямой сетевой воды при использовании современных графиков количественно-качественного регулирования отопления.

Ключевые слова: система теплоснабжения, отопительная нагрузка, регулирование отопления, температурный график, ТЭЦ, удельный расход условного топлива, сетевая вода.

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы большинство ТЭЦ в России, а также странах Восточной Европы и Центральной Азии по факту своей работы перешли с проектных (исходных) температурных графиков качественного регулирования тепловой нагрузки в отопительный период на пониженные графики. При этом расчетная температура прямой сетевой воды для этих графиков снижается со 150°C или 140°C до 130°C и даже до 110°C [1].

Кроме этого, фактически максимальная температура прямой сетевой воды оказывается еще ниже, чем расчетная для пониженных графиков, из-за наличия срезки графика по достижении определенной температуры, которая может быть на 10-20 градусов ниже расчетной [2].

Помимо этого, наличие нагрузки горячего водоснабжения (ГВС) приводит к наличию спрямления по температуре прямой сетевой воды, которая при наличии закрытых систем водоснабжения не может быть ниже 73-77°C; поэтому при положительных температурах

наружного воздуха при исходном температурном графике 150/70°C фактически в системах теплоснабжения имеет место не качественное, а количественное регулирование тепловой нагрузки. При переходе на пониженные температурные графики зона срезки распространяется в сторону более низких температур воздуха и может охватывать зону до минус 10-15°C (в зависимости от климатических и иных условий). В такой ситуации обычные элеваторные системы регулирования тепловой нагрузки отопления абонентов становятся неэффективными и уступают место насосным системам регулирования, для которых возможно применение алгоритмов количественно-качественного регулирования.

Авторы из Великобритании [1] аргументом в пользу понижения расчетной температуры прямой сетевой воды существующих сетей (в том числе малых) называют снижение потерь при распределении тепла на 9-10%. [1, 3]. Улучшение показателей системы централизованного теплоснабжения за счет точечной настройки температуры подачи и возврата воды отмечают и авторы из Казахстана [3].

Некоторые европейские исследователи (на примерах систем теплоснабжения городов Турина и Гетеборга) на основе большой базы исходных эксплуатационных данных приходят к необходимости реализации более сложной операционной стратегии управления системой теплоснабжения, которая, с одной стороны, обеспечивала бы гарантированные условия комфорта в помещениях, а с другой стороны – снижение годового потребления топлива [4-7]. Для достижения этой цели выделяются гранты и создаются математические модели и целые программные комплексы, которые позволяют провести детальные расчеты последствий снижения температурного уровня в тепловых сетях [8-11].

Эти обстоятельства предопределяют целесообразность постепенного перехода систем теплоснабжения на пониженные против исходных или расчетных температурные графики с использованием количественно-качественного регулирования тепловой нагрузки, и в первую очередь – на наиболее термодинамически эффективные расширенные графики регулирования (РГР) по нагрузке отопления, которые становятся возможными при автоматизации тепловых пунктов у абонентов как с точки зрения тепловых режимов работы, так и гидравлических [12-23]. Однако реальных расчетов интегральной (за год или отопительный период) эффективности работы систем теплоснабжения в условиях пониженных температурных графиков в условиях ТЭЦ в отмеченных выше работах зарубежных и отечественных авторов не содержится.

В опубликованных работах по исследованию эффективности перехода на пониженные температурные графики [1-3, 14] не учитывались в полной мере такие факторы, как изменение гидравлических потерь в тепловых сетях и связанные с этим затраты электроэнергии на привод сетевых насосов, изменение стоимости строительства тепловых сетей при необходимости перехода на увеличенные диаметры тепловых магистралей, изменение нормативных тепловых потерь в сетях, а также изменение выработки электроэнергии на тепловом потреблении ТЭЦ при различных граничных условиях их загрузки.

В работах [14, «Расширенный график регулирования отопления: оценка влияния на эффективность паротурбинных ТЭЦ», Пятин А.А., Суворов Д.М. «Проблемы региональной энергетики», №3 (47), 2020, с. 40-55] подроб-

но исследована эффективность РГР при переходе на него паротурбинной ТЭЦ со стандартного температурного графика 150/70°C при срезке 140°C и спрямлении при 77°C для условий г. Кирова при учете нагрузки отопления. Однако граничные условия исходного температурного графика (ИТГ) и РГР в этих работах не вполне сопоставимы; в частности, различаются расчетные температуры воздуха в отапливаемых помещениях и характер учета внутренних тепловыделений (эти различия, конечно, вытекали из цели и задач исследования и были поэтому абсолютно адекватны). Кроме того, в этих работах исследован только один вариант ИТГ, без перехода на пониженные графики. В данной работе использованы те же математические модели ТЭЦ и методика поградусных расчетов по температурам наружного воздуха для г. Кирова, что и в упомянутых выше работах, но для целей настоящего исследования граничные условия для ИТГ и для РГР выбраны полностью сопоставимыми, в том числе и по отмеченным выше факторам.

Целью данной работы является исследование на адекватных математических моделях в условиях, максимально приближенных к реальным, эффективности расширенных графиков регулирования отопления на паротурбинных ТЭЦ при понижении расчетной температуры прямой сетевой воды с учетом как затрат энергии на привод сетевых насосов, так и нормативных тепловых потерь в сетях, при учете только нагрузки отопления.

Поставленная цель достигается тем, что для моделируемой ТЭЦ учитывается реально возможная дискретность оборудования и реально возможная конфигурация тепловых сетей, которые соответствуют их среднестатистическим характеристикам. В ходе достижения поставленной цели решаются следующие основные задачи. Во-первых, это определение или уточнение показателей, которые характеризуют эффективность работы ТЭЦ в рассматриваемых условиях как применительно к режиму работы при определенной температуре наружного воздуха, так и интегрально за год или за отопительный период. Во-вторых, это определение целесообразности перехода ТЭЦ с проектного на пониженные температурные графики по температуре прямой сетевой воды, как при сохранении исходного регулирования отопления, так и при переходе на расширенные графики регулирования отопления. В-третьих, это опреде-

ление ограничений по параметрам РГР при переходе на пониженные температурные графики. В-четвертых, это определение оптимальных температурных графиков (как при ИТГ, так и при РГР) по температуре сетевой воды в подающей линии при различных значениях коэффициента теплофикации ТЭЦ. В-пятых, наконец, это определение соотношения выработки электроэнергии на тепловом потреблении ТЭЦ при работе на исходном и пониженных температурных графиках, с одной стороны, и при переходе на РГР, с другой стороны, как интегрально за отопительный период, так и при режимах работы ТЭЦ, соответствующих разным температурам наружного воздуха.

МОДЕЛЬНАЯ ТЭЦ, ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ РАСЧЕТОВ И КРИТЕРИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Для расчета режимов работы агрегатов модельной ТЭЦ для климатических условий г. Кирова применяется многократно верифицированная программа расчета турбоустановки Т-50-12.8, дающая адекватные результаты расчета эффективности работы для любых паротурбинных ТЭЦ, причем количественно эти результаты практически идентичны для отопительных ТЭЦ с любыми турбоустановками, работающими при начальном давлении пара 12,7 МПа и не имеющих промежуточного перегрева [24]. Для возможности использовать в расчетах конкретные значения диаметров трубопроводов тепловых сетей величина расчетной тепловой нагрузки ТЭЦ была принята конкретной и равной 220 МВт, чему соответствует два возможных варианта состава основного оборудования ТЭЦ с турбинами типа Т-50-12.8: с одной и с двумя такими турбинами, чему соответствуют достаточно характерные значения коэффициента теплофикации α : 0.5 и 1.0 соответственно (эти значения ограничивают сверху и снизу реально возможные значения данного коэффициента в области эффективной работы таких ТЭЦ).

При $\alpha=0.5$ единственный турбоагрегат при тепловых нагрузках, не превышающих номинальную (110 МВт), работает по электрическому графику с номинальным расходом пара на турбину (72 кг/с), а при более высоких тепловых нагрузках – по тепловому графику с закрытой регулирующей диафрагмой части низкого давления (РД ЧНД). При $\alpha=1.0$ рабо-

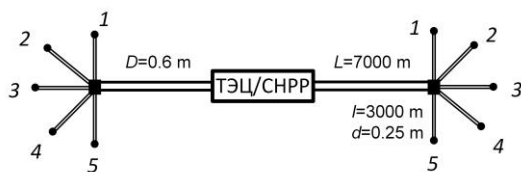
тают параллельно два агрегата ТЭЦ практически весь отопительный период по электрическому графику также с номинальным расходом пара на турбину (за исключением нескольких десятков часов в год, когда наружная температура воздуха ниже расчетной для проектирования систем отопления).

За исходный температурный график сетевой воды модельной ТЭЦ принят 150/70°C; срезка осуществляется при температуре прямой сетевой воды $\tau_{10}=150^\circ\text{C}$, соответствующей расчетной для проектирования систем отопления для г. Кирова температуре воздуха -33°C . Параметры пониженных температурных графиков по сетевой воде без применения РГР приняты равными 130/70°C и 110/70°C; эти графики рассчитаны без срезки. Поскольку тепловая нагрузка ГВС отсутствует, все графики рассчитаны без спрямления вплоть до температуры включения отопления $+8^\circ\text{C}$.

Для исследуемой модельной системы теплоснабжения выбраны две основные тепловые магистрали длиной 7 км, отходящие от ТЭЦ, и по 5 ответвлений от каждой из этих основных магистралей, длиной по 3 км каждая, причем тепловая нагрузка как по основным магистралям, так и по ответвлениям распределяется равномерно.

Магистрали выполнены при подземной канальной прокладке. Их исходные диаметры были определены по расчетному расходу сетевой воды и оптимальной скорости ее течения при этом расходе. С учетом выбора из дискретного ряда они составили 600 мм для основных магистралей и 250 мм для ответвлений от магистралей для исходного температурного графика 150/70°C (рис. 1). При переходе на пониженные температурные графики оптимальные диаметры составили 700 мм и 300 мм для графика 130/70°C и 800 мм и 350 мм для графика 110/70°C (для основных магистралей и ответвлений от них соответственно).

С учетом того, что переход на пониженные температурные графики может производиться как при условии перекладки тепловых сетей от исходных диаметров 600 и 250 мм к их увеличенным значениям, так и без такой перекладки, расчеты затрат гидравлической энергии на транспортировку теплоносителя и нормативные тепловые потери в сетях были рассчитаны для всех трех вариантов диаметров тепловых сетей.



1-5 – ответвления от каждой из двух основных магистралей; D, L – длина и диаметр основной магистрали; d, l – длина и диаметр каждого ответвления от основной магистрали

Рис. 1. Схема двухтрубной системы теплоснабжения исследуемой модельной ТЭЦ.¹

Расчет производился при долях относительного расхода сетевой воды при смене способа регулирования при РГР, равных 20%, 30% и 40%, и с запасом мощности теплоносителя в системах отопления, равным 10% [14]. После расчета температурных графиков были определены минимальные значения расхода сетевой воды при смене способа регулирования при каждом исходном значении максимальной расчетной температуры прямой сетевой воды. Расчеты проводились по градусно по каждой целочисленной температуре наружного воздуха в отопительный период. Далее производилось определение интегральных за отопительный период характеристик с учетом длительности стояния температур в каждом одноградусном интервале [14].

Расчет гидравлических потерь в трубопроводах тепловых сетей производился по стандартной методике с учетом потерь по длине трубопроводов при известной скорости теплоносителя в каждом из них и потерь в местных сопротивлениях.

Требуемый напор сетевого насоса определялся для каждой температуры наружного воздуха по формуле (1), м:

$$H_{\text{сн}} = \Delta H_{\text{ист}} + \Delta H_{\text{потр}} + \Delta H_{\text{под}} + \Delta H_{\text{обр}}, \quad (1)$$

где $\Delta H_{\text{ист}}$ – потери напора в коммуникациях источника, приняты равными 25 м;

$\Delta H_{\text{потр}}$ – потери напора в местной системе теплоснабжения, приняты равными 30 м;

$\Delta H_{\text{под}}$ и $\Delta H_{\text{обр}}$ – гидравлические потери в подающем и обратном трубопроводах для каждой температуры наружного воздуха, м.

Затраты энергии на привод сетевых насосов ТЭЦ для сопоставления в рамках данного

исследования за период длительностью n рассчитывались по формуле (2), МВт·ч:

$$N = (Q \cdot \rho \cdot H \cdot g \cdot n) / \eta, \quad (2)$$

где Q – объемная подача насоса, м³/с; H – напор насоса, м; ρ – плотность воды, принятая равной 1000 кг/м³; g – ускорение свободного падения, равное 9.81 м/с²; n – длительность периода, ч, η – КПД сетевых насосов (принимался равным 0.8).

Для определения нормативных тепловых потерь в сетях использовалась методика, утвержденная Приказом Министерства энергетики РФ от 30 декабря 2008 г. № 325 "Об утверждении порядка определения нормативов технологических потерь при передаче тепловой энергии, теплоносителя". Расчет тепловых потерь производился для каждого графика ИТГ и РГР интегрально за отопительный период, при этом потери на всех участках тепловых сетей суммировались.

При выполнении исследования использовались следующие критерии для оценки эффективности работы системы теплоснабжения на основе паротурбинной ТЭЦ на пониженных температурных графиках. Основным параметром (критерием) энергетической эффективности является удельный расход условного топлива на единицу отпуска электрической энергии в сопоставимых условиях для сравниваемых вариантов. Последнее предполагает неизменность отпуска от ТЭЦ за рассматриваемый период (отопительный) как тепловой энергии, так и электрической энергии, с учетом изменения затрат электроэнергии на привод сетевых насосов, а также неизменность удельных затрат на отпуск тепловой энергии. Поэтому результаты по данному критерию существенно различаются для ТЭЦ, работающих при разных значениях коэффициента теплофикации. Расчеты произведены при использовании физического метода разделения затрат топлива по видам энергетической продукции, что в принятых граничных условиях обеспечивает выполнение всех условий сопоставления и корректность получаемых результатов.

Важными критериями сравнения при оптимизации параметров тепловых сетей являются величины затрат электроэнергии на транспортировку теплоносителя (привод сетевых насосов), величина нормативных теп-

¹ Appendix 1

ловых потерь в сетях (и их доля в величине отпускаемой с ТЭЦ тепловой энергии) и сопоставление величин этих показателей с учетом затрат тепловой энергии на выработку потребляемой на собственные нужды ТЭЦ электроэнергии.

Величина удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении \mathcal{E}_m в данном исследовании определялась для каждого режима работы турбоустановки для каждого исследуемого температурного графика по формулам, приведенным в статье («Расширенный график регулирования отопления: оценка влияния на эффективность паротурбинных ТЭЦ», Пятин А.А., Суворов Д.М. «Проблемы региональной энергетики», №3 (47), 2020, с. 40-55).

Интегральный удельный расход топлива на выработку электроэнергии, г у.т./кВт·ч, определен по известной формуле (3):

$$b_{\text{ут}}^3 = \frac{122.8 \cdot N_3}{\eta_k \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot ((Q_{\text{ос}} + Q_{\text{ПВК}}) - Q_{\text{т}})}, \quad (3)$$

где N_3 – количество выработанной электроэнергии за весь отопительный период (интегрально), МВт·ч;

η_k – КПД котла, принимаем 0.92;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД транспорта теплоты, принимаем 0,98;

$Q_{\text{ос}}$ – затраты теплоты на турбоустановку за весь отопительный период, МВт·ч;

$Q_{\text{ПВК}}$ – тепловая энергия, отпускаемая пиковыми водогрейными котлами, МВт·ч.

Интегральный удельный расход топлива на отпуск электроэнергии, г у.т./кВт·ч, определен по (4):

$$b_{\text{ут}}^{\text{эот}} = \frac{122.8 \cdot N_3^{\text{от}}}{\eta_k \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot ((Q_{\text{ос}} + Q_{\text{ПВК}}) - Q_{\text{т}})}, \quad (4)$$

где $N_3^{\text{от}}$ количество отпущенной электроэнергии за весь отопительный период, МВт·ч.

Процент нормативных тепловых потерь, %, рассчитан по формуле (5):

$$\omega = 100 \cdot \frac{Q_{\text{пот}}^{\text{н}}}{Q_{\text{т}}^{\text{ТЭЦ}}} \quad (5)$$

где $Q_{\text{т}}^{\text{ТЭЦ}}$ – количество отпущенной тепловой энергии от модельной ТЭЦ за период, МВт·ч;

$Q_{\text{пот}}^{\text{н}}$ – величина нормативных тепловых потерь в магистральных тепловых сетях за период, МВт·ч.

Дополнительно эффективность собственно теплоснабжения оценивалась также локальным (для определенной температуры) и интегральным (для всего отопительного периода) коэффициентом использования теплового потенциала теплоносителя K_{mn} , который рассчитывался по методике, приведенной в [14].

СОПОСТАВИТЕЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МОДЕЛЬНОЙ ТЭЦ ПРИ ПЕРЕХОДЕ НА ПОНИЖЕННЫЕ ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГРАФИКИ ПРИ НАЛИЧИИ И ПРИ ОТСУТСТВИИ РГР

При расчете параметров регулирования при РГР важно определить наличие либо отсутствие ограничений по величине параметров РГР при переходе на пониженные температурные графики. С этой целью были просчитаны температурные графики абонентов отопления для РГР при варьировании доли расхода сетевой воды при смене способа регулирования при РГР от 20% до 40%. Результаты расчетов представлены на рис. 2. Из них следует, что если при ИТГ 150/70 С минимальная величина доли расхода сетевой воды при смене способа регулирования при РГР составляет менее 20%, то при ИТГ 130/70 С она составляет уже около 30%, и при ИТГ 110/70 С уже составляет не менее 40%. Таким образом, чем ниже температура прямой сетевой воды по исходному графику, тем при более низкой температуре наружного воздуха будет происходить смена способа регулирования при РГР. С другой стороны, реальная допустимая величина доли расхода сетевой воды при смене способа регулирования при РГР будет определяться при расчетно-экспериментальном исследовании конкретных абонентов, и следует ожидать, что в большинстве случаев она будет находиться на уровне 40% или даже несколько выше. Таким образом, полученные на рис. 2 результаты позволяют принять для сопоставления между собой как наиболее представительные результаты исследований РГР при доле расхода сетевой воды при смене способа регулирования 40%, потому что они, с одной стороны, позволяют обеспечить работу при пони-

женных по температуре прямой сетевой воды температурных графиках; с другой стороны, в наибольшей степени соответствуют условиям перехода на РГР реальных систем отопления.

Из графиков, представленных на рис. 2, следует, что во всем температурном диапазоне переход на РГР обеспечивает существенное снижение температуры обратной сетевой воды по сравнению с ИТГ, которое в области количественного регулирования отопления абонентов при РГР тем больше, чем меньше величина доли расхода при смене способа регулирования. Это снижение достигает 15-20°C.

В то же время при заданной температуре воздуха в основной части отопительного периода по продолжительности, то есть в зоне от +8°C до -7°C, где количественное регулирование отопления при РГР имеет место при всех принятых граничных условиях, это снижение вдвое больше при доле расхода при смене способа регулирования 20%, нежели при его величине 40%. Таким образом, именно в указанной зоне влияние наличия или отсутствия пониженного температурного графика на характер работы системы отопления при РГР выражено наиболее существенно, тогда как после перехода на работу с постоянной температурой 95°C и переменным расходом воды в системах отопления, то есть в области более низких температур воздуха, такое влияние практически отсутствует (рис. 2).

На рис. 3 представлены расходы сетевой воды в модельной системе теплоснабжения при наличии и при отсутствии РГР при различных ИТГ. Очевидно, что при РГР они в течение основной части отопительного периода существенно ниже, чем при ИТГ.

Гидравлические потери для РГР при доле расхода сетевой воды при смене способа регулирования 40% в зависимости от температур наружного воздуха представлены на рис. 4.

При соответствующих ИТГ эти потери не зависят от температуры воздуха и несколько выше, чем максимальные потери при РГР (при температурах ниже -33°C. Из графиков, приведенных на рис. 4, следует, что в основной части времени отопительного периода (до смены способа регулирования, имеющем место при -24°C), потери при РГР почти в 2 раза ниже, чем при ИТГ, что связано с существенно меньшими расходами сетевой воды. Также можно сделать вывод, что при перехо-

де на пониженные графики гидравлические потери при исходных диаметрах тепловых сетей существенно возрастают, причем при переходе на график 110/70°C – более, чем в 3 раза по сравнению с графиком 150/70°C.

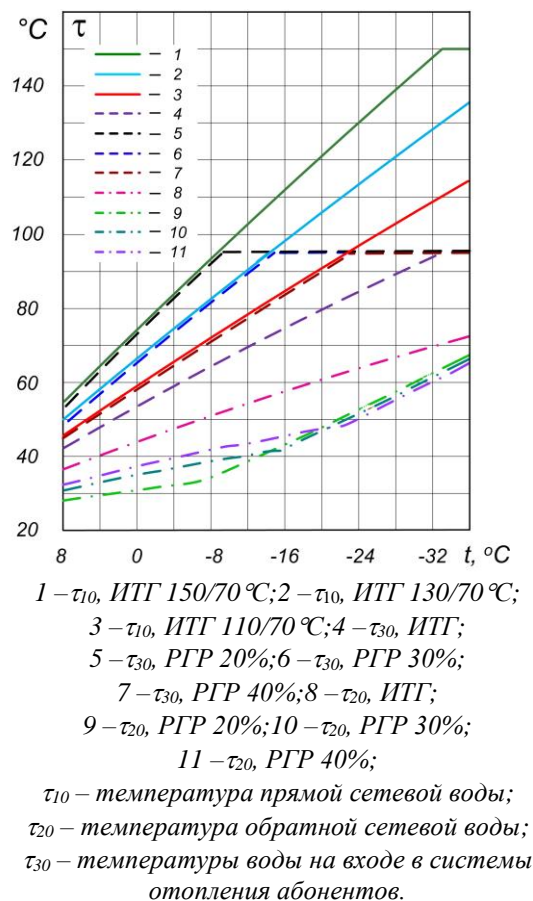


Рис. 2. Температурные графики модельной системы теплоснабжения и модельной ТЭЦ при ИТГ 150/70°C, 130/70°C и 110/70°C, а также при соответствующих им РГР. В процентах указана доля расхода сетевой воды при смене способа регулирования при РГР.²

Вычисленный интегрально за отопительный период с использованием формулы (2) расход электроэнергии на привод сетевых насосов при ИТГ и при РГР с долей расхода сетевой воды при смене способа регулирования 40% представлен в таблице 1.

По представленным результатам можно сделать вывод, что при увеличении диаметра трубопроводов потребляемая мощность существенно сокращается. Однако при переходе на пониженные температурные графики (как ИТГ, так и РГР) даже при максимальных допустимых диаметрах (700 мм при 130°C и 800 мм при 110°C) расход электроэнергии оказывается все равно существенно выше, чем при графиках с максимальной темпера-

² Appendix 1

турой 150°C. Также можно сделать вывод, что потребляемая мощность при РГР при долях расхода сетевой воды от 20 до 40% по сравнению с графиками ИТГ существенно сокращается (от 13 до 58%). Исходя из затрат мощности на привод сетевых насосов, можно сделать вывод о том, что эффективность перехода на пониженные температурные графики не очевидна.

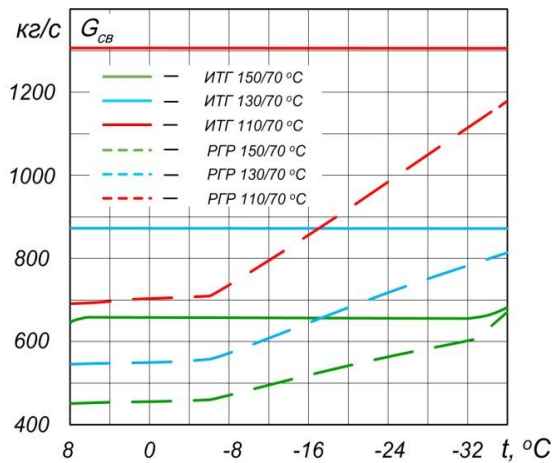


Рис. 3. Расходы сетевой воды на ТЭЦ при наличии и при отсутствии РГР при исходных и пониженных температурных графиках.³

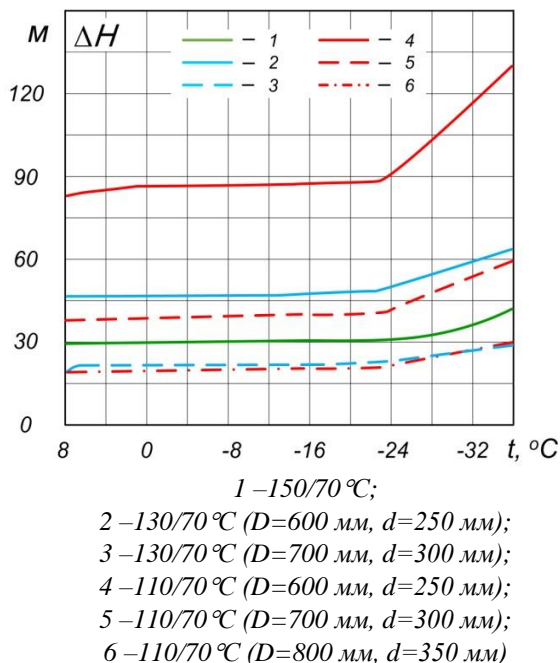


Рис. 4. Гидравлические потери графиков РГР при доле расхода сетевой воды 40%.⁴

Результаты расчета нормативных тепловых потерь в сетях, вычисленных по общепринятой методике с учетом потерь через тепловую изоляцию, с потерями и утечками теплоносителя на пусковое заполнение тру-

бопроводов (один раз за отопительный сезон) приведены в таблице 2.

Исходя из результатов этих расчетов, можно сделать вывод, что величина нормативных тепловых потерь существенно зависит от диаметра трубопроводов, и при увеличении диаметров при переходе на пониженные графики эти потери увеличиваются на 13% при переходе на диаметр 700 мм и на 28% при переходе на диаметр 800 мм (несмотря на снижение максимальной температуры теплоносителя). При переходе от ИТГ 150/70°C на пониженные графики 130/70°C и 110/70°C без реконструкции трубопроводов тепловые потери уменьшаются, в среднем, на 7-8%, что соответствует данным [1, 3], но что следует признать несущественным, так как это снижение потерь в несколько раз меньше, чем дополнительный расход электроэнергии на привод сетевых насосов, определенный в тех же условиях и в таких же единицах измерения (табл. 1). В то же время при реконструкции трубопроводов тепловые потери увеличиваются на 14-27%. При переходе от ИТГ на РГР тепловые потери уменьшаются, в среднем, на 5-6%, что говорит о преимуществе РГР перед ИТГ и по данному параметру эффективности.

В результате совместного рассмотрения таких параметров эффективности, как затраты электроэнергии на привод сетевых насосов и нормативные тепловые потери в тепловых сетях, можно сделать общий вывод, что переход с ИТГ на РГР во всех случаях дает существенное преимущество, прежде всего по экономии электроэнергии на привод сетевых насосов, а вот переход на пониженные температурные графики является неэффективным как при сохранении исходных диаметров трубопроводов тепловых сетей (в этом случае в несколько раз увеличиваются затраты электроэнергии на привод сетевых насосов, которые лишь в малой степени компенсируются сокращением нормативных тепловых потерь в сетях), так и при переходе на повышенные диаметры трубопроводов. Применительно к крупным районным котельным, не имеющим выработки электроэнергии, данные выводы показывают энергетическую неэффективность перехода с проектных на пониженные температурные графики для подключенных к ним систем теплоснабжения, а также высокую эффективность перехода систем теплоснабжения с ИТГ на РГР. Что касается ТЭЦ, то для них следует дополнитель-

но учитывать показатели эффективности выработки электроэнергии при характерных граничных условиях сопоставления.

Интегральные показатели эффективности всех рассчитанных графиков по режимам работы ТЭЦ за отопительный период, определенные по формулам (2-5), представлены далее в виде таблиц 3 и 4 отдельно для коэффициентов теплофикации 0.5 и 1.0. Применительно к РГР данные приведены только при доле расхода сетевой воды при смене способа регулирования для РГР 40%, так как такая величина данного показателя возможна и при пониженных температурных графиках, и она наиболее вероятна по свойствам систем отопления абонентов, чем его значения 30 и 20%.

Анализируя данные таблиц 3 и 4, можно прийти к следующим заключениям.

1. При работе ТЭЦ с близким к проектному значению коэффициента теплофикации 0.5 наиболее эффективным для ИТГ по величине удельного расхода условного топлива на отпуск электроэнергии является график 130/70°C при диаметре магистрального трубопровода 700 мм. Что касается РГР, то для него является более эффективным график с

переходом к максимальной температуре теплоносителя 110°C и диаметре трубопровода 800 мм.

2. Работа ТЭЦ с коэффициентом теплофикации 1.0 характерна при условии снижения тепловых нагрузок в 1.5-2 раза по отношению к проектным. В этих условиях ТЭЦ в течение практически всего отопительного периода будет иметь наилучшие показатели эффективности при переходе на температурный график с максимальной температурой теплоносителя 110°C.

3. Величина снижения удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии обусловлена совместным действием двух факторов – увеличения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении \mathcal{E}_m и увеличения затрат электроэнергии на привод сетевых насосов при переходе на пониженные температурные графики. При этом следует учесть, что при диаметре трубопровода 800 мм имеют место и самые большие нормативные тепловые потери, достигающие почти 8% от отпуска тепловой энергии в сеть.

Таблица 1⁵.

Расход электроэнергии на привод сетевых насосов за отопительный период, МВт·ч, для температурных графиков ИТГ и РГР с долей расхода сетевой воды при смене способа регулирования 40% при различных диаметрах трубопроводов и максимальных температурах сетевой воды ⁶

τ , °C, /d, мм (mm)	150 /600	130 /600	130 /70	110 /600	110 /700	110 /800
ИТГ (ITS)	3759	6147	4398	16937	9378	6943
РГР (ERS)	2532	5149	3850	7156	4753	3776

Таблица 2⁷.

Нормативные тепловые потери для температурных графиков ИТГ и РГР с долей расхода сетевой воды при смене способа регулирования 40%⁸

температура °C, /диаметр, мм (temperature °C, / diameter, mm)	$Q_{пот}^H$, МВт·ч/год (Q_{loss}^S , MW·h/year)	
	ИТГ (ITS)	РГР (ERS)
150/600	35874	34509
130/600	34295	32803
130/700	40763	38967
110/600	32356	30892
110/700	38434	36671
110/ 800	45743	43634

Таблица 3⁹.

Интегральные показатели исследуемых графиков при коэффициенте теплофикации 0.5 различных диаметрах трубопроводов и максимальных температурах сетевой воды при доле расхода сетевой воды при смене способа регулирования для РГР 40%¹⁰

Вид графика, максимальная температура, °С / диаметр, мм (Schedule type, maximum temperature, °С / diameter, mm)	E_m (E)	b_{yt}^3 , г у.т./кВт·ч (b_{cf}^c , g c.f./kW·h)	$b_{yt}^{3от}$, г у.т./кВт·ч (b_{cf}^{eh} , g c.f./kW·h)	$K_{тп}$ (K_{hl})	ω , %
ИТГ 150/600 (ITS 150/600)	0.498	195.1	197.3	0.569	6.10
ИТГ 130/600 (ITS 130/600)	0.507	192.9	196.5	0.497	5.83
ИТГ 130/700 (ITS 130/700)		192.9	195.5		6.93
ИТГ 110/600 (ITS 110/600)	0.507	192.9	203.3	0.398	5.50
ИТГ 110/700 (ITS 110/700)		192.9	198.5		6.54
ИТГ 110/800 (ITS 110/800)		192.9	197.0		7.78
РГР 150/600 (ERS 150/600)	0.504	193.5	195.0	0.696	5.84
РГР 130/600 (ERS 130/600)	0.513	191.7	194.7	0.645	5.55
РГР 130/700 (ERS 130/700)		191.7	193.9		6.59
РГР 110/ 600 (ERS 110/600)	0.516	191.0	195.2	0.575	5.23
РГР 110/ 700 (ERS 110/700)		191.0	193.8		6.59
РГР 110/ 800 (ERS 110/800)		191.0	193.2		7.38

4. При отсутствии изменения диаметров трубопроводов тепловых сетей переход ТЭЦ на пониженные против исходного при 150°С температурные графики и одновременно на РГР является вполне эффективными обеспечивает экономию по величине удельного расхода условного топлива на отпуск электроэнергии до 1.3% при коэффициенте теплофикации 0.5 (при максимальной температуре 130°С) и до 2.0 % при коэффициенте теплофикации 1.0 (при максимальной температуре 110°С).

5. При переходе от ИТГ на РГР величина коэффициента использования теплового потенциала теплоносителя существенно возрастает.

Интегральным топливным показателем эффективности перехода на РГР при различных максимальных температурах является также годовая экономия теплоты топлива за год (в данном случае за отопительный пери-

од). Результаты расчета годовой экономии теплоты топлива при переходе к пониженным температурным графикам и к РГР, определенные в относительном виде (по отношению к суммарным затратам теплоты топлива на ТЭЦ), полностью соответствуют результатам изменения интегральных удельных затрат условного топлива на отпуск электроэнергии, приведенных в табл. 3 и 4, и поэтому отдельно не приводятся. Но это соответствие свидетельствует о правильности как принятых для сопоставления граничных условий, так и выполненных расчетов.

Таким образом, если речь идет о работе с исходными диаметрами теплопроводов 600 мм, то среди ИТГ наилучшим является при обеих значениях $\alpha=0.5$ и $\alpha=1.0$ температурный график 130/70°С, а при переходе к РГР график 110/70°С получает преимущество

только при $\alpha=1.0$, то есть когда тепловая нагрузка ТЭЦ намного ниже, чем проектная расчетная нагрузка.

Переход на пониженные по температурам прямой и обратной сетевой воды температурные графики приводит к некоторому увеличению выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Ранее в работе («Расширенный график регулирования отопления: оценка влияния на эффективность паротурбинных ТЭЦ», Пятин А.А., Суворов Д.М.

«Проблемы региональной энергетики», №3 (47), 2020, с. 40-55) авторами было показано, что при переходе на РГР снижение температуры обратной сетевой воды приводит к значительному росту \mathcal{E}_m (на 4-6%) только при работе агрегатов ТЭЦ по тепловому графику. Эти выводы в целом подтверждаются результатами данного исследования, представленными на рис. 5, 7 (для $\alpha=0.5$) и на рис. 6, 8 (для $\alpha=1$), но они требуют дополнительных комментариев.

Таблица 4¹¹.

Интегральные показатели исследуемых графиков при коэффициенте теплофикации 1.0 различных диаметрах трубопроводов и максимальных температурах сетевой воды при доле расхода сетевой воды при смене способа регулирования для РГР 40%¹²

Вид графика, максимальная температура, °C / диаметр, мм (Schedule type, maximum temperature, °C / diameter, mm)	\mathcal{E}_m (E)	b_{yt}^3 , г у.т./кВт·ч (b_{cf}^c , g c.f./kW·h)	b_{yt}^{30T} , г у.т./кВт·ч (b_{cf}^{eh} , g c.f./kW·h)	$K_{тп}$ (K_{hl})	ω , %
ИТГ 150/600 (ITS 150/600)	0.491	274.1	275.6	0.569	6.10
ИТГ 130/600 (ITS 130/600)	0.501	269.8	272.2	0.497	5.83
ИТГ 130/700 (ITS 130/700)		269.8	271.5		6.93
ИТГ 110/600 (ITS 110/600)	0.509	267.8	274.4	0.398	5.50
ИТГ 110/700 (ITS 110/700)		267.8	271.4		6.54
ИТГ 110/800 (ITS 110/800)		267.8	270.5		7.78
РГР 150/600 (ERS 150/600)	0.494	273.3	274.3	0.696	5.84
РГР 130/600 (ERS 130/600)	0.504	269.3	271.3	0.645	5.55
РГР 130/700 (ERS 130/700)		269.3	270.8		6.59
РГР 110/ 600 (ERS 110/600)	0.511	267.3	270.0	0.575	5.23
РГР 110/ 700 (ERS 110/700)		267.3	269.1		6.59
РГР 110/ 800 (ERS 110/800)		267.3	268.7		7.38

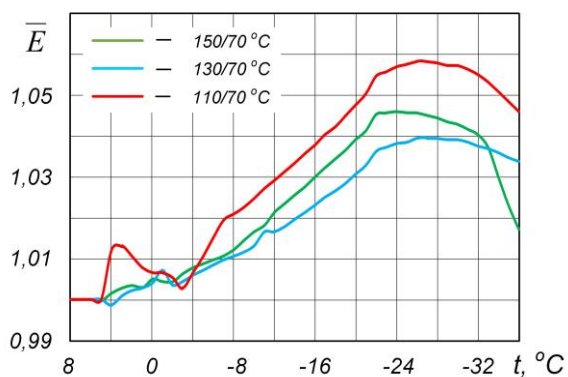


Рис. 5. Отношение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при РГР к ИТГ при коэффициенте теплофикации $\alpha=0.5$. Доля расхода сетевой воды при смене способа регулирования 40%.¹³

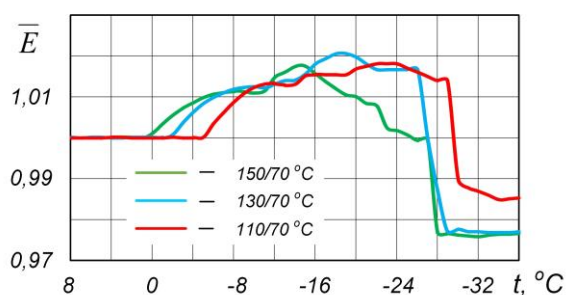


Рис. 6. Отношение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при РГР к ИТГ при коэффициенте теплофикации $\alpha=1.0$. Доля расхода сетевой воды при смене способа регулирования 40%.¹⁴

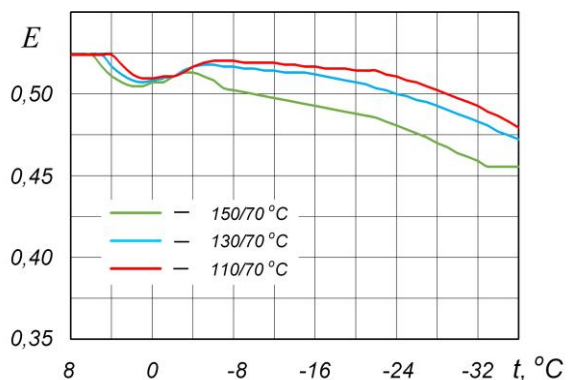


Рис. 7. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении E при РГР с долей расхода сетевой воды при смене способа регулирования 40% при $\alpha=0.5$.¹⁵

Во-первых, следует отметить величину увеличения среднеинтегральной величины \bar{E}_m при переходе с исходного на пониженные температурные графики. Это увеличение при $\alpha=1.0$ составляет 2% при переходе с графика 150/70°C на график 130/70°C и 3.7% при переходе с графика 150/70°C на график 110/70°C (табл. 4). Аналогичные показатели

при $\alpha=0.5$ равны 1.8% при переходе с графика 150/70°C как на график 130/70°C, так и на график 110/70°C. Это равенство приростов в последнем случае имеет место потому, что при $\alpha=0.5$, когда на модельной ТЭЦ работает только одна турбоустановка, расход сетевой воды как при графике 130/70°C, так и при графике 110/70°C в течение всего отопительного периода превышает максимально допустимый для сетевой подогревательной установки турбины Т-50-12.8 расход, составляющий 833 кг/с.

Таким образом, при повышенных расходах сетевой воды на ТЭЦ, возникающих при переходе на пониженные температурные графики при отсутствии РГР, снижение максимальной расчетной температуры сетевой воды ниже определенного уровня (в данном случае это примерно 130°C) не дает преимуществ с точки зрения дополнительной выработки электроэнергии.

Во-вторых, переход на РГР дает существенное увеличение выработки электроэнергии только в области работы по тепловому графику с максимальной тепловой нагрузкой отборов турбин, то есть при $\alpha=0.5$ при температуре наружного воздуха минус 7°C и ниже (рис. 5), и влияние этого увеличения на интегральные показатели работы ТЭЦ невелико.

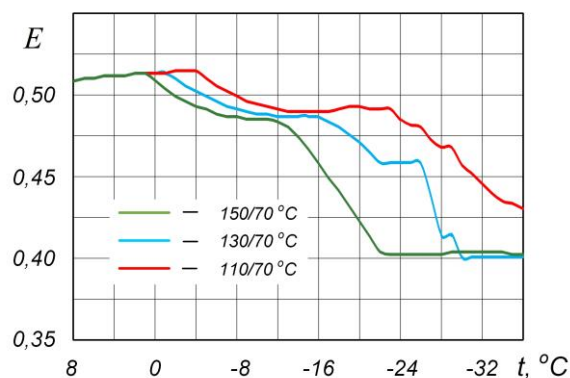


Рис. 8. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении E при РГР с долей расхода сетевой воды при смене способа регулирования 40% при $\alpha=1.0$.¹⁶

Важно отметить, что основной причиной того, что линия графика при максимальной температуре теплоносителя 110°C идет на рис.5 выше, чем при 130°C, является то, что ИТГ при обеих этих максимальных температурах одинаковы, а РГР при 110°C имеет более высокие значения \bar{E}_m (рис. 7).

Существенно, что график отношения удельной выработки электроэнергии на теп-

ловом потреблении для РГР при доле расхода 40% к ИТГ при коэффициенте теплофикации 1 (рис. 6) имеет при высоких температурах наружного воздуха горизонтальный участок, где данное отношение равно 1. Наличие такого горизонтального участка имеет место потому, что в этих вариантах турбоустановки ТЭЦ работают в одинаковых режимах по выработке электроэнергии, потому что их РД ЧНД полностью открыты, задвижки на верхние сетевые подогреватели полностью закрыты, а регулирование тепловой нагрузки осуществляется прикрытием паровых задвижек на нижние сетевые подогреватели турбин (либо их обводом по сетевой воде), что и приводит к одинаковым давлениям в отопительных отборах и одинаковым расходам пара в конденсатор и на нижние сетевые подогреватели. Это подтверждает и рис. 8, где в левой части графика все 3 линии сливаются.

В данной работе были также рассчитаны показатели экономической эффективности перехода на пониженные температурные графики при условии перекладки трубопроводов тепловых сетей с исходных 600 мм (для основных тепломагистралей) на энергетически оптимальные (700 мм для ИТГ 130/70°C и 800 мм для ИТГ 110/70°C). Учитывалось как изменение отпуска электроэнергии с ТЭЦ, определенное ранее, так и капитальные затраты, связанные с перекладкой основных магистралей и ответвлений от них на трубопроводы повышенных диаметров.

В результате расчета был определен простой срок окупаемости капитальных затрат в эту перекладку с использованием фактических цен 2021 года в России с учетом экономии затрат топлива. Результаты этих расчетов показали, что для $\alpha=0.5$ срок окупаемости капитальных затрат составляет 49 лет и более, а для $\alpha=1.0$ он составляет 23 года при переходе на график 130/70°C и 32 года при переходе на график 110/70°C. Такие большие сроки являются инвестиционно неприемлемыми.

Таким образом, повышенные диаметры трубопроводов, обеспечивающие наивысшую энергетическую эффективность температурных графиков с пониженной температурой прямой сетевой воды, следует использовать не при перекладке в ходе реконструкции систем теплоснабжения, а при исходном проектировании и строительстве этих систем для условий проектных пониженных температурных графиков. Но и тогда эффективность их

применения подлежит дополнительному экономическому обоснованию.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. К показателям, которые характеризуют эффективность работы ТЭЦ при анализе их работы при различных температурных графиках, следует отнести удельные показатели по расходу топлива на выпуск энергетической продукции в сопоставимых условиях (в данном случае, при использовании физического метода, это удельный расход условного топлива на отпуск электрической энергии), расход натурального либо условного топлива (или теплоты топлива) на обеспечение заданного графика отпуска электрической и тепловой энергии, удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении \mathcal{E}_m , общие и удельные затраты электроэнергии на привод сетевых насосов, величину и долю нормативных потерь тепловой энергии в тепловых сетях, а также коэффициент использования теплового потенциала теплоносителя K_{mn} .

2. При РГР основным параметром, ограничивающим эффективность перехода на пониженные температурные графики, является минимально допустимая доля расхода сетевой воды для абонентов при смене способа регулирования. Установлено, что при графике с максимальной температурой сетевой воды 150°C (без учета возможной срезки) эта доля составляет не менее 20%, при графике с максимальной температурой сетевой воды 130°C – не менее 30%, а при графике с максимальной температурой сетевой воды 110°C – не менее 40%.

3. Переход систем теплоснабжения со стандартного на пониженный температурный график, как при ИТГ, так и при РГР, с точки зрения минимизации энергетических затрат с учетом расхода электроэнергии на привод сетевых насосов и нормативных тепловых потерь в магистральных тепловых сетях, если он определяется без учета изменения эффективности выработки электроэнергии, не является целесообразным. Для всех расчетных режимов дополнительные затраты теплоты топлива на ТЭЦ, связанные с увеличением расхода электроэнергии на привод сетевых насосов, в несколько раз превосходят экономию от снижения нормативных тепловых потерь в сетях. Поэтому для крупных котельных переход на пониженные непроектные температурные графики является энергетически неэффективным.

4. Несмотря на то, что за счет увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении ТЭЦ при работе на пониженных температурных графиках с реконструкцией тепловых сетей путем перехода на увеличенные диаметры трубопроводов тепломагистралей достигается минимальная величина удельного расхода условного топлива на отпускаемую электрическую энергию, такая реконструкция является экономически нецелесообразной, поскольку сроки ее окупаемости при всех вариантах граничных условий составляют не менее 23 лет.

5. С точки зрения удельного расхода теплоты на отпуск электроэнергии при ИТГ для любого коэффициента теплофикации оптимальным является температурный график 130/70°C, а при РГР для коэффициента теплофикации 0.5 наилучшим также является график с максимальной температурой сетевой воды 130°C, а для коэффициента теплофикации 1.0 – температурный график с максимальной температурой сетевой воды 110°C. Таким образом, переход температурный график с максимальной температурой сетевой воды 110°C при наличии РГР может быть энергетически целесообразен только для ТЭЦ, имеющих небольшие относительные тепловые нагрузки и работающих по электрическому графику вплоть до предельно низких температур воздуха.

6. Среднеинтегральная величина удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении для коэффициента теплофикации 0.5 при понижении температурного графика с 150/70°C до 110/70°C как при ИТГ, так и при РГР увеличивается, в среднем, на 2%, а для коэффициента теплофикации 1.0 – на 3.5%; при этом переход от ИТГ на РГР при том же верхнем значении температуры графика дает прирост этой величины не более 1.6% для коэффициента теплофикации 0.5, и не более 0.8% – для коэффициента теплофикации 1.0.

7. Интегральная эффективность РГР в незначительной степени зависит от доли расхода сетевой воды при смене способа регулирования, в процентах от расчетного. Так, удельный расход теплоты на отпуск электроэнергии при увеличении данного показателя с 20% до 40% возрастает не более чем на 0.7% при любом значении коэффициента теплофикации.

8. Среднегодовой коэффициент использования теплового потенциала теплоносителя существенно понижается при переходе на

пониженные температурные графики, что связано с методикой его определения. При переходе от ИТГ на РГР величина данного показателя существенно возрастает. Таким образом, данный показатель не является универсальным и может использоваться для характеристики эффективности работы систем теплоснабжения только в сочетании с максимальной температурой теплоносителя, имеющей место при использовании того или иного температурного графика.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹**Fig. 1.** Diagram of a two-pipe heat supply system of the investigated model CHPP. (1–5 - branches from each of the two main heat pipelines; D, L - length and diameter of the main line; d, l - length and diameter of each branch from the main line).

²**Fig. 2.** Temperature schedule of the model heat supply system and the model CHPP with the ITS 150/70°C, 130/70°C and 110/70°C, as well as with the corresponding ERS. The share of the flow rate of the delivery water when the regulation method changing in using the ERS is indicated as a percentage. (1 – τ_{10} , ITS 150/70°C; 2 – τ_{10} , ITS 130/70°C; 3 – τ_{10} , ITS 110/70°C; 4 – τ_{30} , ITS; 5 – τ_{30} , ERS 20%; 6 – τ_{30} , ERS 30%; 7 – τ_{30} , ERS 40%; 8 – τ_{20} , ITS; 9 – τ_{20} , ERS 20%; 10 – τ_{20} , ERS 30%; 11 – τ_{20} , ERS 40%; τ_{01} is the supply water temperature; τ_{20} is the return water temperature, τ_{30} is the water temperature at the inlet to the users' heating systems).

³**Fig. 3.** The delivery water flow rate at CHPP with ERS and without ERS with the initial and decreased temperature schedules.

⁴**Fig. 4.** Hydraulic losses of the ERS schedules with a 40% share of the flow rate of delivery water when the regulation method changing. (1 – 150/70°C; 2 – 130/70°C (D=600 mm, d=250 mm); 3 – 130/70°C (D=700 mm, d=300 mm); 4 – 110/70°C (D=600 mm, d=250 mm); 5 – 110/70°C (D=700 mm, d=300 mm); 6 – 110/70°C (D=800 mm, d=350 mm)).

^{5,6}**Table 1.** The electric energy consumed by the network electric pumps during the heating season, MW·h, for the temperature schedules ITS and ERS with a 40% share of the flow rate of delivery water when the regulation method changing at various diameters of pipelines and maximum temperatures of the delivery water.

^{7,8}**Table 2.** The standardized heat losses ΔQ_{loss}^s for temperature schedules ITS and ERS with a 40% share of the flow rate of delivery water when the regulation method changing.

^{9,10}**Table 3.** Integral indicators of the investigated schedules at the district heating coefficient α equal 0.5 at various diameters of pipelines and maximum temperatures of the delivery water with a 40% share of the flow rate of delivery water when the regulation method changing.

^{11,12}**Table 4.** Integral indicators of the investigated schedules at the district heating coefficient α equal 1.0 at various diameters of pipelines and maximum temperatures of the delivery water with a 40% share of the flow rate of delivery water when the regulation method changing.

¹³**Fig. 5.** The ratio of the specific electricity generation based on heat consumption at ERS to at ITS at the district heating coefficient α equal 0.5. The share of the flow rate of delivery water when the regulation method changing is 40%.

¹⁴**Fig. 6.** Ratio of specific electricity generation based on heat consumption at ERS to at ITS at the district heating coefficient α equal 1.0. The share of the flow rate of delivery water when the regulation method changing is 40%.

¹⁵**Fig. 7.** Ratio of specific electricity generation based on heat consumption E with the ERS at a 40% share of the flow rate of delivery water when the regulation method changing at the district heating coefficient α equal 0.5.

¹⁶**Fig. 8.** Ratio of specific electricity generation based on heat consumption E with the ERS at a 40% share of the flow rate of delivery water when the regulation method changing at the district heating coefficient α equal 1.0.

Литература (References)

- [1] Lauenburg P. Temperature optimization in district heating systems. *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems, Elsevier Ltd.*, 2016, pp. 223–240. doi:10.1016/B978-1-78242-374-4.00011-2.
- [2] Tunzi, M., Boukhanouf, R., Li, H., Svendsen, S., Ianakiev, A. Improving thermal performance of an existing UK district heat network: a case for temperature optimization. *Energy and Buildings*, 2018, vol. 158, pp. 1576–1585. doi: 10.1016/j.enbuild.2017.11.049
- [3] Chicherin S., Junussova L., Junussov T. [Minimizing the supply temperature at the district heating plant – dynamic optimization]. 2019 4th International Conference on Advances in Energy and Environment Research (ICAEEER 2019), vol. 118, 02004. doi: 10.1051/e3sconf/201911802004
- [4] Guelpa E., Barbero G., Sciakovelli A., Verda V. Peak-shaving in district heating systems through optimal management of the thermal request of buildings. *Energy*, Elsevier, 2017, vol. 137(C), pp. 706–714. doi: 10.1016/j.energy.2017.06.107
- [5] Schweiger G., Larsson P., Magnusson F., Lauenburg P., Velut S. District heating and cooling systems – Framework for Modelica-based simulation and dynamic optimization. *Energy*, Elsevier, 2017, vol. 137(C), pages 566–578. doi: 10.1016/j.energy.2017.05.115
- [6] Arce I., López S., Perez S., Rămă M., Klobut K., Febres J. Models for fast modelling of district heating and cooling networks. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, 2018, vol. 82(P2), pp. 1863–1873. doi: 10.1016/j.rser.2017.06.109
- [7] Romanchenko D., Odenberger M., Göransson L., Johnsson F. Impact of electricity price fluctuations on the operation of district heating systems: A case study of district heating in Göteborg, Sweden. *Applied Energy*, Elsevier, 2017, vol. 204(C), pp. 16–30. doi:10.1016/j.apenergy.2017.06.092
- [8] Bischì A., Taccari L., Martelli E., Amaldi E., Manzolini G., Silva P., Campanari S., Macchi E. A detailed MILP optimization model for combined cooling, heat and power system operation planning. *Energy*, 2014, vol. 74, pp. 12–26. doi: 10.1016/j.energy.2014.02.042
- [9] Ovchinnikov P., Borodin A., Strelets K. Utilization potential of low temperature hydronic space heating systems: a comparative review. *Building and Environment*, 2017, vol. 112, pp. 88–98. doi: 10.1016/j.buildenv.2016.11.029
- [10] Lauenburg P. Temperature optimization in district heating systems. *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems, Elsevier Ltd.*, 2016, pp. 223–240. doi: 10.1016/B978-1-78242-374-4.00011-2
- [11] Stevanovic V., Zivkovic B., Prica S., Maslovaric B., Karamarkovic V., Trkulja V. Prediction of thermal transients in district heating systems. *Energy Conversion and Management*, 2009, vol. 50:9, pp. 2167–73. doi: 10.1016/j.enconman.2009.04.034
- [12] Pyatin A.A. Novaya model' regulirovaniya – teoreticheskaya osnova vysokoeffektivnogo otopeniya [New control model — The theoretical basis for high efficiency heating]. *EKO-TEK – ECO-TECH*, 2019, no. 1(70), pp. 15–30. Available at: http://www.energy-saving.ru/uploads/files/eko-tek_itog_70.pdf (accessed 31.10.2021) (in Russian).
- [13] Pyatin A.A. Sbalansirovannoe otopenie – novye vozmozhnosti effektivnosti i energosberezheniya [Balanced heating — New possibilities for efficiency and energy saving]. *EKO-TEK – ECO-TECH*, 2018, no. 3(68), pp. 23–34. Available at: http://www.e-nergy-saving.ru/uploads/files/1-68_3.pdf (accessed 31.10.2021) (in Russian).
- [14] Pyatin A.A., Suvorov D.M. An Extended Heating Regulation Schedule: Definition and Assessment of Its Efficiency in Heat-Supply Systems. *Thermal Engineering*, 2021, vol. 68, no. 4, pp. 310–323. doi: 10.1134/S0040363621040068
- [15] Novitsky N.N., Shalaginova Z.I., Tokarev V.V., Grebneva O.A. Technology for the development of operating modes of large heat supply systems based on methods of multilevel thermohydraulic modeling. *Izv. RAS. Energy*, 2018, no. 1, pp. 12–24.
- [16] Shalaginova Z.I., Tokarev V.V. Applied Problems and Methodological Approaches to Planning and Implementation of Operating Condi-

- tions at District Heating Systems. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 66, no. 10, pp. 714–729.
- [17] Wang Y., You S., Zhang H., Zheng W., Zheng X., Miao Q. Hydraulic performance optimization of meshed district heating network with multiple heat sources. *Energy*, 2017, vol. 126, pp. 603–621. doi:10.1016/j.energy.2017.03.044
- [18] Guelpa E., Toro C., Sciacovelli A., Melli R., Sciubba E., Verda V. Optimal operation of large district heating networks through fast fluid-dynamic simulation. *Energy*, 2016, vol. 102, pp. 586–595. doi: 10.1016/j.energy.2016.02.058
- [19] Vesterlund M., Toffolo A., Dahl J. Optimization of multi-source complex district heating network, a case study. *Energy*, 2017, vol. 126, pp. 53–63. doi: 10.1016/j.energy.2017.03.018
- [20] Vesterlund M., Dahl J. A method for the simulation and optimization of district heating systems with meshed networks. *Energy Convers. Manage*, 2015, vol. 89, no. 89, pp. 555–567. doi: 10.1016/j.enconman.2014.10.002
- [21] Guelpa E., Sciacovelli A., Verda V. Thermo-fluid dynamic model of large district heating networks for the analysis of primary energy savings. *Energy*, 2017, vol. 184, pp. 33–44. doi:10.1115/IMECE2015-52315
- [22] Gabrielaitiene I., Bøhm B., Sunden B. Modelling temperature dynamics of a district heating system in Naestved, Denmark – A case study. *Energy Convers. Manage*, 2007, vol. 48, no. 1, pp. 78–86. doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2006.05.011
- [23] Gvozdenaca D., Urošević B.G., Menke Ch., Urošević D., Bangviwat A. High efficiency co-generation: CHP and non-CHP energy. *Energy*, 2017, vol. 135, pp. 269–278. doi: 10.1016/j.energy.2017.06.143
- [24] Simoyu L.L., Indurskii M.S., EfrosE.I. Calculation of the performance of the LP section in a co-generation steam turbine under variable operating conditions. *Thermal Engineering*, 2000, vol. 47, no 2, pp.105–110.

Сведения об авторах.



Суворов Дмитрий Михайлович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой теплотехники и гидравлики ВятГУ. Научные интересы - энергетическая эффективность теплофикации, оптимизация режимов работы ТЭЦ, энергосбережение
E-mail: dmilar@mail.ru



Лыскова Екатерина Алексеевна, магистрант ВятГУ. Научные интересы - математическое моделирование режимов работы тепловых сетей, энергосбережение.
E-mail: liskova.eka@yandex.ru



Татарина Наталья Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. Научные интересы - теплофикация, математическое моделирование турбоустановок ТЭЦ
E-mail: nvt_s@mail.ru

Robust Steganographic Method with Code-Controlled Information Embedding

Kobozeva A.A. Sokolov A.V

Odessa Polytechnic State University,
Odessa, Ukraine

Abstract. In view of the fact that most images are compressed when transmitted through telecommunication systems and telecommunication systems in the energetics, from the point of view of the practical use of steganographic algorithms in real information security systems, such as their property, the ability to effectively resist a compression attack, is of great interest. This work aims at increasing the robustness of steganographic system against compression attacks to ensure the reliability of the steganographic message perception by developing a steganographic method that implements the embedding of additional information in the spatial domain of the container, using the code control of the frequency components that are under perturbations resulting from the steganographic transformation. The goal was achieved using the code control of information embedding: due to preliminary additional coding of the embedded information with codewords for which the Walsh-Hadamard transformants have the specified properties, which leads to a given localization of disturbances in the Walsh-Hadamard domain of the container as a result of the information embedding. The most significant result is the steganographic method developed based on the formed theoretical basis, for which classes of codewords that provide the highest robustness against the compression attacks were constructed. The significance of the results obtained is that the developed method ensured a high reliability level of perception the steganographic messages, significant robustness against the compression attacks, as well as simplicity of algorithmic implementation and high performance.

Keywords: steganography, Walsh-Hadamard transform, code control, compression attack, JPEG.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2021.4-52.11>

UDC: 004.056

O metodă steganografică rezistentă cu încorporare de informații controlată de cod

Kobozeva A.A., Sokolov A.B.

Universitatea de Stat «Odeskaia politehnica», Odesa, Ucraina

Rezumat. Având în vedere faptul că majoritatea imaginilor transmise prin sistemele de telecomunicații, inclusiv sistemele de telecomunicații din sectorul energetic, sunt supuse compresiei, în ceea ce privește utilizarea practică a algoritmilor steganografici în sistemele reale de protecție a informațiilor, este de mare interes capacitatea lor de a rezista eficient la un atac de compresie. Scopul acestei lucrări este de a majora rezistența sistemului steganografic la atacurile de compresie și, în același timp, de a oferi fiabilitate în percepția unui mesaj steganografic prin dezvoltarea unei metode steganografice care implementează informații suplimentare în domeniul spațial al unui container folosind controlul codului componentelor de frecvență care suferă perturbații ca urmare a transformării steganografice. Acest obiectiv a fost atins prin controlul codului de încorporare a informației: precodificarea informației încorporate cu cuvinte-cod, pentru care transformantele Walsh-Adamar au anumite proprietăți, ceea ce conduce la o anumită localizare a perturbațiilor în regiunea Walsh-Adamar a containerului ca urmare a încorporării informației. În baza suportului teoretic formulat, a fost dezvoltată o metodă steganografică pregătită pentru implementare în practică, pentru care au fost construite clase de cuvinte-cod care asigură un nivel sporit de fiabilitate a percepției mesajului stegano, precum și o rezistență semnificativă la atacurile de compresie, fapt confirmat de experimentele efectuate în această lucrare și de o analiză comparativă cu analogii actuale. Implementarea și extragerea informației adiționale are loc în spațiul containerului, ce asigură metodei steganografice cât simplitatea de realizare algoritmică, atât și operativitate înaltă.

Cuvinte-cheie: steganografie, transformarea Walsh-Adamar, prin cod, atac de compresie, JPEG.

Устойчивый стеганографический метод с кодовым управлением внедрением информации

Кобозева А.А., Соколов А.В.

Государственный университет «Одесская политехника»,

Одесса, Украина

Аннотация. В виду того, что большинство изображений при передаче через телекоммуникационные системы, в том числе, и в телекоммуникационных системах в энергетике подвергаются сжатию, с точки

зрения практического использования стеганографических алгоритмов в реальных системах защиты информации, большой интерес представляет их способность эффективно противостоять атаке сжатием. При этом большая часть современных стеганоалгоритмов являются неустойчивыми к атакам сжатием. Целью работы является повышение устойчивости стеганографической системы к атакам сжатием с одновременным обеспечением надежности восприятия стеганосообщения путем разработки стеганографического метода, осуществляющего внедрение дополнительной информации в пространственной области контейнера с использованием кодового управления частотными составляющими, претерпевающими возмущения в результате стеганообразования. Поставленная цель была достигнута за счет кодового управления внедрением информации: предварительного дополнительного кодирования внедряемой информации кодовыми словами, для которых трансформанты преобразования Уолша-Адамара имеют заданные свойства, что приводит к заданной локализации возмущений в области Уолша-Адамара контейнера в результате внедрения информации. Таким образом, манипулируя свойствами применяемых кодовых слов, становится возможным обеспечить конкретные свойства стеганосообщения. На основе сформированного теоретического базиса разработан готовый к практической реализации стеганографический метод, для которого построены классы кодовых слов, обеспечивающих высокий уровень надежности восприятия стеганосообщения, а также значительную устойчивость к атакам сжатием, что подтверждается проведенными в работе экспериментами и сравнительным анализом с современными аналогами. При этом внедрение и извлечение дополнительной информации происходит в пространственной области контейнера, что обеспечивает разработанному стеганографическому методу как простоту алгоритмической реализации, так и высокое быстродействие.

Ключевые слова: стеганография, преобразование Уолша-Адамара, кодовое управление, атака сжатием, JPEG.

1. ВВЕДЕНИЕ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Использование современных энергосетей в качестве среды для передачи информации, в частности, конфиденциальной, обуславливает высокую актуальность совершенствования методов её защиты.

Наряду с криптографической защитой информации, одним из основных звеньев современных систем кибербезопасности, является стеганографическая подсистема, обеспечивающая сокрытие самого факта передачи информации. Высокая востребованность стеганографических методов в современных информационных технологиях обуславливает значительное внимание исследователей, направленное на совершенствование их характеристик [1...5].

В настоящее время, существует и разрабатывается большое количество стеганографических методов, которые основаны на различных математических конструкциях и преобразованиях.

К современным стеганографическим методам, учитывая состояние информационных технологий, увеличение объемов информации, передаваемой по каналам связи, предъявляется ряд требований, основными из которых являются:

1. обеспечение надежности восприятия стеганосообщения;
2. устойчивость к атакам против встроенного сообщения;

3. устойчивость к атакам стеганоанализа;
4. для обеспечения возможности стеганообразования в режиме реального времени необходимым является обеспечение малой вычислительной сложности, а также существование потенциальной возможности распараллеливания стеганоалгоритмов.

При этом, под надежностью восприятия стеганосообщения понимается невозможность визуального определения наличия дополнительной информации в контейнере. Обеспечение данного требования было предметом исследования предыдущих работ авторов. В настоящей работе основное внимание авторов сконцентрировано на втором и четвертом требованиях.

Внедрение дополнительной информации (ДИ) может осуществляться в различных областях контейнера: пространственной (временной) [6-10], областях различных преобразований, в частности, частотной [11-14], области сингулярного (спектрального разложения) соответствующих матриц [15-18], области преобразования Уолша-Адамара [19-22] и др.

В качестве контейнера в работе рассматривается цифровое изображение (ЦИ).

Классическим стеганографическим методом принято считать метод LSB (Least Significant Bit), в основе которого лежит модификация одного или нескольких наименьших значащих бит значений яркости пикселей изображения. К несомненным

достоинствам данного метода необходимо отнести гарантированное обеспечение надежности восприятия стеганосообщения, а также простоту реализации процедуры погружения и извлечения информации. Недостатками указанного метода является его неустойчивость к атакам против встроенного сообщения, в частности, к атаке сжатием.

Устойчивость стеганометода обеспечивается, как правило, в областях преобразования ЦИ, хотя такое требование в свете [23] не является необходимым, более того, использование области различных преобразований, как указано в работе [6], повышает вычислительную сложность алгоритма из-за необходимости перехода из пространственной области в область выбранного преобразования и обратно, а также способствует накоплению дополнительной вычислительной погрешности, что затрудняет использование таких методов в режиме реального времени.

Подробный обзор современных стеганографических методов можно найти в работе [24]. Основной причиной предпочтения использования для погружения ДИ областей преобразования контейнера очевидно является тот факт, что обеспечить здесь устойчивость метода к атакам против встроенного сообщения легче, чем в пространственной [23], опираясь на имеющиеся достаточные условия такой устойчивости, однако не существует никаких принципиальных возражений для обеспечения устойчивости к возмущающим воздействиям при организации стеганопреобразования в пространственной области контейнера.

Среди стеганографических методов, работающих в пространствах преобразований исходного изображения особый интерес представляют стеганографические методы, основанные на внедрении информации в области преобразования Уолша-Адамара в виду высокого соответствия структуры данного преобразования принципам построения современной вычислительной техники (принадлежность элементов его базисных векторов множеству значений $\{+1, -1\}$, а также простота построения матриц преобразования).

Исследования, проведенные в данной работе, показывают возможности использования свойств преобразования Уолша-Адамара для построения нового

стеганографического метода, работающего в пространственной области контейнера, который объединяет обеспечение высокой надежности восприятия, присущей методу LSB, а также высокой устойчивостью к атакам, направленным на разрушение стеганосообщения, прежде всего, к атаке сжатием.

На основе данных, представленных в открытом доступе, были выбраны методы [11, 15...17] в виду того, что для данных методов известны достаточные количественные исследования относительно их устойчивости к атакам сжатием.

Разработанный в данной статье метод, в отличие от известных аналогов, основанных на внедрении информации в области сингулярного разложения блоков изображения [15...17], характеризуется значительно более высокой надежностью восприятия стеганосообщения, в то время как в отличие от метода [11] — большей стойкостью стеганосообщения к атакам сжатием.

Кроме того, разработанный метод, в отличие от аналогов [11, 15...17], выполняет внедрение и извлечение дополнительной информации в пространственной области, что обуславливает эффективность его алгоритмической реализации и высокое быстродействие.

Целью работы является повышение устойчивости стеганографической системы к атаке сжатием с одновременным обеспечением гарантированной надежности восприятия стеганосообщения путем разработки стеганографического метода, осуществляющего внедрение ДИ в пространственной области контейнера с использованием кодового управления частотными составляющими, претерпевающими возмущения в результате стеганопреобразования.

2. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Рассмотрим основные определения, необходимые для проводимых в настоящей работе исследований.

Одним из основных видов преобразования, используемых в обработке (в частности, сжатии) изображений и видео является дискретное косинусное преобразование (ДКП), которое определяется следующим соотношением

$$S = C_N X C_N^T, \quad (1)$$

где X — фрагмент исходного изображения размера $N \times N$,

C_N — $N \times N$ -матрица ДКП, элементы $C(i, j)$, $i, j = 0, 1, \dots, N-1$ которой вычисляются в соответствии с формулой

$$C(i, j) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{N}}, & \text{при } i = 0; \\ \sqrt{\frac{2}{N}} \cos(2j+1) \cdot i \cdot \pi, & \text{при } i > 0. \end{cases} \quad (2)$$

Трансформанты ДКП показывают распределение контента блока изображения по частотным составляющим.

При этом известно [25], что чувствительность стеганосообщения к возмущающим воздействиям зависит от того, какие именно частотные составляющие претерпели возмущение в процессе стеганообразования.

Устойчивость стеганометода к атакам против встроенного сообщения обеспечивается за счет возмущения низкочастотных составляющих ЦИ-контейнера.

Такие изменения с большой вероятностью негативно отразятся на надежности восприятия стеганосообщения, в силу чего на практике часто используется «компромиссный вариант», когда внедрение ДИ производится таким образом, чтобы возмущения получали среднечастотные составляющие цифрового контента.

Однако, такой подход обеспечивает устойчивость стеганометода лишь к незначительным возмущающим воздействиям, в то время как в реалиях атаки против встроенного сообщения могут быть значительными (например, сжатие стеганосообщения с малым коэффициентом качества).

Перспективным видом преобразований, которое используется для построения современных стеганографических методов [26], является двумерное преобразование Уолша-Адамара, которое задается с помощью следующего соотношения

$$W_X = H'_N X H_N'^T, \quad (3)$$

где $H'_N = \frac{1}{\sqrt{N}} H_N$, X — матрица размера $N \times N$, а матрица Адамара H_N порядка N задается с помощью конструкции Сильвестра

$$H_{2^k} = \begin{bmatrix} H_{2^{k-1}} & H_{2^{k-1}} \\ H_{2^{k-1}} & -H_{2^{k-1}} \end{bmatrix}, \quad H_1 = 1. \quad (4)$$

Отметим, что помимо двумерного преобразования Уолша-Адамара в теории сигналов и криптографии широко применяется одномерное преобразование Уолша-Адамара вектора-строки Y длины N , которое записывается как

$$V = Y H_N. \quad (5)$$

В предыдущих работах авторами настоящей статьи была установлена взаимосвязь между матрицей трансформант преобразования Уолша-Адамара W_X , матрицей трансформант ДКП S , и составляющих сингулярного разложения исходной матрицы X , что позволило сформировать соответствие между трансформантами преобразования Уолша-Адамара и ДПК для практически ценных значений порядка $N \in \{4, 8, 16\}$ матрицы X , которое отображено на рис. 1, где указаны индексы трансформант ДКП на местах соответствующих им трансформант преобразования Уолша-Адамара. По сути, рис. 1. устанавливает взаимосвязь между трансформантами преобразования Уолша-Адамара и ДКП. Например, для размера блока 4×4 , трансформанта преобразования Уолша-Адамара (1,3) соответствует трансформанте ДКП (1,2), в то время как трансформанта преобразования Уолша-Адамара (3,1) соответствует трансформанте ДКП (2,1) и т.д.

Еще одним необходимым для решаемых в настоящей статье задач результатом, полученным в предыдущих работах авторов, является установленная взаимосвязь между двумерным (3) и одномерным (5) преобразованием Уолша-Адамара.

Так, с точностью до коэффициента $1/N$ двумерное преобразование Уолша-Адамара вида (3) может быть представлено через одномерное преобразование Уолша-Адамара (5) с помощью следующего соотношения

$$V = YH_{N_2}, \quad (6)$$

где V и Y — векторы-строки длины N^2 , которые являются результатом последовательной конкатенации строк матриц W и X (3) размера $N \times N$, соответственно.

3. КОДОВОЕ УПРАВЛЕНИЕ ЧАСТОТНЫМИ СОСТАВЛЯЮЩИМИ,

(1,1)	(1,4)	(1,2)	(1,3)
(4,1)	(4,4)	(4,2)	(4,3)
(2,1)	(2,4)	(2,2)	(2,3)
(3,1)	(3,4)	(3,2)	(3,3)

а

(1,1)	(1,16)	(1,8)	(1,9)	(1,4)	(1,13)	(1,5)	(1,12)	(1,2)	(1,15)	(1,7)	(1,10)	(1,3)	(1,14)	(1,6)	(1,11)
(16,1)	(16,16)	(16,8)	(16,9)	(16,4)	(16,13)	(16,5)	(16,12)	(16,2)	(16,15)	(16,7)	(16,10)	(16,3)	(16,14)	(16,6)	(16,11)
(8,1)	(8,16)	(8,8)	(8,9)	(8,4)	(8,13)	(8,5)	(8,12)	(8,2)	(8,15)	(8,7)	(8,10)	(8,3)	(8,14)	(8,6)	(8,11)
(9,1)	(9,16)	(9,8)	(9,9)	(9,4)	(9,13)	(9,5)	(9,12)	(9,2)	(9,15)	(9,7)	(9,10)	(9,3)	(9,14)	(9,6)	(9,11)
(4,1)	(4,16)	(4,8)	(4,9)	(4,4)	(4,13)	(4,5)	(4,12)	(4,2)	(4,15)	(4,7)	(4,10)	(4,3)	(4,14)	(4,6)	(4,11)
(13,1)	(13,16)	(13,8)	(13,9)	(13,4)	(13,13)	(13,5)	(13,12)	(13,2)	(13,15)	(13,7)	(13,10)	(13,3)	(13,14)	(13,6)	(13,11)
(5,1)	(5,16)	(5,8)	(5,9)	(5,4)	(5,13)	(5,5)	(5,12)	(5,2)	(5,15)	(5,7)	(5,10)	(5,3)	(5,14)	(5,6)	(5,11)
(12,1)	(12,16)	(12,8)	(12,9)	(12,4)	(12,13)	(12,5)	(12,12)	(12,2)	(12,15)	(12,7)	(12,10)	(12,3)	(12,14)	(12,6)	(12,11)
(2,1)	(2,16)	(2,8)	(2,9)	(2,4)	(2,13)	(2,5)	(2,12)	(2,2)	(2,15)	(2,7)	(2,10)	(2,3)	(2,14)	(2,6)	(2,11)
(15,1)	(15,16)	(15,8)	(15,9)	(15,4)	(15,13)	(15,5)	(15,12)	(15,2)	(15,15)	(15,7)	(15,10)	(15,3)	(15,14)	(15,6)	(15,11)
(7,1)	(7,16)	(7,8)	(7,9)	(7,4)	(7,13)	(7,5)	(7,12)	(7,2)	(7,15)	(7,7)	(7,10)	(7,3)	(7,14)	(7,6)	(7,11)
(10,1)	(10,16)	(10,8)	(10,9)	(10,4)	(10,13)	(10,5)	(10,12)	(10,2)	(10,15)	(10,7)	(10,10)	(10,3)	(10,14)	(10,6)	(10,11)
(3,1)	(3,16)	(3,8)	(3,9)	(3,4)	(3,13)	(3,5)	(3,12)	(3,2)	(3,15)	(3,7)	(3,10)	(3,3)	(3,14)	(3,6)	(3,11)
(14,1)	(14,16)	(14,8)	(14,9)	(14,4)	(14,13)	(14,5)	(14,12)	(14,2)	(14,15)	(14,7)	(14,10)	(14,3)	(14,14)	(14,6)	(14,11)
(6,1)	(6,16)	(6,8)	(6,9)	(6,4)	(6,13)	(6,5)	(6,12)	(6,2)	(6,15)	(6,7)	(6,10)	(6,3)	(6,14)	(6,6)	(6,11)
(11,1)	(11,16)	(11,8)	(11,9)	(11,4)	(11,13)	(11,5)	(11,12)	(11,2)	(11,15)	(11,7)	(11,10)	(11,3)	(11,14)	(11,6)	(11,11)

в

ПРЕТЕРПЕВАЮЩИМИ ВОЗМУЩЕНИЕ В РЕЗУЛЬТАТЕ ВНЕДРЕНИЯ ИНФОРМАЦИИ

В качестве основы предлагаемого стеганографического метода с кодовым управлением частотными составляющими, претерпевающими возмущение в результате внедрения информации, лежит классический метод LSB-matching [27],

(1,1)	(1,8)	(1,4)	(1,5)	(1,2)	(1,7)	(1,3)	(1,6)
(8,1)	(8,8)	(8,4)	(8,5)	(8,2)	(8,7)	(8,3)	(8,6)
(4,1)	(4,8)	(4,4)	(4,5)	(4,2)	(4,7)	(4,3)	(4,6)
(5,1)	(5,8)	(5,4)	(5,5)	(5,2)	(5,7)	(5,3)	(5,6)
(2,1)	(2,8)	(2,4)	(2,5)	(2,2)	(2,7)	(2,3)	(2,6)
(7,1)	(7,8)	(7,4)	(7,5)	(7,2)	(7,7)	(7,3)	(7,6)
(3,1)	(3,8)	(3,4)	(3,5)	(3,2)	(3,7)	(3,3)	(3,6)
(6,1)	(6,8)	(6,4)	(6,5)	(6,2)	(6,7)	(6,3)	(6,6)

б

Рис. 1. Взаимосвязь между трансформантами преобразования Уолша-Адамара и ДКП для $l \times l$ -блоков ЦИ:
а – $l=4$; б – $l=8$; в – $l=16^1$.

гарантирующий обеспечение надежности восприятия стеганосообщения, который предполагает последовательное поэлементное суммирование элементов контейнера $x_{i,j} \in \{0,1,\dots,255\}$ с внедряемой дополнительной информацией $d_i \in \{+1,0,-1\}$.

Рассмотрим теоретическую основу возможности кодового управления частотными составляющими без перехода в частотную область. Пусть блок $X = \|x_{i,j}\|, i, j, = 0,1,\dots, N-1$ некоторого изображения представляет собой матрицу размера $N \times N$, в то время как результат дополнительного кодирования ДИ — вектор

$D = \{d_k\}, k = 0,1,\dots, N^2 - 1$. Под дополнительным кодированием тут понимается представление каждого бита ДИ в виде кодового слова, обладающего заданным видом вектора трансформант преобразования Уолша-Адамара.

Путем последовательной конкатенации строк матрицы X получаем новый вектор-строку Y . Тогда результирующее стеганосообщение будет иметь вид

$$M = Y + D. \quad (7)$$

Рассмотрим теперь преобразование Уолша-Адамара вектора-строки M , в соответствии с выражением (5)

$$V = MH_{N^2} = (Y + D)H_{N^2} = YH_{N^2} + DH_{N^2}. \quad (8)$$

Выражение (8) позволяет сделать фундаментальный вывод о природе возмущения трансформант преобразования Уолша-Адамара в стеганообщении после внедрения в него дополнительной информации — величина и локализация подобных возмущений будет зависеть от конкретного вида слагаемого DH_{N^2} , которое представляет собой трансформанты преобразования Уолша-Адамара внедряемой дополнительной информации. В свою очередь, конкретная локализация и амплитуда вносимых в трансформанты преобразования Уолша-Адамара стеганообщения возмущений будет зависеть от вида внедряемой в вектор-строку Y , а значит, и в блок X , последовательности D .

В виду бинарной природы последовательности D , для определения таких её видов, которые приводят к обеспечению нечувствительности стеганообщения к возмущающим воздействиям, воспользуемся определением элементарной структуры [28].

Определение 1. Элементарной структурой вектора трансформант преобразования Уолша-Адамара назовем набор его различных спектральных компонент с указанием их частот в векторе.

Например, рассмотрим вектор $T = [++---++---++---+]$ длины $N = 16$, а также его вектор трансформант преобразования Уолша-Адамара $W = [0,0,16,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0]$, который имеет элементарную структуру $\{16(1),0(15)\}$, где в круглых скобках указано количество раз, которое приведенная компонента встречается в векторе трансформант преобразования Уолша-Адамара. Это с учетом (8) говорит о том, что если в качестве вектора D , являющего результатом дополнительного кодирования ДИ, использовать строки матрицы Уолша-Адамара, то за счет выбора конкретной строки возможно управлять локализацией соответствующего возмущения в области Уолша-Адамара, а значит, с учетом информации, представленной на рис. 1, и в области трансформант ДКП контейнера.

Известно, что элементарной структурой $\{N(1),0(N-1)\}$ характеризуются двоичные векторы, которые являются строками матрицы Уолша-Адамара порядка N и их инверсии, при этом значение равно N ($-N$ в случае инверсии строки матрицы Уолша-Адамара) стоит на позиции, соответствующей номеру строки Уолша-Адамара.

Рассмотрим конкретный пример. Пусть задана матрица-фрагмент исходного изображения, для которой в соответствии с выражением (3) найдем трансформанты преобразования Уолша-Адамара (с точностью до коэффициента $1/N$)

$$X = \begin{bmatrix} 127 & 123 & 119 & 119 \\ 124 & 125 & 124 & 124 \\ 123 & 122 & 123 & 124 \\ 123 & 121 & 122 & 125 \end{bmatrix}, W_x = \begin{bmatrix} 1968 & 2 & 8 & 10 \\ -8 & 6 & 12 & 2 \\ 2 & 4 & 18 & -4 \\ -10 & 4 & 10 & 8 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

На основе матрицы-контейнера X получим стеганообщение M производя сложение с последовательностью $T = [++---++---++---+]$, которая представляет собой третью строку матрицы Уолша-Адамара порядка $N^2 = 16$. В соответствии с описанным в разделе 2 настоящей статьи соответствием между двумерным и одномерным преобразованием Уолша-Адамара, представим указанную последовательность в виде матрицы порядка $N = 4$, путем её разделения на сегменты длины $N = 4$ и их последующей вертикальной конкатенации.

Представим также результат преобразования Уолша-Адамара (с точностью до коэффициента $1/N$) полученного стеганообщения M , вычисленный в соответствии с (3)

$$\begin{aligned} M &= X + D = \\ &= \begin{bmatrix} 127 & 123 & 119 & 119 \\ 124 & 125 & 124 & 124 \\ 123 & 122 & 123 & 124 \\ 123 & 121 & 122 & 125 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 11 & -1 & -1 \\ 11 & -1 & -1 \\ 11 & -1 & -1 \\ 11 & -1 & -1 \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} 128 & 124 & 118 & 118 \\ 125 & 126 & 123 & 123 \\ 124 & 123 & 122 & 123 \\ 124 & 122 & 121 & 124 \end{bmatrix}; \quad (10) \\ W_M &= \begin{bmatrix} 1968 & 2 & 24 & 10 \\ -8 & 6 & 12 & 2 \\ 2 & 4 & 18 & -4 \\ -10 & 4 & 10 & 8 \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

Анализируя (9) и (10) нетрудно заметить, что изменению подверглась только трансформанта преобразования Уолша-Адамара (1,3), или соответствующая ей третья трансформанта преобразования Уолша-Адамара в случае одномерного представления.

В соответствии с данными, представленными на рис. 1, указанная трансформанта преобразования Уолша-Адамара соответствует (1,2) трансформанте ДКП, таким образом, внедрение дополнительной информации возмутило, главным образом, эту составляющую.

Представленный пример наглядно иллюстрирует сущность предлагаемого метода кодового управления частотными составляющими.

4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СТЕГАНОМЕТОДА К АТАКЕ СЖАТИЕМ

В настоящей работе установлено, что использование кодового управления частотными составляющими, претерпевающими возмущение в результате внедрения информации, может быть основой стеганографического метода, обеспечивающего значительное снижение вероятности повреждения ДИ атаками сжатием при сохранении показателей качества исходного изображения на высоких уровнях, присущих методу LSB.

Для использования кодового управления частотными составляющими, претерпевающими возмущение в результате внедрения информации, нам необходимо установить те трансформанты преобразования Уолша-Адамара 8×8 -блоков исходного изображения, которые получают наименьшее возмущение при его сжатии алгоритмом JPEG с различными настройками качества.

Таковыми трансформантами являются низкочастотные составляющие, соответствующие трансформантам ДКП (2,1), (1,2), (2,2), а также постоянная составляющая (1,1), которые, соответствуют (рис. 1) трансформантам преобразования Уолша-Адамара (1,5), (5,1), (5,5), а также постоянной составляющей (1,1).

Таким образом, наибольшую целесообразность представляет построение кодов, которые бы оказывали наибольшее

воздействие именно на данные трансформанты.

В соответствии с установленным соответствием между двумерным и одномерным преобразованием Уолша-Адамара в качестве таких кодовых слов возьмем 5, 33, 37 и 1-ю строки матрицы Уолша-Адамара порядка $N^2 = 64$ (в виде соответствующих им матриц порядка $N = 8$), для каждой из которых в выражении (11) приведем соответствующую матрицу трансформант преобразования Уолша-Адамара (с точностью до коэффициента $1/N$).

Отметим также, что помимо представленных кодовых слов удастся определить кодовые слова, производящие воздействие одновременно на 4 частотные составляющие, т.е. обладающие элементарной структурой $\{N/2(4), 0(N-4)\}$.

$$\begin{aligned}
 T_1^+ &= \begin{bmatrix} 1111-1-1-1-1 \\ 1111-1-1-1-1 \\ 1111-1-1-1-1 \\ 1111-1-1-1-1 \\ 1111-1-1-1-1 \\ 1111-1-1-1-1 \\ 1111-1-1-1-1 \\ 1111-1-1-1-1 \end{bmatrix}, & W_1^+ &= \begin{bmatrix} 000064000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \end{bmatrix}; \\
 T_2^+ &= \begin{bmatrix} 1 1 1 1 1 1 1 1 \\ 1 1 1 1 1 1 1 1 \\ 1 1 1 1 1 1 1 1 \\ 1 1 1 1 1 1 1 1 \\ -1-1-1-1-1-1-1-1 \\ -1-1-1-1-1-1-1-1 \\ -1-1-1-1-1-1-1-1 \\ -1-1-1-1-1-1-1-1 \end{bmatrix}, & W_2^+ &= \begin{bmatrix} 0 0000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \\ 640000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \end{bmatrix}; \\
 T_3^+ &= \begin{bmatrix} 1 1 1 1 -1-1-1-1 \\ 1 1 1 1 -1-1-1-1 \\ 1 1 1 1 -1-1-1-1 \\ 1 1 1 1 -1-1-1-1 \\ -1-1-1-1 1 1 1 1 \\ -1-1-1-1 1 1 1 1 \\ -1-1-1-1 1 1 1 1 \\ -1-1-1-1 1 1 1 1 \end{bmatrix}, & W_3^+ &= \begin{bmatrix} 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \\ 000064000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \\ 0000 0 000 \end{bmatrix}; \\
 T_4^+ &= \begin{bmatrix} 11111111 \\ 11111111 \\ 11111111 \\ 11111111 \\ 11111111 \\ 11111111 \\ 11111111 \\ 11111111 \end{bmatrix}, & W_4^+ &= \begin{bmatrix} 640000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \\ 0 0000000 \end{bmatrix}.
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

Мы представляем в выражении (12) указанные кодовые слова длины $N = 64$, воздействующие одновременно на составляющие (1,5), (5,1), (5,5) и (1,1), а также соответствующие им матрицы трансформант преобразования Уолша-Адамара (с точностью до коэффициента $1/N$)

$$\begin{aligned}
 T_5^+ &= \begin{bmatrix} 1111 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1111 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1111 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1111 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1111 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1111 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1111 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1111 & -1 & -1 & -1 & -1 \end{bmatrix}, & W_5^+ &= \begin{bmatrix} 32000 & 32 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 32000 & -32000 & & \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \end{bmatrix}; \\
 T_6^+ &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1111 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1111 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1111 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1111 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1111 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1111 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1111 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1111 \end{bmatrix}, & W_6^+ &= \begin{bmatrix} 32000 & -32000 & & \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 32000 & 32 & 000 & \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \end{bmatrix}; \\
 T_7^+ &= \begin{bmatrix} 1111 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1111 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1111 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1111 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1111 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1111 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1111 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1111 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}, & W_7^+ &= \begin{bmatrix} 32 & 000 & 32000 & \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ -32000 & 32000 & & \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \end{bmatrix}; \\
 T_8^+ &= \begin{bmatrix} -1 & -1 & -1 & -1 & 1111 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1111 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1111 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1111 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1111 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1111 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1111 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1111 \end{bmatrix}, & W_8^+ &= \begin{bmatrix} 32 & 000 & -32000 & \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ -32000 & -32000 & & \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \\ 0 & 000 & 0 & 000 \end{bmatrix}.
 \end{aligned} \tag{12}$$

Внедрение ДИ.

Шаг 1. Производим сегментацию исходного изображения размера $m \times n$ на блоки $\mu \times \mu$.

Шаг 2. Каждому блоку исходного изображения $\mu \times \mu$, задействованному в процессе стеганообразования, ставим в соответствие λ бит ДИ, таким образом получаем матрицу ДИ D размера $\frac{m}{\mu} \times \frac{n}{\mu}$, каждый элемент которой содержит λ бит информации. При этом $\lambda = \log_2 J$, где J — количество используемых кодовых слов.

Шаг 3. Строим таблицу соответствия половины комбинаций из λ бит ДИ кодовым словам $\{T_i^+\}$ размера $\mu \times \mu$, в то время как вторая половина комбинаций из λ бит ДИ кодируется с помощью инверсий кодовых слов $\{T_i^-\}$. Получаем закодированную матрицу ДИ путем представления каждого её элемента из λ бит ДИ с помощью кодовых слов $\{T_i^+\}$ и $\{T_i^-\}$.

Шаг 4. Производим внедрение информации путем суммирования матрицы контейнера P с кодовой матрицей,

полученной на *Шаге 3*, в результате чего получаем стеганосообщение M .

Декодирование ДИ

Шаг 1. Извлечение информации происходит путем вычитания из матрицы возможно возмущенного стеганосообщения \bar{M} матрицы контейнера P , являющегося частью секретного ключа. В результате извлечения, для каждого i -го блока размера $\mu \times \mu$ получаем матрицу Δ_i .

Шаг 2. Для каждой матрицы T_i^+ производим поэлементное умножение каждой полученной на *Шаге 1* матрицы Δ_i на матрицу T_i^+ , после чего находим сумму всех элементов результирующей матрицы для каждого кодового слова T_i^+ , т.е. рассчитываем значения

$$\sigma_j = \sum_{l=0}^{\mu-1} \sum_{k=0}^{\mu-1} \Delta_i(l, k) T^+(l, k), \quad j = 0, 1, \dots, J/2 - 1.$$

Шаг 3. Среди полученного для каждого блока множества значений σ_j находим максимальное по модулю значение. При этом индекс найденного значения будет соответствовать индексу декодированного кодового слова $T_i^?$, в то время как знак найденного максимума будет соответствовать знаку, с которым заданное кодовое слово было внедрено (прямой или инверсный вид).

Отметим, что *Шаг 2* и *Шаг 3* в представленном методе, по сути, реализуют алгоритм оптимального приема [29].

Замечание. В виду того, что большинство используемых изображений сегодня представлены с использованием модели RGB, где для кодирования каждого цвета отводится 1 байт (каждая цветовая составляющая представляется числами в диапазоне $[0, \dots, 255]$), в случае наличия в блоке граничных для данного диапазона значений (0 или 255), указанный блок не используется в процессе стеганообразования в случае применения разработанного в настоящей статье стеганографического метода.

Основываясь на предложенном стеганографическим методе, представим на рис. 2 общую структурную схему стеганографической системы с кодовым управлением частотными составляющими.

Замечание. Предлагаемая стеганосистема является закрытой системой второго типа, использующей контейнер в качестве части секретного ключа, что повышает

устойчивость стеганосистемы к восстановлению секретного ключа, к декодированию скрытой информации, повышает имитостойкость системы по сравнению с использованием ключа, не включающего в свой состав контейнер. При этом сам ключ передается адресатам стандартным образом — по защищенному каналу связи.

Используя представленный стеганографический метод, были проведены следующие эмпирические исследования на основе базы изображений NRCS [30] в формате без потерь TIFF. В каждое изображение производилось внедрение ДИ, по $\lambda = 1$ бит данных на каждый блок с использованием различных кодовых слов, после чего выполнялось его сжатие алгоритмом JPEG с заданным качеством QF . Далее выполнялось извлечение ДИ из сжатого изображения. На рис. 3 представлены графики зависимости числа возникающих ошибок (в процентах от общего

количества бит ДИ) от степени сжатия изображения QF алгоритмом JPEG для каждой из рассмотренных трансформант преобразования Уолша-Адамара, что позволяет оценить эффективность их использования для противостояния атакам сжатием на стеганосообщение. На рис. 3 в каждый блок 8×8 внедрялся $\lambda = 1$ бит ДИ. При этом, в виду того, что все кодовые слова (12), использующие одновременно все частотные составляющие показывают практически эквивалентные результаты, на графике (рис. 3) они показаны одной кривой.

Анализ данных, представленных на рис. 3, показывает, что внедрение информации как с использованием кодовых слов (11), так и кодовых слов (12) формирует стеганосообщение, нечувствительное к атаке сжатием. При этом, при сжатии с коэффициентом QF 60% (на практике крайне редко используются большие степени сжатия), процент возникающих ошибок

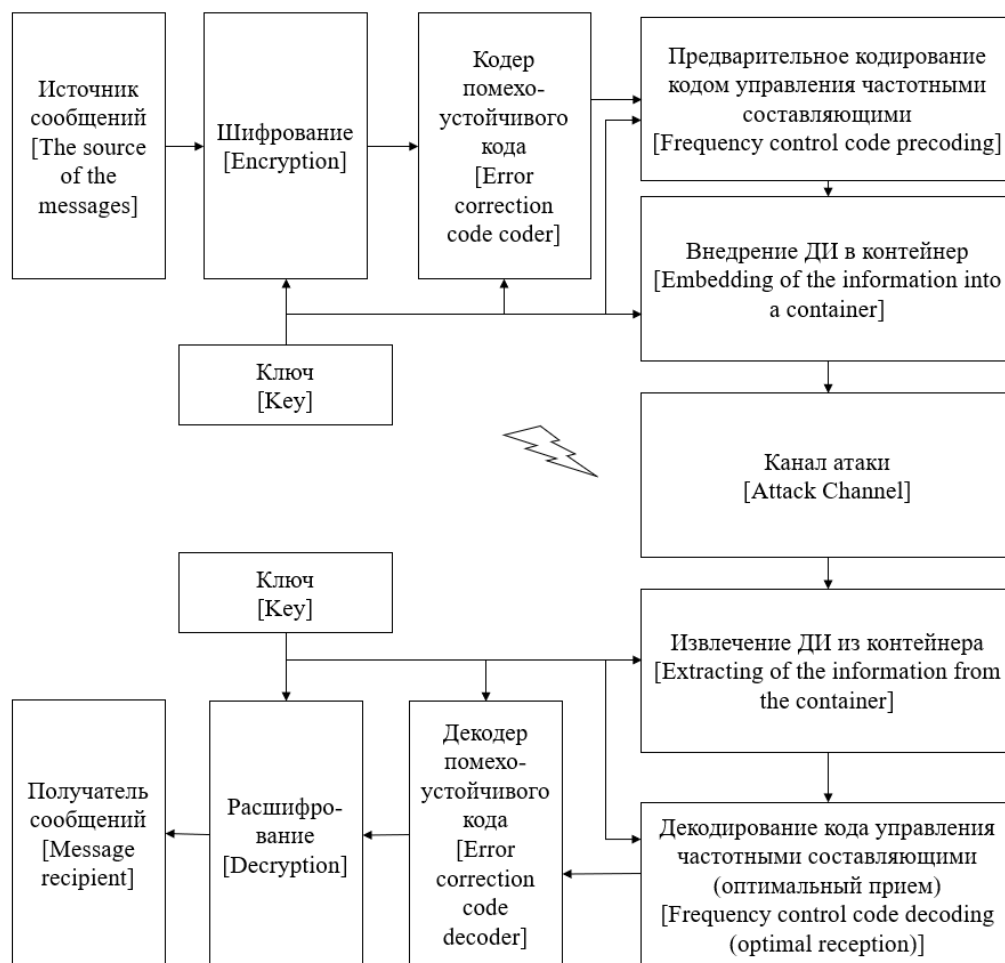


Рис. 2. Структурная схема стеганографической системы с кодовым управлением внедрением информации².

² Appendix 1

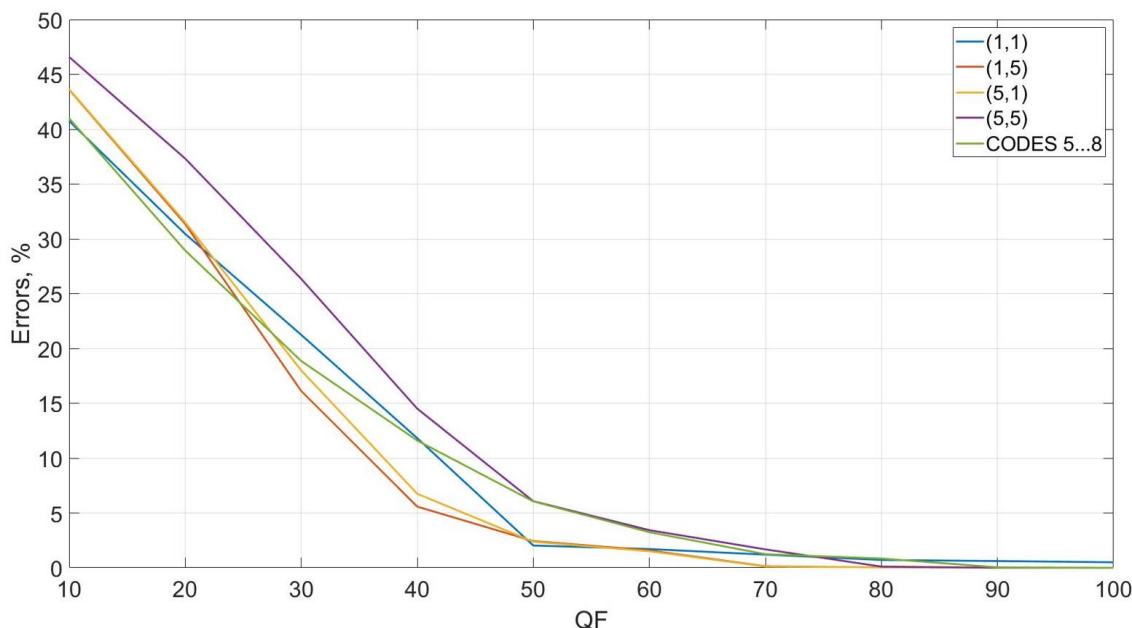


Рис. 3. График зависимости числа возникающих ошибок от степени сжатия стеганосообщения QF алгоритмом JPEG для различных трансформант преобразования Уолша-Адамара, в которые производится внедрение³.

не превышает 5%, что может быть легко исправлено с помощью применения простейших корректирующих кодов на этапе подготовки внедряемой ДИ.

Физическая сущность устойчивости предлагаемого в работе метода к атакам сжатием заключается в накоплении энергии внедряемого сигнала в заданной частотной составляющей блока, несмотря на то, что

амплитуда воздействия на каждый отдельный пиксель является незначительной (± 1).

Такой способ внедрения информации позволяет добиться высоких показателей устойчивости к атаке сжатием при гарантированном сохранении высокого уровня надежности восприятия, сравнимого с уровнем, предоставляемым методом LSB-matching.

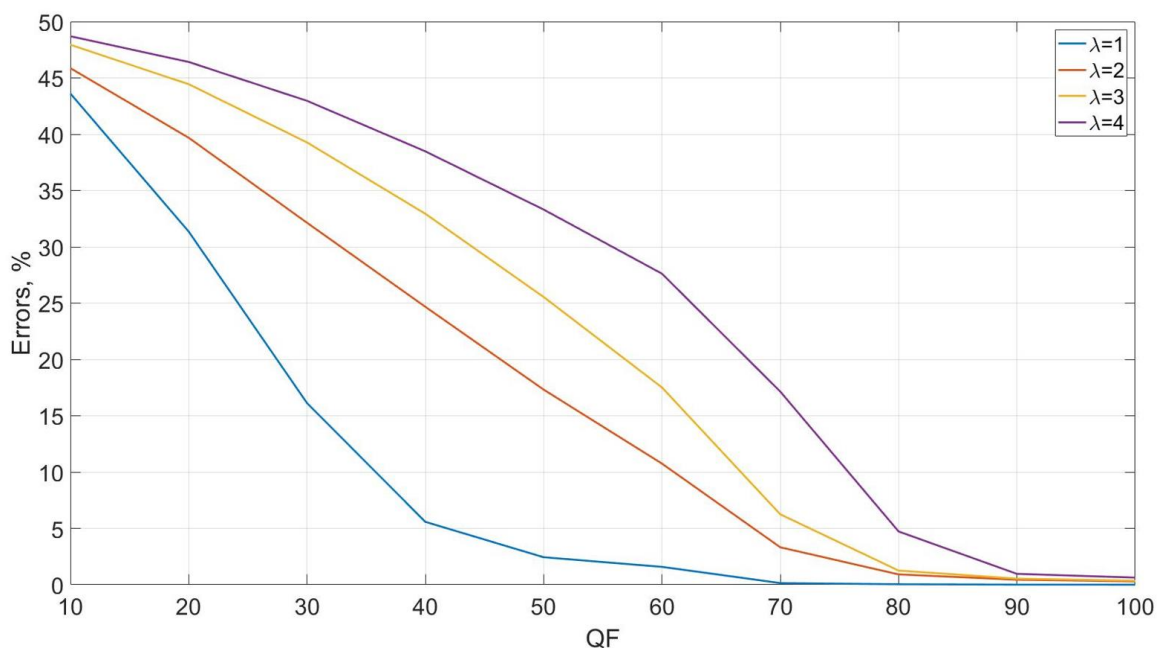


Рис. 4. График зависимости числа возникающих ошибок от степени сжатия стеганосообщения QF алгоритмом JPEG для различных значений λ ⁴.

^{3,4} Appendix 1

Обратной стороной увеличения устойчивости предлагаемого метода является уменьшение его пропускной способности, по сравнению с методом LSB-matching. Тем не менее, поскольку пропускная способность предлагаемого метода определяется параметром λ , для конкретной алгоритмической реализации она может быть повышена за счет увеличения числа λ внедряемых в каждый блок сообщения бит.

На рис. 4 показан график зависимости числа возникших ошибок от степени сжатия изображения QF алгоритмом JPEG при различных значениях количества λ внедряемых бит в блок изображения, таким образом, для различных значений пропускной способности λ/μ^2 . Отметим, что для значения $\lambda=1$ внедрение производилось с помощью кодового слова (1,5), в то время как при $\lambda=2,3$ задействовались кодовые слова (12), а при $\lambda=4$ использовались все кодовые слова (11) и (12).

Анализ данных, представленных на рис. 4 показывает ожидаемое увеличение количества ошибок, при увеличении пропускной способности, которое обусловлено появлением шумов неортогональности при увеличении количества применяемых кодовых слов. Таким образом, значения $\lambda > 1$ могут использоваться в случае необходимости организации стеганографических каналов передачи информации с высокими требованиями к пропускной способности, и невысокими требованиями к качеству передачи информации, либо же в совокупности с корректирующими кодами. Отметим, что помимо увеличения количества бит, внедряемых в один блок контейнера, для повышения пропускной способности может быть уменьшен размер блока μ , в который происходит внедрение кванта информации. Так, при значении $\mu=4$, в соответствии с информацией, представленной на рис. 1, внедрение информации целесообразно проводить в трансформанты преобразования Уолша-Адамара (1,1), (1,3), (3,1) и (3,3). Приведем кодовые слова, позволяющие производить внедрение информации в данные коэффициенты, а также соответствующие им матрицы трансформант преобразования Уолша-Адамара (с точностью до коэффициента $1/N$)

$$\begin{aligned}
 T_1^+ &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \end{bmatrix}, & W_1^+ &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 16 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \\
 T_2^+ &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 \end{bmatrix}, & W_2^+ &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 16 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \\
 T_3^+ &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 \end{bmatrix}, & W_3^+ &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 16 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \\
 T_4^+ &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}, & W_4^+ &= \begin{bmatrix} 16 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.
 \end{aligned} \tag{13}$$

При этом, также как в случае размера блока $\mu=8$, могут быть найдены кодовые слова, допускающие внедрение информации во все выбранные четыре частотные составляющие одновременно (их трансформанты преобразования Уолша-Адамара приведены с точностью до коэффициента $1/N$)

$$\begin{aligned}
 T_5^+ &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \end{bmatrix}, & W_5^+ &= \begin{bmatrix} 8 & 0 & 8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 8 & 0 & -8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \\
 T_6^+ &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}, & W_6^+ &= \begin{bmatrix} 8 & 0 & 8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -8 & 0 & 8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \\
 T_7^+ &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 \end{bmatrix}, & W_7^+ &= \begin{bmatrix} 8 & 0 & -8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 8 & 0 & 8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \\
 T_8^+ &= \begin{bmatrix} -1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}, & W_8^+ &= \begin{bmatrix} 8 & 0 & -8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -8 & 0 & 8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.
 \end{aligned} \tag{14}$$

На рис. 5 представлены графики зависимости количества ошибок при извлечении информации при её кодировании каждым из представленных кодовых слов (13) и (14). При этом кодовые слова (14) соответствуют одной кривой на графике рис. 5 в виду их сходных результатов.

Анализ данных рис. 5 показывает, что при пропускной способности $1/16$ при использовании кодового слова T_4^+ , $\mu=4$, устойчивость стеганографического канала к сжатию алгоритмом JPEG даже превосходит устойчивость стеганографического канала при использовании всех кодовых слов (11) и

(12) для достижения значений $\lambda = 4$, $\mu = 8$. Таким образом, для достижения высокого значения пропускной способности равного $1/16$, использование кодового слова T_4^+ и значения $\mu = 4$ является более целесообразным, нежели использование значения размера блока $\mu = 8$. Тем не менее, при $\mu = 4$ использование кодовых слов T_1^+ , T_2^+ и $T_5^+, T_6^+, T_7^+, T_8^+$ показывает практически сходные результаты со случаем применения разработанного метода с параметрами $\lambda = 4$, $\mu = 8$, в то время как использование кодового слова T_3^+ при $\mu = 4$ показывает худшие результаты.

Результаты сравнительного анализа эффективности алгоритмической реализации разработанного метода с современными аналогами представлены в табл. 1. В табл. 1 приняты следующие условные обозначения: S — внедрение информации происходит в пространственной области, DCT — внедрение информации происходит в области трансформант ДКП блоков изображения, SVD — внедрение информации происходит в области сингулярного разложения блоков изображения.

Анализ данных, представленных в табл. 1 позволяет сделать вывод о том, что разработанный стеганографический метод

при сохранении высокой надежности восприятия стеганосообщения позволяет получить значительную устойчивость к атакам сжатием. Так, при практически ценных значениях коэффициента $QF \geq 60$ количество ошибок при декодировании у разработанного метода ниже, чем у современных аналогов.

Неоспоримым достоинством разработанного стеганографического метода в сравнении с аналогами также является то, что внедрение и декодирование информации происходит здесь в пространственной области изображения, вследствие чего отсутствуют дополнительные вычислительные затраты для перехода в область преобразования и обратно.

На рис. 6 представлен пример внедрения ДИ в контейнер с помощью разработанного в настоящей статье стеганографического метода, при этом использованы параметры $\lambda = 1$, $\mu = 8$, а также для внедрения информации применено кодовое слово T_2^+ . Размер контейнера составляет 2592×3872 , при этом внедрение информации происходило в каждую цветовую составляющую. Таким образом, общий объем внедренной информации для данного контейнера составил 470 448 бит.

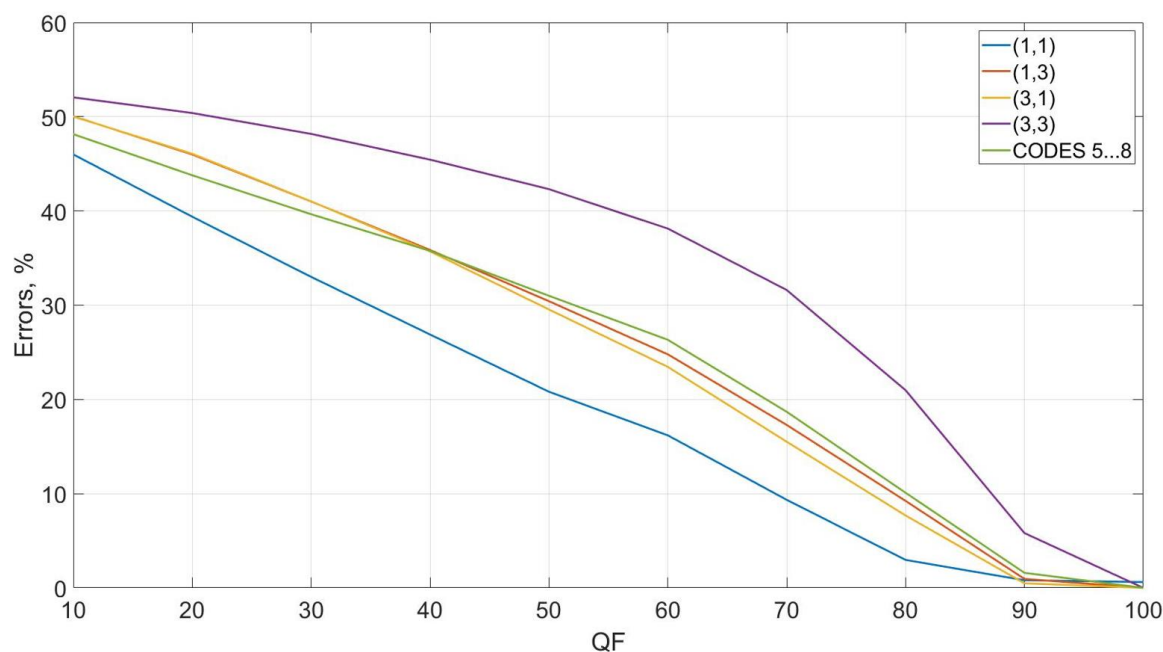


Рис. 5. График зависимости числа возникающих ошибок от степени сжатия изображения QF алгоритмом JPEG для $\mu = 4^5$.

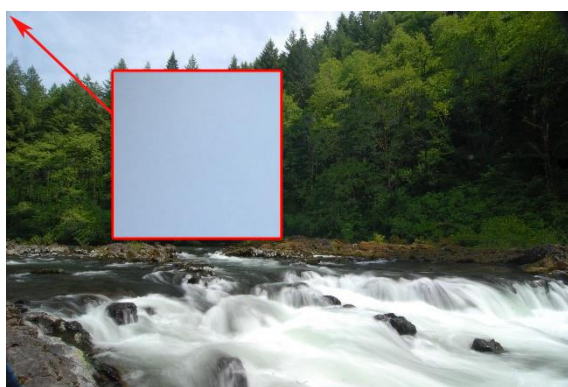
⁵ Appendix 1

Таблица 1⁶.
Table 1⁶.

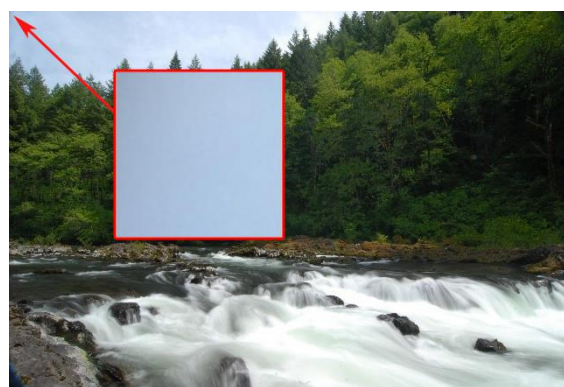
Результаты сравнительного анализа предложенного стеганографического метода с современными аналогами

Results of comparative analysis of the proposed steganographic method vs modern analogues

Алгоритм / Метод [Algorithm / Method]	% ошибок при заданном уровне QF [% of errors for a given value of QF]										PSNR, dB	R	Обл. вн. [Emb. domain]
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100			
Предложенный метод [Proposed method], $\mu = 4, \lambda = 1, T_4^+$	45.9923	39.3865	33.0043	26.8885	20.8169	16.1856	9.3461	2.9669	0.8089	0.6163	48.1308	1/16	S
Предложенный метод [Proposed method], $\mu = 8,$ $\lambda = 1, T_1^+$	43.6133	31.3537	16.1266	5.5792	2.4352	1.5825	0.1392	0.0395	0.0055	0	48.1308	1/64	S
Алгоритм [Algorithm] [11]	—	—	—	—	—	—	33.85($QF=75$)	7.39($QF=85$)	0.34($QF=95$)	—	~45	<1/8	DCT
Алгоритм [Algorithm] [15]	13	7	5	4	2	2	2	2	2	—	~34.7	1/64	SVD
Алгоритм [Algorithm] [16]	—	—	—	—	24.74	14.24	2.71	0.2	0.05	—	~32.66	1/64	SVD
Алгоритм [17]	—	—	—	—	23.88	14.12	2.76	0.08	0.08	—	~32.67	1/16	SVD



а)



б)

Рис. 6. Пример использования разработанного стеганографического метода: а) контейнер, б) стеганосообщение⁷.

Субъективное ранжирование изображений, представленных на рис. 6 не позволяет обнаружить артефакты, или какие-либо другие отличия стеганосообщения от исходного контейнера. Данный факт является ожидаемым, поскольку результатом

стеганопреобразования является возмущение значений яркости пикселей контейнера на ± 1 .

Количественная оценка искажения ЦИ-контейнера за счет внедрения ДИ

^{6,7} Appendix 1

разработанным методом, проводимая с использованием разностного показателя

$$PSNR = 20 \lg \left(\frac{255}{\sqrt{MSE}} \right), \quad (15)$$

где

$$MSE = \frac{1}{nm} \sum_i \sum_j |X(i, j) - M(i, j)|^2, \quad (16)$$

не зависит от величины пропускной способности канала скрытой связи, размера ЦИ. Действительно

$$\begin{aligned} MSE &= \frac{1}{nm} \sum_i \sum_j |X(i, j) - M(i, j)|^2 = \\ &= \frac{1}{nm} \sum_i \sum_j 1^2 = 1 \end{aligned}, \quad (17)$$

тогда

$$PSNR = 20 \lg(255) = 48.1308 \text{ dB}, \quad (18)$$

что говорит о практически достоверном факте обеспечения надежности восприятия стеганообщения для произвольного ЦИ-контейнера.

Разработанный метод позволил повысить эффективность стеганографической системы: PSNR разработанного метода на 3.1308dB выше чем у метода [11], и более чем на 15.4708dB больше, чем у метода [16]. При этом, при значении коэффициента качества $QF = 70$ (что соответствует минимальным уровням качества, применяемым в большинстве современных систем передачи и обработки информации), разработанный метод обеспечивает на 33.7% меньшее количество ошибок при извлечении ДИ чем метод [11], и на 2.57% меньшее количество ошибок, чем метод [16].

Замечание 1. Вычислительная сложность алгоритмической реализации разработанного метода определяется количеством блоков, используемых в процессе стеганообразования, и в наихудшем случае составит $O(nm)$ операций. С учетом блоковости метода очевидным является его внутренний параллелизм, что в совокупности с использованием пространственной области для стеганообразования обеспечивает потенциальную возможность его

использования в режиме реального времени для потокового контейнера.

Замечание 2. Теоретические основы разработанного метода очевидно обеспечивают его устойчивость не только к атаке сжатием, рассмотренной авторами подробно, но и к любой другой атаке против встроеного сообщения, не меняющей геометрию ЦИ.

ВЫВОДЫ

Отметим основные результаты проведенных исследований:

1. Сформирован теоретический базис кодового управления внедрением информации, сущность которого заключается в предварительном кодировании ДИ с помощью кодовых слов с заданными свойствами трансформант преобразования Уолша-Адамара, внедрение которых приводит к строго определенному воздействию на трансформанты преобразования Уолша-Адамара, а, соответственно, и на трансформанты ДКП контейнера. Таким образом, манипулируя свойствами применяемых кодов становится возможным влиять на свойства стеганообщения, например, на его способность противостоять атаке сжатием.

2. На основе сформулированного теоретического базиса разработан стеганографический метод, для которого построены множества кодовых слов практически ценных порядков $N = 4$ и $N = 8$, обеспечивающих наилучшую устойчивость стеганообщения к атаке сжатием.

3. Экспериментальные исследования, а также проведенный сравнительный анализ алгоритмических реализаций разработанного стеганографического метода с современными аналогами показал, что он способен обеспечить надежность восприятия стеганообщения (показатель PSNR является постоянным и равен 48.1308 дБ, что превосходит значения PSNR всех рассмотренных в работе современных аналогов), а также низкую вероятность ошибок при извлечении ДИ, которая при уровнях качества $QF \geq 60$ ниже, чем у рассмотренных аналогов. При этом, в отличие от рассмотренных аналогов, разработанный метод осуществляет внедрение ДИ в пространственной области, что определяет простоту его

алгоритмической реализации и высокое быстродействие, следствием чего является потенциальная возможность его использования в режиме реального времени для потокового контейнера.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹**Fig. 1.** The relationship between the Walsh-Hadamard and DCT transformants for $l \times l$ -blocks of the Digital Image: a — $l = 4$; b — $l = 8$; c — $l = 16$.

²**Fig. 2.** Block diagram of a steganographic system with code-controlled information embedding

³**Fig. 3.** A graph of the dependence of the number of errors on the degree of steganographic message compression QF by the JPEG algorithm for various Walsh-Hadamard transformants, into which the embedding is performed.

⁴**Fig. 4.** A graph of the dependence of the number of errors on the degree of compression QF of the steganographic message by the JPEG algorithm for various values of λ .

⁵**Fig. 5.** A graph of the dependence of the number of errors on the degree of steganographic message compression QF by the JPEG algorithm for $\mu = 4$.

⁶**Table 1.** Results of a comparative analysis of the proposed steganographic method with modern analogues.

⁷**Fig. 6.** An example of using the developed steganographic method: a) container, b) steganographic message.

Литература (References)

[1] Shin F. Y. Digital Watermarking and Steganography: Fundamentals and Techniques. CRC Press, 2017. 292 p. doi: 10.1201/9781315219783-4

[2] Provos N., Honeyman P. Hide and seek: an introduction to steganography. IEEE security & privacy, 2003. Vol. 1. No. 3. pp. 32-44.

[3] Morkel T., Eloff J. H. P., Olivier M. S. An overview of image steganography. ISSA. 2005. Vol. 1, No. 2. pp. 322-330.

[4] Cheddad A., Condell J., Curran K., McKeivitt P. Digital image steganography: Survey and analysis of current methods. Signal processing, 2010. Vol. 90, No. 3. pp. 727-752. doi: 10.1016/j.sigpro.2009.08.010

[5] Johnson N. F., Duric Z., Jajodia S. Information hiding: Steganography and watermarking – attacks and countermeasures. Kluwer Academic

Publishers, 2000. 137 p. doi: 10.1007/978-1-4615-4375-6

[6] Kostyrka O.V. Analiz preimushhestv prostanstvennoj oblasti cifrovogo izobrazhenija-kontejnera dlja steganopreobrazovanija [Analysis on the benefits of spatial domain of cover image for steganography transformation]. Informatika ta matematični metodi v modeljuvanni [Informatics and Mathematical Methods in Simulation]. №3. pp. 275-282. (In Russian)

[7] Jianhua Yang et al. Spatial Image Steganography Based on Generative Adversarial Network. Spatial Image Steganography Based on Generative Adversarial Network. arXiv:1804.07939v1. pp. 1-7.

[8] Hussain M. et al. Image steganography in spatial domain: A survey. Signal Processing: Image Communication, 2018. Vol. 65. pp. 46-66. doi: 10.1016/j.image.2018.03.012

[9] Samidha D., Agrawal D. Random image steganography in spatial domain. International Conference on Emerging Trends in VLSI, Embedded System, Nano Electronics and Telecommunication System, 2013. pp. 1-3. doi: 10.1109/icevent.2013.6496564

[10] Hu D. et al. A spatial image steganography method based on nonnegative matrix factorization. IEEE signal processing letters, 2018. Vol. 25, No. 9. pp. 1364-1368. doi: 10.1109/lsp.2018.2856630

[11] Zhu Z., Zheng N., Qiao T., Xu M. Robust Steganography by Modifying Sign of DCT Coefficients. IEEE Access, 2019. Vol. 7. pp. 168613-168628. doi: 10.1109/access.2019.2953504

[12] Bansal D., Chhikara R. An improved DCT based steganography technique. International Journal of Computer Applications. Vol. 102, No.14. pp. 46-49. doi: 10.5120/17887-8861

[13] Walia E., Jain P., Navdeep N. An analysis of LSB & DCT based steganography. Global Journal of Computer Science and Technology. 2010. Vol. 10, Issue 1. pp. 4-8.

[14] Rachmawanto E. H. et al. Secure image steganography algorithm based on dct with otp encryption. Journal of Applied Intelligent System, 2017. Vol. 2, No. 1. pp. 1-11. doi: 10.33633/jais.v2i1.1330

[15] Mel'nik M.A. Steganoalgoritm, ustojchivyj k szhatiju [Compression-resistant steganographic algorithm]. Informacijna bezpeka [Information security]. 2012. №2(8). pp. 99-106. (In Russian)

[16] Chang C.C., Lin C.C., Hu Y.S. An SVD oriented watermark embedding scheme with high qualities for the restored images. International journal of innovative computing, information & control, 2007. Vol. 3, No. 3. pp. 609-620.

[17] Chanu Y. J., Singh Kh. M., Tuithung T. A Robust Steganographic Method based on Singular Value Decomposition. International Journal of

- Information & Computation Technology, 2014. Vol. 4, No. 7. pp. 717-726.
- [18] Abdallah H. A., Hadhoud M. M., Shaalan A. A. An efficient SVD image steganographic approach. International Conference on Computer Engineering & Systems, 2009. pp. 257-262. doi: 10.1109/icces.2009.5383271
- [19] Bhattacharyya S., Mondal S., Sanyal G. A Robust Image Steganography using Hadamard Transform. International Conference on Information Technology in Signal and Image Processing, Mumbai, 2013. pp. 416-426.
- [20] Sheidaei H., Zolfaghari B., Zobeiri M. An Efficient and Secure Approach to Multi-User Image Steganography Using CRC-Based CDMA. International Conference on Signal Acquisition and Processing. Singapore, 2011. Vol. 2. pp. 1-5.
- [21] Amirtharajan R., Rayappan J. B. B. Covered CDMA multi-user writing on spatially divided image. International Conference on Wireless Communication, Vehicular Technology, Information Theory and Aerospace & Electronic Systems Technology (Wireless VITAE), 2011. pp. 1-5. doi: wirelessvitae.2011.5940912
- [22] Sneha P. S., Sankar S., Kumar A. S. A chaotic colour image encryption scheme combining Walsh-Hadamard transform and Arnold-Tent maps. Journal of Ambient Intelligence and Humanized Computing, 2020. Vol. 11, No. 3. pp. 1289-1308. doi: 10.1007/s12652-019-01385-0
- [23] Kobozeva A. A., Horoshko V. A. Analiz informacionnoj bezopasnosti [Information security analysis]. Kiev: Izd. GUIKT, 2009. 251 p. (In Russian)
- [24] Evsutin O., Melman A., Meshcheryakov R. Digital Steganography and Watermarking for Digital Images: A Review of Current Research Directions. IEEE Access, 2020. No. 8. P. 166589-166611. doi: 10.1109/ACCESS.2020.3022779
- [25] Lu Leng, Jiashu Zhang, Jing Xu et al. Dynamic weighted discrimination power analysis: A novel approach for face and palmprint recognition in DCT domain. International Journal of Physical Sciences. 2010. No. 5(17). pp.467-471.
- [26] Logachev O. A., Sal'nikov A. A., Jashhenko V. V. Bulevy funkcii v teorii kodirovanija i kriptologii [Boolean functions in coding theory and cryptology]. M.: MCNMO, 2004. 472 p. (In Russian)
- [27] Merzljakova E. Ju. Postroenie steganografičeskikh sistem dlja rastrovyh izobrazhenij, bazirujushhij na teoretiko-informacionnyh principah: avtoreferat dissertacii na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tehničeskikh nauk, special'nost' 05.13.19 – Metody i sistemy zashhity informacii. Informacionnaja bezopasnost'. [Construction of steganographic systems for raster images based on information theoretic principles: abstract of the thesis for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.13.19 - Information security methods and systems. Information security.] Sibirskij gosudarstvennyj universitet telekommunikacij i informatiki [Siberian State University of Telecommunications and Informatics]. Novosibirsk, 2011. 16 p. (In Russian)
- [28] Mazurkov M. I., Sokolov A. V., Barabanov N. A. Synthesis method for bent sequences in the Vilenkin-Chrestenson basis. Radioelectronics and Communications Systems, 2016. Vol. 59, No. 11. P. 510-517. doi: 10.3103/s0735272716110054
- [29] Mazurkov M. I. Sistemy širokopolosnoj radiosvjazi [Broadband radio systems]. Odessa : Nauka i Tehnika [Odessa: Science and Technology], 2010. 340 p. (In Russian)
- [30] NRCS Photo Gallery // United States Department of Agriculture. URL: <https://www.nrcs.usda.gov/wps/portal/nrcs/main/national/newsroom/multimedia/>

Сведения об авторах.



Кобозева Алла Анатольевна. Национальный университет «Одесская политехника». Кафедра кибербезопасности и программного обеспечения, заведующая кафедрой, доктор технических наук, профессор. Область научных интересов: информационная безопасность, в частности, стеганография, экспертиза целостности информационного контента.
E-mail: alla_kobozeva@ukr.net



Соколов Артем Викторович. Национальный университет «Одесская политехника». Кафедра кибербезопасности и программного обеспечения, доцент, кандидат технических наук. Область научных интересов: методы защиты информации на основе совершенных алгебраических конструкций.
E-mail: radiosquid@gmail.com