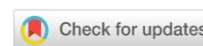


ИНФОРМАТИКА, ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ INFORMATION TECHNOLOGY, COMPUTER SCIENCE AND MANAGEMENT



УДК 681.5.017: 664.8.047







Оригинальное эмпирическое исследование

<https://doi.org/10.23947/2687-1653-2026-26-1-2249>

Математическая модель теплового режима малогабаритного конвективного дегидрататора и идентификация его параметров



EDN: LVDSKQ

А.Д. Лукьянов¹  , А.Н. Журавлев², М.М. Петкович³ ,
В.С. Филиппович⁴ , Н.М. Милетич³ , Д.Ю. Донской¹ 

¹ Донский государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация² ООО «Грувиор», г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация³ Крагуевацкий университет, г. Чачак, Республика Сербия⁴ Университет Нови-Сада, г. Нови-Сад, Республика Сербия✉ lex1998@rambler.ru

Аннотация

Введение. Конвективная сушка различных видов пищевого сырья является одним из наиболее распространенных методов заготовки продуктов для длительного хранения, только сухофруктов в мире консервируется свыше трех миллионов тонн в год, и объемы продолжают расти. Ввиду длительности и энергозатратности процесса, когда непосредственно на удаление влаги из продуктов тратится почти 50 % энергии, оптимизация сушки представляет собой актуальную задачу. Целенаправленная и обоснованная оптимизация может быть осуществлена только при наличии общей математической модели оборудования и процессов сушки. Однако при моделировании процесса сушки, как правило, математическая модель оборудования не используется, что делает полученные результаты ограниченными для применения. Это является тем пробелом в знаниях, который призвано устранить предлагаемое авторами исследование. В статье представлены результаты разработки и идентификации параметров математической модели малогабаритного дегидрататора, используемого в качестве экспериментальной установки для исследования процессов сушки пищевых продуктов. Целью исследования является разработка математической модели тепловой подсистемы дегидрататора, учитывающей процессы тепло- и массопереноса. Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи: проанализирована конструкция дегидрататора и учтено влияние на нее системы управления, построена математическая модель дегидрататора в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ), разработана имитационная модель дегидрататора в пакете Matlab/Simulink, проведены экспериментальные исследования для получения данных о температуре и потребляемой мощности, идентифицированы параметры математической модели, в том числе величины воздушного потока и коэффициент циркуляции. Полученная модель верифицирована путем сравнения результатов имитационного моделирования и эксперимента.

Материалы и методы. В качестве объекта моделирования был использован малогабаритный конвективный дегидрататор, оснащенный оригинальной микропроцессорной системой управления. Данная система предназначена для обеспечения заданного температурного режима и сбора данных о параметрах процесса сушки: температуре, влажности, давлении воздуха и других. В системе было установлено три датчика: два датчика ВМЕ-280 и один датчик DS18B20. Телеметрические данные и управляющие команды передавались через бота на платформе Телеграм. Математическая модель дегидрататора построена в классе нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений методом накопителей и потоков. Идентификация параметров математической модели осуществлялась как путем прямых измерений конструктивных элементов дегидрататора, так и с использованием данных, полученных в ходе экспериментальных исследований. Для параметрической идентификации модели применен метод наименьших квадратов (МНК). Вычисления выполнены в программном пакете MATLAB.

Результаты исследования. Разработана математическая модель тепловых процессов в дегидраторе в виде системы обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений третьего порядка. Модель учитывает как поток воздуха, выходящий из дегидратора, так и циркуляцию воздуха внутри него. Также определен суммарный коэффициент теплопотерь через стенки дегидратора и показана его зависимость от разности температур внутри и снаружи установки. Разработанная модель представлена как в аналитическом виде, так и в виде модели в системе MATLAB/Simulink. Экспериментальная верификация модели показала высокую точность: максимальное отклонение расчетных температур от измеренных составило менее 0,5 °С. Методом идентификации определены ключевые параметры системы: объемный расход воздуха через нагреватель (14,1 л/с) и коэффициент циркуляции воздуха (11,3), что указывает на более чем десятикратное увеличение воздушного потока, проходящего через рабочую камеру. Установлено, что воздух совершает более 10 циклов внутри камеры перед выходом, что существенно интенсифицирует теплообмен. Коэффициент теплопередачи через стенки линейно зависит от разности температур, что согласуется с теорией естественной конвекции. Модель обеспечивает физическую интерпретируемость параметров и требует минимального объема экспериментальных данных.

Обсуждение. Разработанная математическая модель дегидратора на основе обыкновенных дифференциальных уравнений показала высокую точность в рабочем диапазоне температур. Предложенный в работе энергетический метод, базирующийся на анализе теплового баланса системы, позволил идентифицировать объемный расход воздуха и коэффициент циркуляции, которые невозможно измерить напрямую. В отличие от эмпирических и нейросетевых моделей, предложенный подход требует меньше экспериментальных данных и обеспечивает физическую интерпретируемость параметров. Модель создает основу для оптимизации процессов сушки пищевых продуктов.

Заключение. Разработанная и экспериментально верифицированная математическая модель тепловой подсистемы малогабаритного конвективного дегидратора обеспечивает точность измерения и позволяет идентифицировать труднодоступные параметры: объемный расход воздуха и коэффициент циркуляции. Результаты исследования могут быть основой для разработки комплексной модели процесса дегидратации пищевых продуктов и оптимизации режимов работы устройства. Модель применима для проектирования и совершенствования бытовых дегидраторов.

Ключевые слова: моделирование, конвективный дегидратор, идентификация, управление, поток, ОДУ

Благодарности. Авторы выражают благодарность редакции и рецензентам за внимательное отношение к статье и указанные замечания, устранение которых позволило повысить ее качество.

Финансирование. Финансовая поддержка исследований в части разработки системы управления дегидратором осуществлена в рамках гранта Российского научного фонда № 23–76–30006, <https://rscf.ru/project/23-76-30006/>

Для цитирования. Лукьянов А.Д., Журавлев А.Н., Петкович М.М., Филиппович В.С., Милетич Н.М., Донской Д.Ю. Математическая модель теплового режима малогабаритного конвективного дегидратора и идентификация его параметров. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2026;26(1):2249. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2026-26-1-2249>

Original Empirical Research

Mathematical Model of the Thermal Regime of a Small-Sized Convective Dehydrator and Identification of Its Parameters

Alexandr D. Lukyanov¹  , Alexander N. Zhuravlev², Marko Petković³ , Vladimir S. Filipović⁴ ,
Nemanja M. Miletic³ , Danila Yu. Donskoy¹ 

¹ Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

² Gruvior LLC, Rostov-on-Don, Russian Federation

³ University of Kragujevac, Čačak, Serbia

⁴ University of Novi Sad, Novi Sad, Serbia

✉ lex1998@rambler.ru

Abstract

Introduction. Convective drying of various types of food raw materials is one of the most common methods of canning. Over three million tons of dried fruits alone are preserved worldwide each year, and the volume continues to grow. Due to the duration and energy consumption of the process, when almost 50% of energy is spent directly on removing moisture, optimizing drying is a challenge. Targeted and reasonable optimization can be performed only if there is a common mathematical model of equipment and drying processes. However, when modeling the drying process, as a rule, a mathematical model of the equipment is not used, which makes the results obtained limited in application. This is the knowledge gap that the proposed study is designed to eliminate. The article presents the results of the development and

identification of the parameters of a mathematical model of a small-sized dehydrator used as an experimental installation for the study on food drying processes. The research objective is to develop a mathematical model of the thermal subsystem of a dehydrator that takes into account the processes of heat and mass transfer. To achieve this goal, the following tasks must be solved: to analyze the design of the dehydrator and take into account the effect of the control system; to build a mathematical model of the dehydrator in the form of an ordinary differential equation (ODE) system; to develop a simulation model of the dehydrator in the MATLAB/Simulink package; to conduct experimental studies to obtain data on temperature and power consumption; to identify the parameters of the mathematical model, including the amount of air flow and the circulation coefficient; to verify the obtained model through comparing the results of simulation and experiment.

Materials and Methods. A small-sized convective dehydrator equipped with an original microprocessor control system was used as a modeling object. This system was designed to provide a preset temperature regime and collect data on the parameters of the drying process: temperature, humidity, air pressure, and others. The system used three sensors: two BME-280 sensors and one DS18B20 sensor. Telemetry data and control commands were transmitted via a bot on the Telegram platform. The mathematical model of the dehydrator was constructed in the class of ODEs by the method of accumulators and flows. The parameters of the mathematical model were identified both by direct measurements of the structural elements of the dehydrator and using data obtained during experimental studies. The least squares method (LSM) was used for parametric identification of the model. The calculations were performed in the MATLAB software package.

Results. A mathematical model of thermal processes in a dehydrator has been developed in the form of a system of ordinary nonlinear differential equations of the third order. The model takes into account both the air flow coming out of the dehydrator and the air circulation inside it. The total coefficient of heat loss through the walls of the dehydrator is also determined, and its dependence on the temperature difference inside and outside the installation is shown. The developed model is presented both analytically and as a model in the MATLAB/Simulink system. The experimental verification of the model has shown high accuracy: the maximum deviation of the calculated temperatures from the measured ones was less than 0.5°C. The identification method has determined the key parameters of the system: the volume flow of air through the heater (14.1 l/s), and the air circulation coefficient (11.3), which indicates a more than tenfold passage of air flow through the working chamber. It has been found that intensive circulation significantly speeds up the drying process compared to natural convection. The model provides physical interpretability of the parameters and requires a minimum amount of experimental data.

Discussion. The developed mathematical model of the dehydrator based on ordinary differential equations showed high accuracy (error less than 0.5°C) in the operating temperature range. The proposed energy approach made it possible to identify the volumetric air flow (3.1 l/s) and the circulation coefficient ($\alpha = 10.2$), which cannot be measured directly. It is established that the air performs more than 10 cycles inside the chamber before exiting, which significantly intensifies heat and mass transfer. The coefficient of heat transfer through the walls depends linearly on the temperature difference, which is consistent with the theory of natural convection. Unlike empirical and neural network models, the proposed approach requires less experimental data and provides physical interpretability of the parameters. The model creates the basis for optimizing food drying processes.

Conclusion. The developed and experimentally verified mathematical model of the thermal subsystem of a small-sized convective dehydrator provides measurement accuracy and allows for the identification of hard-to-reach parameters: volumetric air flow rate and circulation coefficient. The research results can serve as the basis for developing a comprehensive model of the food dehydration process and optimizing the device operating modes. The model is applicable to the design and improvement of domestic dehydrators.

Keywords: modeling, convective dehydrator, identification, control, flow, ODE

Acknowledgements. The authors would like to thank the editors and the reviewers for their attentive attitude to the article and the specified comments that helped to improve its quality.

Funding Information. The research is done with the financial support from the Russian Science Foundation (grant no. 23–76–30006), <https://rscf.ru/project/23-76-30006/>

For Citation. Lukyanov AD, Zhuravlev AN, Petković M, Filipović VS, Miletić NM, Donskoy DYu. Mathematical Model of the Thermal Regime of a Small-Sized Convective Dehydrator and Identification of Its Parameters. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2026;26(1):2249. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2026-26-1-2249>

Введение. Конвективная сушка пищевого сырья является одним из наиболее распространенных методов консервирования, при этом только сухофруктов в мире производится свыше трех миллионов тонн ежегодно, и объемы продолжают расти [1, 2]. Ввиду длительности и энергозатратности процесса, когда непосредственно на удаление влаги расходуется не менее 50 % энергии [3], оптимизация сушки представляет актуальную задачу. Целевая направленная оптимизация возможна только при наличии адекватной математической модели как оборудования, так и процесса сушки.

В научной литературе представлено значительное количество моделей процессов сушки пищевых продуктов. Преобладающим подходом к процессу является аппроксимация кинетики сушки различными эмпирическими функциями: модель Льюиса [4], модифицированные экспоненциальные модели Пейджа [5] и Хендерсона-Пабиса [6], комбинированные модели Ялдыза [7], полиномиальные аппроксимации [8]. Исследователи проанализировали применимость различных моделей для конкретных продуктов: в [9] использована искусственная нейронная сеть для изучения кинетики сушки дикого горького арбуза, в [10] исследована сушка кожуры авокадо, в [11] изучена конвективная дегидратация моркови с использованием статистического подхода к идентификации кривых [12]. Однако данный подход является традиционным, но ситуативным и недостаточно отражает физические закономерности тепло- и массопереноса при сушке.

Более перспективным представляется метод динамического моделирования на основе дифференциальных уравнений, параметры которых лучше поддаются физическому осмыслению [13, 14]. Критический анализ литературы выявил существенное упущение в таких исследованиях: при моделировании процессов сушки математическая модель самого оборудования, как правило, не используется или упрощается, что ограничивает применимость результатов. Модель дегидрататора должна описывать процессы теплопереноса и циркуляции воздуха, включая такие труднодоступные параметры, как объемный расход и коэффициент циркуляции воздуха, значительно влияющие на точность моделирования [15]. Несмотря на распределенный характер процессов [16], применение обыкновенных дифференциальных уравнений обеспечивает интерпретируемость результатов при сохранении достаточной точности.

Значительное количество научных публикаций последних лет посвящено использованию искусственных нейронных сетей (ИНС) для исследования процессов дегидратации пищевых продуктов, построения математических моделей и оптимизации параметров. Всесторонний обзор применения искусственных нейронных сетей в сушке представлен в [17]. Среди таких же работ стоит упомянуть [18], в которой авторы используют нейросетевой подход для совершенствования процесса сушки ломтиков груши. В [19] нейросетевая модель используется для моделирования процесса сушки ломтиков цуккини. В [20] авторы применяют нейросетевой подход для моделирования процесса сушки *Phyllanthus emblica* в комплексном процессе инфракрасной сушки с ультразвуковой активацией. В качестве другого примера с описанием успешного применения нейронных сетей при моделировании сложных многопараметрических процессов в пищевом производстве можно привести работу [21]. Несмотря на перспективность нейросетевого подхода, для детерминированных технических систем традиционное моделирование может быть эффективнее благодаря лучшему пониманию физических процессов и меньшим требованиям к объему экспериментальных данных.

Развитие численных методов и программ для конечноэлементного моделирования создает предпосылки для повсеместного использования конечноэлементных моделей, в том числе и для моделирования тепловых систем. Например, в [22] автор приводит сложную 3D-модель дегидрататора для сушки зерен кукурузы, однако представляется, что тепловая часть данной модели могла быть заменена не только 2D-моделью (как это делает автор), но и одномерной сосредоточенной моделью, с незначительными погрешностями. В [23] показано строительство конечноэлементной модели дегидрататора с горизонтальным движением воздуха, в которой расчетным методом показано ламинарное движение воздушного потока вдоль решеток, что согласуется с принятыми для моделирования предположениями о возможности использования модели с сосредоточенными параметрами и ODE.

Несмотря на то, что эффект внутренней циркуляции воздуха фактически используется в ряде конструкций бытовых и промышленных дегидрататоров, авторам не удалось обнаружить в научной литературе детального анализа влияния данного эффекта. Процессы тепло- и массопереноса при сушке, а также их математическое моделирование рассматриваются, например, в [24]. Однако здесь не учитывается возможность обратной циркуляции воздуха в камере дегидрататора. В то же время данный процесс является существенным для рассматриваемого оборудования. Аналогичная ситуация описана в [25], где также рассматривается лишь прямой поток воздуха. При этом варибельность скорости воздуха невелика, что оставляет пространство для дальнейших экспериментов по оптимизации процесса сушки. В [26] большое внимание уделено процессам теплопереноса с использованием инфракрасного излучения, однако конвективная составляющая процесса сушки описана менее детально. В работе [27] представлено использование в конструкции промышленного дегидрататора системы внешней циркуляции потока воздуха, в том числе с управляемой величиной входного потока. Показано, что регулировка циркуляции позволяет увеличить коэффициент производительности до 39 %. Это подчеркивает важность и актуальность представленных исследований. Однако именно коэффициент циркуляции (кратность прохождения воздуха над продуктом) в работе [27] не анализируется, что отличает ее от представленного исследования, позволяющего количественно оценивать этот коэффициент.

Исследованию влияния скорости движения воздуха в дегидраторе на интенсивность влагопотерь посвящена работа [28]. В ней показано, что влияние температуры менее значительно при высокой скорости воздуха. Это вновь подтверждает важность оценки величины и циркуляции воздушного потока внутри дегидратора. В [29] на основе исследования кинетики сушки ломтиков томата сделан вывод, что увеличение скорости воздушного потока в полтора раза может повысить эффективность диффузии воды до 25 %, что определяет перспективность управления скоростью воздушного потока при сушке для повышения энергоэффективности и сокращения времени сушки. В то же время непосредственное измерение скорости движения воздуха внутри дегидратора обычно затруднено. По этой причине предложенная авторами методика оценки величины потока воздуха по энергетическим характеристикам представляется перспективной. Погрешность может быть оценена не более чем в 10 %.

Отдельно следует упомянуть работу [30], в которой рассматриваются два направления движения воздуха при экспериментальном исследовании процесса сушки ломтиков яблок: над решеткой с образцами и сквозь решетку с образцами. При этом экспериментально доказано, что при движении воздуха сквозь решетку с меньшей скоростью, чем при движении над решеткой (1,7 м/с против 3,5 м/с), время сушки в первом случае на 15 % меньше, чем во втором. Однако в данном случае в силу конструкции установки воздух проходил через обезвоживаемый продукт однократно. Описанная и идентифицированная в представленной авторами работе внутренняя циркуляция воздуха должна существенно улучшить ситуацию и повысить энергоэффективность сушки.

Анализ теплотерь в сушильной камере через стенки и определение величины коэффициента теплотерь как функции от разности температур дает возможность оптимизации режимов сушки с точки зрения энергоэффективности, поскольку отражает «непроизводительные» потери тепла, зависящие от конструкции и теплоизоляции сушильной камеры. В работах, посвященных энергетической оптимизации процесса конвективной сушки [30, 31], этому потоку тепла уделяется недостаточное, по мнению авторов, внимание, хотя эта зависимость может послужить оптимизационным параметром при выборе режимов сушки.

Целью данного исследования является разработка математической модели тепловой подсистемы малогабаритного конвективного дегидратора на основе обыкновенных дифференциальных уравнений с идентификацией труднодоступных параметров. Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи: проанализировать конструкцию дегидратора и влияние системы управления, построить математическую модель в виде системы обыкновенного дифференциального уравнения (ОДУ), разработать имитационную модель в пакете MATLAB/Simulink, провести экспериментальные исследования температурных режимов и энергопотребления, идентифицировать параметры модели, включая расход воздуха и коэффициент циркуляции, верифицировать модель путем сравнения результатов моделирования и эксперимента.

Материалы и методы. *Конструкция малогабаритного дегидратора.* Для построения лабораторной установки, предназначенной для исследования процессов сушки, использовался бытовой конвективный дегидратор с горизонтальным движением воздуха и 12 лотками для обезвоживаемого продукта (рис. 1). Максимальная мощность дегидратора составляет 800 Вт, движение воздуха обеспечивается двумя пропеллерными вентиляторами.

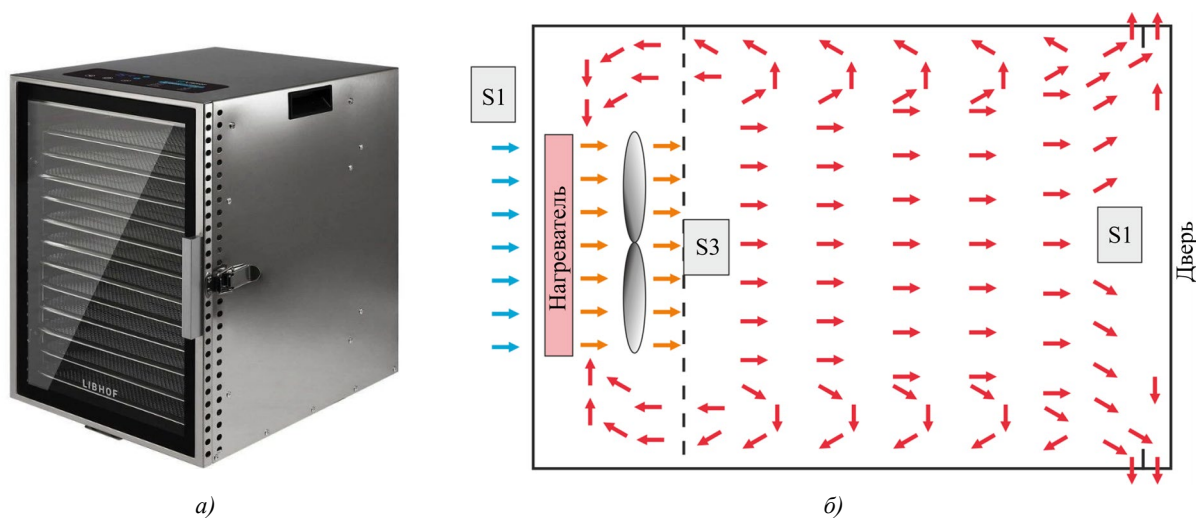


Рис. 1 Бытовой дегидратор, использованный для экспериментов: а — внешний вид; б — размещение датчиков и примерная схема движения воздушного потока внутри дегидратора (поперечное сечение)

Конструктивные характеристики дегидратора представлены в таблице 1

Таблица 1

Конструктивные характеристики дегидратора

Параметры	Обозначение	Величина	Размерность
Объем камеры	V	0,054	м ³
Площадь боковых стенок	S_w	0,189	м ²
Площадь дна и крышки	S_h	0,134	м ²
Площадь дверцы и задней стенки	S_g	0,140	м ²
Масса внутренних элементов дегидратора	m_d	3,348	кг
Масса нагревателя	m_h	0,3	кг
Мощность нагревателя	P_{max}	800	Вт

Микроконтроллерная система управления и мониторинга. Система регулирования температуры и таймер, присутствовавшие в дегидраторе, были отключены, и вместо них установлена оригинальная микроконтроллерная система управления. На рис. 1 б показаны места установки датчиков системы управления: S1 — датчик BME-280 для параметров наружного воздуха, S2 — датчик BME-280 для параметров горячего воздуха на выходе из камеры дегидратора, S3 — датчик DS18B20 температуры воздуха после нагревателя.

Система управления была самостоятельно разработана, изготовлена и внедрена коллективом авторов. Структура системы представлена на рис. 2. В ее основе IoT-микроконтроллер ESP32-WROOM-32. Для измерения параметров воздуха (температура, влажность, давление) использованы MEMS-датчики BME-280. Для контроля температуры воздуха после нагревателя применен цифровой термометр DS18B20. Управление вентилятором и нагревателем осуществлялось через твердотельные реле OMRON G3MB-202P и JOTTA SSD-40DA¹.

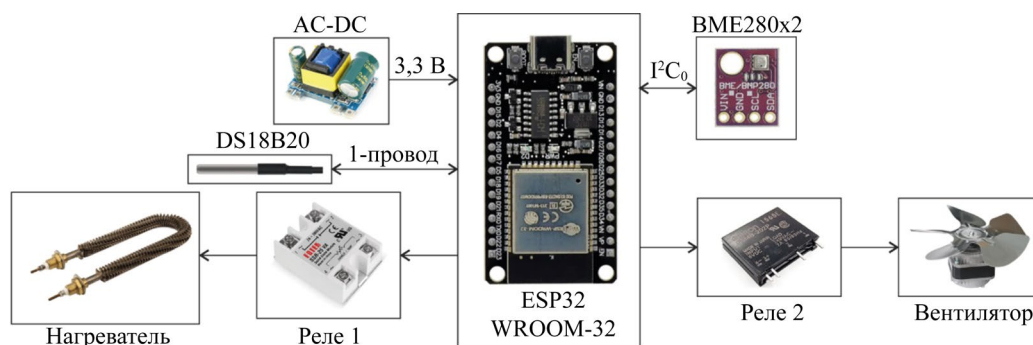


Рис. 2. Структура системы управления дегидратора на базе микроконтроллера

Микроконтроллерная система управления обеспечивала следующие возможности для управления дегидратором:

- регулирование температуры воздуха после нагревателя с помощью программного ПИ-регулятора в диапазоне от 30 до 100 °С с дискретностью 0,25 °С;
- измерение температуры, относительной влажности и давления воздуха с погрешностями 0,5 °С, 3 % и 1 гПа соответственно;
- период измерения параметров процесса дегидратации — не менее 10 раз в минуту;
- передача информации о процессе дегидратации через последовательный порт на подключенный компьютер и параллельно в телеграм-бот. Период передачи информации составляет 1 минуту;
- датчики температуры BME280 откалиброваны по цифровому термометру (как эталону) DS18B20 согласно ГОСТ 8.558–2009². Калибровочные коэффициенты занесены в программу системы управления дегидратором;
- управление дегидратором осуществляется либо напрямую путем передачи команд через последовательный порт подключенного компьютера, либо удаленно через телеграм-бот.

Использование облачной технологии телеграм-бота предоставило уникальную возможность как российской, так и сербской командам получать информацию о работе экспериментальной установки мгновенно и синхронно. Телеграм-бот позволяет оперативно получать телеметрическую информацию о процессе сушки и осуществлять дистанционное управление дегидратором и его настройку.

¹ Все электронные компоненты были приобретены на электронных торговых площадках, страна происхождения — Китай.

² ГОСТ 8.558–2009. Государственная поверочная схема для средств измерений температуры. URL: <https://mega-norm.ru/Data2/1/4293795/4293795489.pdf> (дата обращения: 26.01.2026).

Применение разработанной системы управления дегидратором дало возможность реализовать методику проведения экспериментальных исследований, обеспечивающую онлайн-мониторинг процесса дегидратации, а также построить и идентифицировать математическую модель дегидрататора.

Математическая модель дегидрататора. Структура математической модели дегидрататора, построенная исходя из априорных представлений о процессах теплообмена и тепловых потоках в нем, представлена на рис. 3.

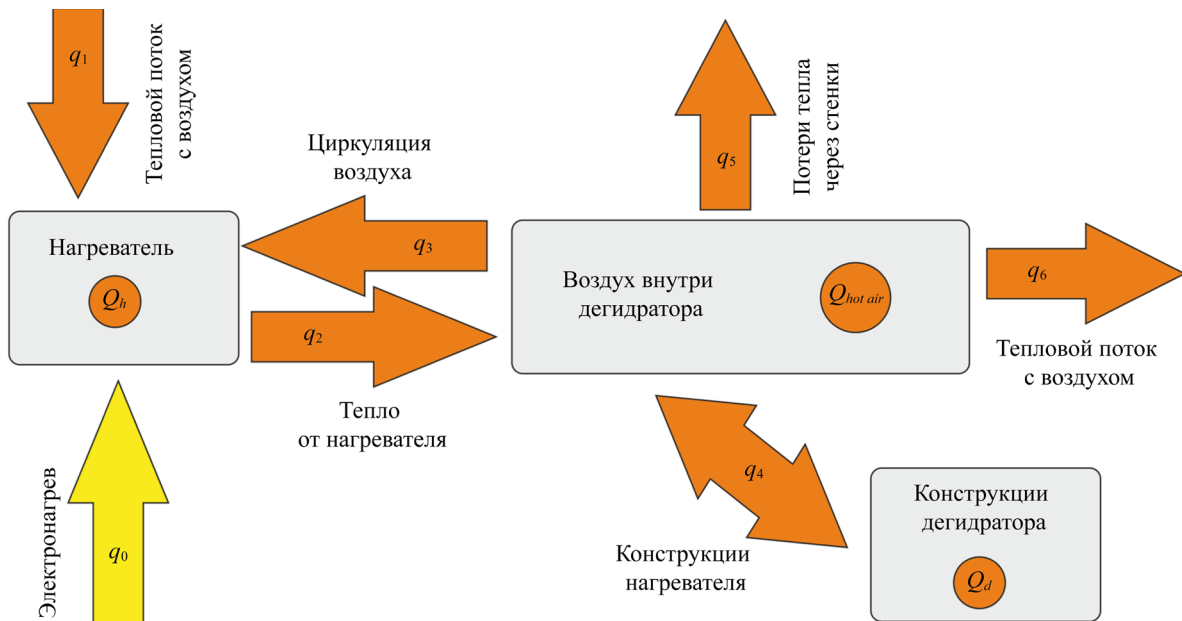


Рис. 3. Блок-схема термодинамической модели малогабаритного дегидрататора

Модель включает в себя три накопителя тепла: нагреватель, горячий воздух внутри дегидрататора и конструкционные элементы дегидрататора, соединенные друг с другом и с внешней средой семью тепловыми потоками. Модель создана в формализме обыкновенных дифференциальных уравнений и описывается системой трех дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \vartheta_h = \frac{1}{m_h \cdot c_h} (P_{max} \cdot u(t) - c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) - k_{circ} \cdot c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{hot_air})) \\ \frac{d}{dt} \vartheta_d = \frac{1}{m_d \cdot c_d} S_d \cdot \alpha_d \cdot (\vartheta_d - \vartheta_h) \\ \frac{d}{dt} \vartheta_{hot,air} = \frac{1}{V_d \cdot c_{p,air}} (k_{circ} \cdot c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{hot_air}) - \\ - S_{ext} \cdot \frac{A_{ext,0} + A_{ext,1} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air})}{d} \cdot (\vartheta_{ext_air} - \vartheta_{hot_air}) - S_d \cdot \alpha_d \cdot (\vartheta_h - \vartheta_d) \end{cases} \quad (1)$$

В уравнении (1) используются следующие обозначения (таблица 2).

Таблица 2

Переменные состояния, внешние воздействия и идентифицируемые параметры модели (1)

Параметр или переменная	Обозначение	Величина	Размерность
Температура нагревателя	ϑ_h	0–100	°С
Температура элементов дегидрататора	ϑ_d	0–100	°С
Температура горячего воздуха на выходе из дегидрататора	$\vartheta_{hot, air}$	0–100	°С
Температура внешнего воздуха	$\vartheta_{ext, air}$	0–100	°С
Скважность (коэффициент заполнения) регулятора	$u(t)$	0–1	безразмерная
Массовый расход воздуха, покидающего дегидрататор	f_{air}	–	кг/с
Объемный расход воздуха, покидающего дегидрататор	$f_{air, V}$	–	м³/с
Коэффициент циркуляции воздуха внутри камеры дегидрататора	k_{circ}	–	безразмерная
Коэффициент теплоотдачи к элементам нагревателя	α_d	–	Вт

Статическая составляющая коэффициента теплопередачи через стенку	$A_{ext,0}$	–	Вт/(м ² ·К)
Динамическая составляющая коэффициента теплопередачи через стенку	$A_{ext,1}$	–	Вт·с/(м ² ·К)

Рассматривая систему уравнений модели (1), следует признать, что она является довольно громоздкой и не очень удобной для моделирования. Поэтому она преобразуется к виду (2) и вводятся коэффициенты уравнений (таблица 2):

$$\begin{cases} \frac{d\vartheta_h}{dt} = a_{10} (P_{max} \cdot u(t) - a_{12} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext}) - a_{13} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{hot})) \\ \frac{d\vartheta_d}{dt} = a_{21} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_d) \\ \frac{d\vartheta_{hot}}{dt} = a_{30} (a_{31} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{hot}) - a_{32} (\vartheta_h - \vartheta_{ext}) \cdot (\vartheta_{ext} - \vartheta_{hot}) - a_{33} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_d)) \end{cases} \quad (2)$$

При преобразовании системы уравнений (1) к виду (2) можно отметить, что $a_{21} = a_{33}$, $a_{31} = a_{12} = a_{13}/k_{circ}$. Кроме того, следует подчеркнуть, что в системе (1) используется массовый расход воздуха f_{air} , а в процессе идентификации получено значение объемного расхода $f_{air,v}$. Эти величины отличаются на значение плотности воздуха, которая зависит от температуры:

$$f_{air} = f_{air,v} \cdot \rho_{air}(\vartheta_{hot}) = f_{air,v} \cdot \frac{p_{atm} \cdot M_{air}}{R_{air} \cdot (\vartheta_{hot} + 273,2)} \quad (3)$$

Численные значения и выражения коэффициентов уравнения приведены в таблице 3.

Таблица 3

Формулы и значения коэффициентов уравнения (2)

Коэффициент	Формула	Значение
a_{10}	$1/(m_h \cdot c_h)$	0,0067
a_{12}	$c_{p,air} \cdot f_{air} = c_{p,air} \cdot f_{air,v} \cdot \rho(\vartheta_{hot})$	$0,011 \cdot p_{atm}/(\vartheta_{hot} + 273,2)$
a_{13}	$a_{12} \cdot k_{circ}$	$0,111 \cdot p_{atm}/(\vartheta_{hot} + 273,2)$
a_{21}	$1/(m_d \cdot c_d)$	$5,9737 \cdot 10^{-4}$
a_{30}	$1/(V_d \cdot c_{p,air})$	0,0184
a_{31}	$c_{p,air} \cdot f_{air} = c_{p,air} \cdot f_{air,v} \cdot \rho(\vartheta_{hot})$	$0,011 \cdot p_{atm}/(\vartheta_{hot} + 273,2)$
a_{32}	$S_{ext} \cdot \frac{A_{ext,0} + A_{ext,1} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air})}{d}$	$0,0082 \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) + 0,2351$
a_{33}	$1/(m_d \cdot c_d)$	$5,9737 \cdot 10^{-4}$

В таблице 4 представлены дополнительные параметры модели, измеренные или взятые из справочников.

Таблица 4

Физические параметры в модели дегидрататора

Обозначение	Описание	Значение	Размерность
m_h	Масса нагревателя	0,3	кг
c_h	Теплоемкость нагревателя (нержавеющая сталь)	500	Дж/(кг·К)
m_d	Масса конструкции дегидрататора	2,400	кг
c_d	Теплоемкость материала дегидрататора (нержавеющая сталь)	500	Дж/(кг·К)
V_d	Внутренний объем дегидрататора	0,054	м ³
$c_{p,air}$	Теплоемкость воздуха при постоянном давлении	1005	Дж/(кг·К)
S_d	Площадь конструкции дегидрататора	0,07	м ²
α_d	Коэффициент теплоотдачи металл — воздух	50	Вт/(м ² ·К)
d	Толщина стенки дегидрататора	0,75	мм
P_{max}	Максимальная мощность нагревателя	800	Вт

На рис. 4 изображена общая структура модели дегидрататора в математическом пакете Simulink.

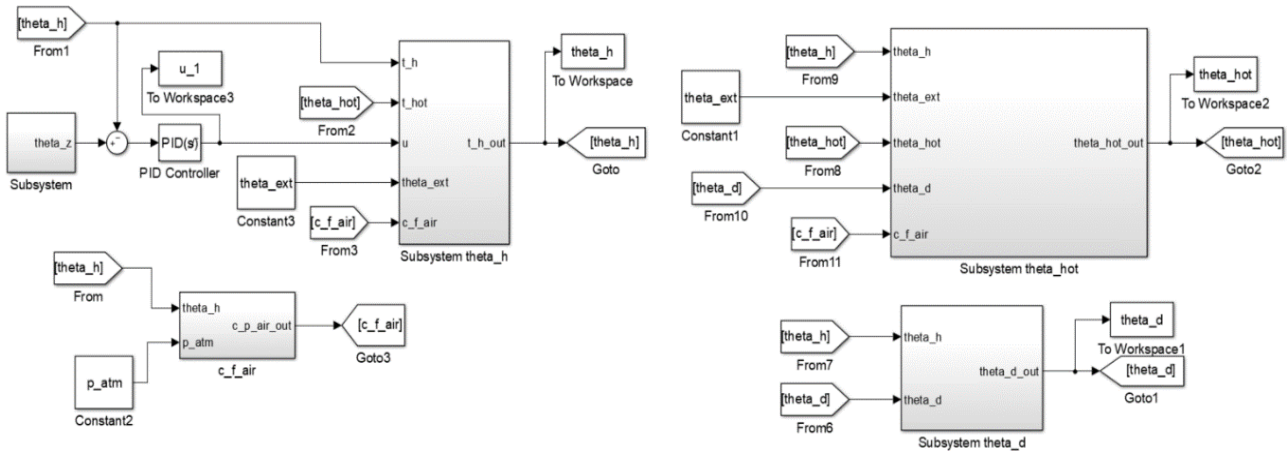


Рис. 4. Структура модели дегидрататора в Simulink

Модель состоит из трех динамических подсистем, описывающих динамику теплообмена с нагревателем, с внутренними конструкциями дегидрататора и с воздухом внутри дегидрататора. Четвертая подсистема служит для расчета теплового потока, уносимого воздухом наружу из дегидрататора.

Следует подробнее проанализировать следующие аспекты. Априорная информация о функционировании конвективных дегидрататоров рассматриваемой конструкции указывает на наличие конвективного движения воздуха внутри камеры дегидрататора. Однако аналитически сложно оценить коэффициент циркуляции, то есть определить, сколько раз воздух проходит над продуктом, прежде чем покинуть дегидрататор. Для учёта этого эффекта в модель вводится безразмерный коэффициент циркуляции k_{circ} , который будет оценен в ходе идентификации параметров модели.

Аналогичным образом в модель вводится коэффициент теплопередачи от воздуха к конструкционным элементам дегидрататора α_d . На основании общих физических соображений данный коэффициент должен иметь следующий вид:

$$\alpha_d = 5,6 + 4v, \tag{4}$$

где v — скорость воздуха в м/с.

Однако, исходя из того, что в стационарном режиме работы дегидрататора эта скорость будет постоянной, а, с другой стороны, ее измерение представляет определенные сложности, данный коэффициент будет считаться постоянным и идентифицироваться как константа.

Для коэффициентов теплопередачи от камеры дегидрататора к внешней среде через стенки некорректно предполагать постоянство коэффициента переноса. На основании формулы (4) необходимо иметь в виду, что скорость восходящего движения наружного воздуха вдоль стенки дегидрататора будет зависеть от разности температур воздуха внутри и снаружи, то есть целесообразно идентифицировать этот коэффициент соответствующим образом:

$$A_{ext,0} + A_{ext,1} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}). \tag{5}$$

Однако наибольший практический интерес представляет идентификация массового f_{air} (и объемного $f_{air,v}$) расхода воздуха, выходящего из дегидрататора и уносящего тепло и влагу. Массовый f_{air} и объемный $f_{air,v}$ потоки воздуха, покидающего дегидрататор, связаны с плотностью воздуха $\rho_{air}(\vartheta_{hot}, P_{atm})$ следующим соотношением:

$$\rho_{air}(\vartheta_{hot}, P_{atm}) = \frac{P_{atm} \cdot M_{air}}{R_{air} \cdot \vartheta_{hot}}, \tag{6}$$

где M_{air} — молярная масса воздуха; R_{air} — газовая постоянная воздуха; P_{atm} — атмосферное давление.

Воздушный поток из дегидрататора определяется избыточным давлением воздуха на внутренней передней стенке камеры дегидрататора. Давление создается вращающимися вентиляторами. Из общих физических соображений представляется, что при постоянной скорости вращения объемный расход воздуха не должен зависеть от температуры воздуха, так как его величина определяется геометрической конструкцией лопастей вентилятора и скоростью их вращения.

Авторы опробовали несколько способов измерения величины воздушного потока:

- путем непосредственного измерения скорости потока с помощью анемометра;
- путем прямого измерения разницы давлений воздуха внутри и снаружи дегидрататора и оценки расхода воздуха, проходящего через отверстия в стенках дегидрататора, с использованием формулы Бернулли;
- по величине силы, действующей на дверцу дегидрататора (для косвенного определения перепада давления), а затем — с использованием формулы Бернулли, как и в предыдущем пункте.

Однако ни один из них из-за недостаточной точности не позволил получить достоверную и правдоподобную оценку расхода. По этой причине было принято решение оценить величину воздушного потока на основе энергетических соображений — по величине электрической мощности, которая расходуется на нагрев неизвестного количества воздушного потока с известными физическими характеристиками. Процедура идентификации параметров модели, разработанная авторами, будет рассмотрена далее. При этом максимально возможное количество значений параметров было измерено напрямую или взято из справочников. Таким образом, необходимо идентифицировать следующие параметры модели: потоки f_{air} и $f_{air, v}$, суммарный коэффициент теплопередачи $A_{ext, 0} + A_{ext, 1} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) \cdot S_{ext}/d$, коэффициент циркуляции k_{circ} .

Анализ формулы (1) показывает, что часть идентифицируемых параметров может быть получена из статических уравнений, то есть из уравнений, описывающих установившийся режим работы дегидрататора:

$$\begin{cases} 0 = P_{max} \cdot u(t) - c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) - k_{circ} \cdot c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{hot_air}) \\ 0 = \frac{1}{m_d \cdot c_d} S_d \cdot \alpha_d \cdot (\vartheta_h - \vartheta_d) \\ 0 = k_{circ} \cdot c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{hot_air}) - \\ - S_{ext} \cdot \frac{A_{ext,0} + A_{ext,1} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air})}{d} \cdot (\vartheta_{ext_air} - \vartheta_{hot_air}) - S_d \cdot \alpha_d \cdot (\vartheta_h - \vartheta_d) \end{cases} \quad (7)$$

Более того, имеет смысл проанализировать первое и третье уравнения, тогда как второе оказывается вырожденным в установившемся режиме работы дегидрататора. По первому уравнению можно оценить мощность, уносимую воздушным потоком, и коэффициент циркуляции воздуха k_{circ} :

$$P_{max} \cdot u(t) = -c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) - k_{circ} \cdot c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{hot_air}). \quad (8)$$

По третьему уравнению можно оценить величину теплопотерь через стенки дегидрататора:

$$S_{ext} \cdot \frac{A_{ext} (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air})}{d} = \frac{P_{max} \cdot u(t) (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air})}{(\vartheta_{ext_air} - \vartheta_{hot_air}) \cdot ((\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) + k_{circ} (\vartheta_h - \vartheta_{hot_air}))}, \quad (9)$$

где сам коэффициент теплопередачи понимается как линейная функция разности температур внутри и снаружи дегидрататора:

$$S_{ext} \cdot \frac{A_{ext} (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air})}{d} = a \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) + b. \quad (10)$$

Идентификация проводилась на основе результатов экспериментальных измерений на реальном дегидрататоре, в ходе которых были зарегистрированы следующие параметры: ϑ_h — температура воздуха после нагревателя; ϑ_{hot_air} — температура горячего воздуха на выходе из камеры дегидрататора; ϑ_{ext_air} — температура воздуха снаружи дегидрататора (в помещении); $u(t)$ — скважность работы нагревателя под управлением ПИД-регулятора; P_{atm} — атмосферное давление воздуха.

Для идентификации использовалась матричная реализация метода наименьших квадратов:

$$\Theta = (\mathbf{X}^T \times \mathbf{X}) \times \mathbf{X}^T \times \mathbf{Y}, \quad (11)$$

где \mathbf{Y} — вектор экспериментальных результатов; \mathbf{X} — матрица объясняющих переменных; Θ — вектор оценок параметров.

Для первого уравнения эти величины формируются следующим образом:

$$\mathbf{Y} = \begin{pmatrix} \frac{P_{max}}{c_{p,air}} u(0) \\ \vdots \\ \frac{P_{max}}{c_{p,air}} u(N) \end{pmatrix} \mathbf{X} = \begin{pmatrix} \vartheta_h(0) - \vartheta_{ext}(0) & \vartheta_h(0) - \vartheta_{hot}(0) \\ \vdots & \vdots \\ \vartheta_h(N) - \vartheta_{ext}(N) & \vartheta_h(N) - \vartheta_{hot}(N) \end{pmatrix} \Theta = \begin{pmatrix} f_{air} \\ k_{circ} \cdot f_{air} \end{pmatrix}, \quad (12)$$

где N — длина выборки экспериментальных данных.

Для третьего уравнения:

$$\mathbf{Y} = \begin{pmatrix} \frac{P_{max} \cdot u(0)(\vartheta_h(0) - \vartheta_{ext}(0))}{(\vartheta_{ext}(0) - \vartheta_{hot}(0)) \cdot ((\vartheta_h(0) - \vartheta_{ext}(0)) + k_{circ}(\vartheta_h(0) - \vartheta_{hot}(0)))} \\ \vdots \\ \frac{P_{max} \cdot u(N)(\vartheta_h(N) - \vartheta_{ext}(N))}{(\vartheta_{ext}(N) - \vartheta_{hot}(N)) \cdot ((\vartheta_h(N) - \vartheta_{ext}(N)) + k_{circ}(\vartheta_h(N) - \vartheta_{hot}(N)))} \end{pmatrix} \quad (13)$$

$$\mathbf{X} = \begin{pmatrix} \vartheta_h(0) - \vartheta_{ext}(0) & 1 \\ \vdots & \vdots \\ \vartheta_h(N) - \vartheta_{ext}(N) & 1 \end{pmatrix} \mathbf{\Theta} = \begin{pmatrix} A_{ext,1} \\ A_{ext,0} \end{pmatrix} \cdot \frac{S_{ext}}{d},$$

Процедура идентификации была выполнена в математическом пакете MATLAB.

Внутренняя конструкция дегидрататора предполагает наличие потока воздуха, возвращающегося к нагревателю вдоль боковых стенок дегидрататора и теряющего часть тепла вследствие его передачи через стенки во внешнюю среду (рис. 1 б). Соответственно, первое уравнение системы (1) содержит поток, описывающий процесс возврата циркулирующего воздуха к нагревателю:

$$\frac{d}{dt} \vartheta_h = \frac{1}{m_h \cdot c_h} (P_{max} \cdot u(t) - c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) - k_{circ} \cdot c_{p,air} \cdot f_{air} \cdot (\vartheta_h - \vartheta_{hot_air})), \quad (14)$$

где k_{circ} — коэффициент, показывающий, сколько раз воздух «оборачивается» внутри дегидрататора, прежде чем покинуть его.

Уравнение для расчета величины массового расхода воздуха будет иметь следующий вид:

$$f_{air} = \frac{1}{c_{p,air}} \frac{P_{max} \cdot u(t)}{((\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) + k_{circ}(\vartheta_h - \vartheta_{hot_air}))}. \quad (15)$$

Преобразование массового расхода в объемный осуществляется из формулы (15) с использованием формулы (6):

$$f_v = \frac{f_{air}}{\rho_{air}} = \frac{1}{c_{p,air}} \frac{R_{air} \cdot \vartheta_{hot_air}}{P_{atm} \cdot M_{air}} \frac{P_{max} \cdot u(t)}{((\vartheta_h - \vartheta_{ext_air}) + k_{circ}(\vartheta_h - \vartheta_{hot_air}))}. \quad (16)$$

Следует учитывать тот факт, что циркуляция воздуха является «ненаблюдаемой» и проявляется лишь косвенно, в зависимости объемного расхода от температуры. Однако, если выполнить серию расчетов зависимости объемного расхода от температуры для различных значений коэффициента циркуляции, можно подобрать наиболее правдоподобное его значение, которое даст наилучшее приближение $f_v(\vartheta_h)$ горизонтальной прямой (точнее, прямой с наименьшим углом наклона к горизонтали). Для получения оценок коэффициентов уравнения аппроксимирующей прямой можно использовать метод наименьших квадратов:

$$f_v(\vartheta_h) = a \cdot \vartheta_h + b. \quad (17)$$

Для идентификации коэффициента циркуляции k_{circ} был применен двухэтапный метод поиска. На первом этапе, при идентификации параметров уравнения (8), использовались значения k_{circ} в диапазоне от 0 до 20 с шагом 1. На втором этапе, когда была получена грубая оценка субоптимального значения k_{circ} в районе 10, использовался интервал от 9 до 11 с шагом 0,1. Оптимальным k_{circ} считалось значение, при котором аппроксимирующая прямая зависимости $f_{air,v}$ от температуры имела минимальный по модулю тангенс угла наклона (была максимально приближена к горизонтальной линии).

Экспериментальные исследования. Экспериментальные исследования на малогабаритном дегидрататоре с микроконтроллерной системой управления и мониторинга проводились для идентификации параметров математической модели тепловой подсистемы дегидрататора. Для идентификации модели использовался режим работы дегидрататора со ступенчатым изменением температуры. Датчик температуры воздуха после нагревателя (термометр DS18B20) и датчики ВМЕ-280 (датчик параметров наружного воздуха и датчик параметров горячего воздуха на выходе из дегидрататора) позволяют измерять температуру воздуха непосредственно после нагревателя, а также температуру, относительную влажность и давление воздуха снаружи дегидрататора и на выходе из камеры. Приблизительное расположение датчиков показано на рис. 1 б.

В камеру дегидрататора помещены стандартные нержавеющие лотки (12 штук) общей массой 2,450 кг для увеличения ее тепловой инерции и снижения колебаний температуры. Регулирование температуры осуществлялось программно, с использованием ПИД-регулятора, реализованного в программе, его библиотека взята с сайта³.

Программный график изменения температуры, задаваемый контроллеру, представлен на рис. 5. Эксперименты проводились в автоматическом режиме.

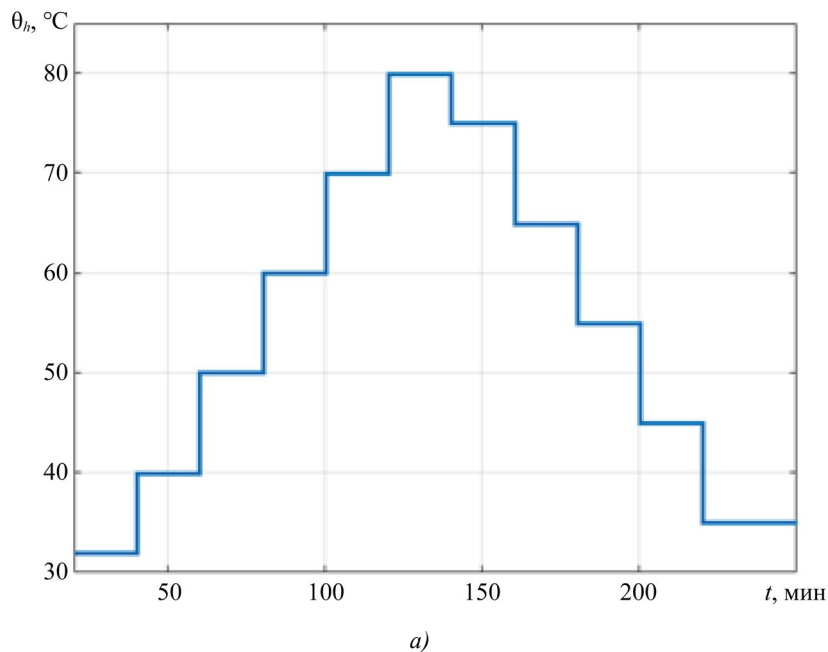


Рис. 5. Температурный режим в экспериментах: а — график изменения температуры; б — соответствующая последовательность команд телеграм-бота

Программное изменение температуры в дегидрататоре производилось ступенями по 10 градусов до достижения температуры 80 °С. После достижения максимальной температуры осуществлялось программное снижение температуры аналогичными ступенями по 10 градусов, со смещением на 5 градусов относительно этапа повышения (рис. 5 а).

Один цикл эксперимента выглядел следующим образом:

1. В дегидрататор при комнатной температуре загружались пустые лотки.
2. Задавалась программа изменения температуры в телеграм-боте (как показано на рис. 5 б). Начальная температура — 30 градусов, коэффициент интегральной составляющей ПИД-регулятора — 0,3, коэффициент пропорциональной составляющей — 200.
3. Процесс сушки запускался командой из телеграм-бота.
4. Значения параметров воздуха от трех датчиков и текущей мощности регулятора автоматически передавались в облачный сервис телеграм-бота каждую минуту.
5. По окончании программы эксперимента дегидрататор автоматически отключался. Данные выгружались из облачного сервиса в компьютер и сохранялись в виде json файла для дальнейшей обработки.

Данный дизайн эксперимента позволял исключить какое-либо влияние человеческого фактора и внешних воздействий.

Результаты исследования. *Идентификация и исследование математической модели.* Программа управления дегидрататором в ходе экспериментов по идентификации математической модели обеспечивает ступенчатое повышение, а затем понижение температуры после затухания переходных процессов.

Определение величины воздушного потока, проходящего через дегидрататор. На основании модели (1) и с учетом ее преобразований (14)–(16), а также используя данные нового эксперимента, которые представлены на рис. 6, 7, можно вычислить значение массового расхода воздуха через дегидрататор как функцию температуры воздуха после нагревателя.

³ GyverPID — Библиотека ПИД-регулятора для Arduino (электронный ресурс). URL: <https://github.com/GyverLibs/GyverPID://github.com/GyverLibs/GyverPID> (дата обращения: 26.01.2026).

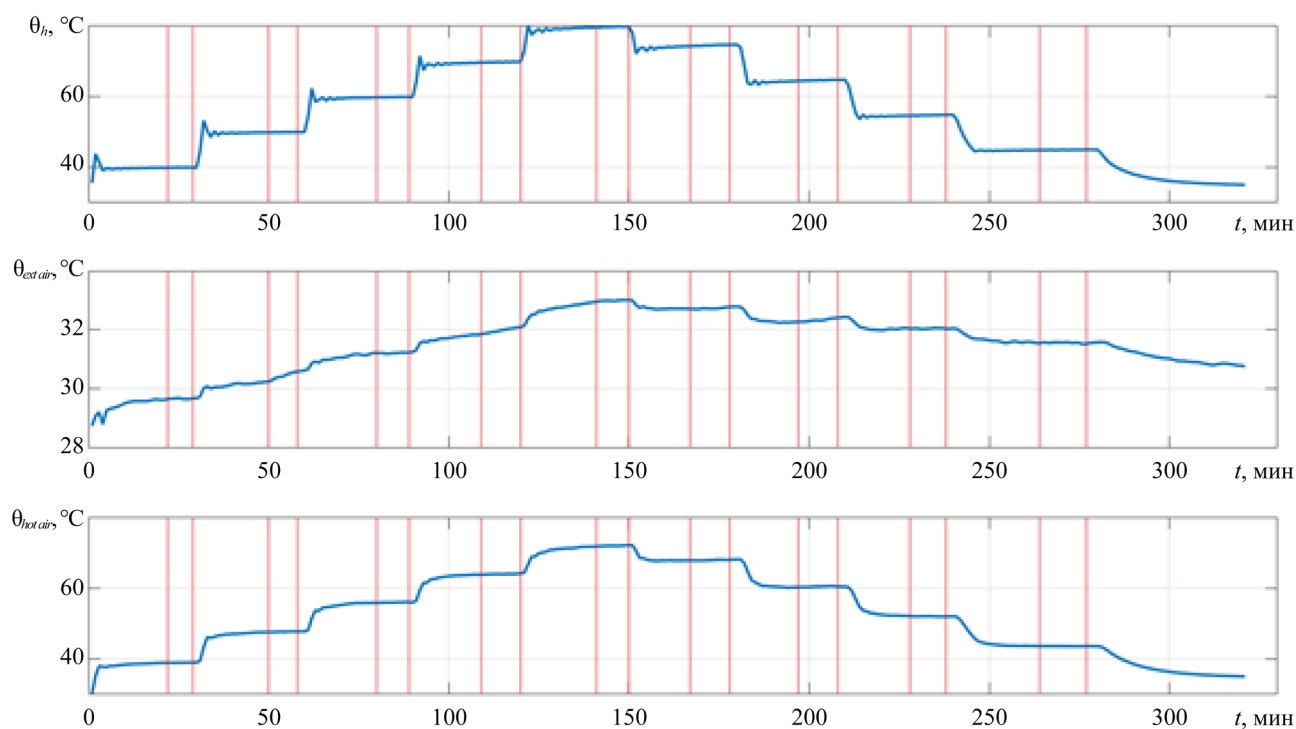


Рис. 6. Температуры в дегидраторе, по данным датчиков 1, 2 и 3

На верхнем графике представлена программа изменения температуры воздуха непосредственно после нагревателя. Незначительные колебания связаны с работой ПИ-регулятора и низкой тепловой инерцией пустого дегидратора (рис. 6).

На среднем графике (рис. 6) — показатели температуры внешнего воздуха. Здесь наблюдается некоторая неустойчивость, однако она составляет лишь около 4 градусов при изменении температуры воздуха после нагревателя на 40 градусов. Данный эффект возникает из-за нагрева внешнего воздуха от корпуса дегидратора.

На рис. 7 представлено мгновенное значение мощности нагревателя, рассчитанное как произведение максимальной мощности нагревателя P_{max} на скважность его работы $u(t)$. Из-за работы ПИ-регулятора в микроконтроллере системы управления наблюдаются колебания после переключения температуры, однако затем мощность нагревателя стабилизируется.

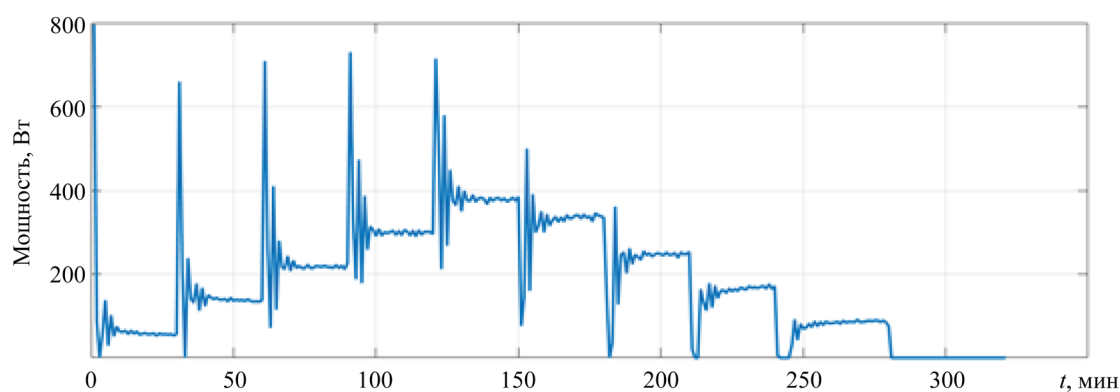


Рис. 7. Мгновенная мощность на нагревателе

На рис. 8 показаны: $flow_{RAW}$ (f_{RAW}) — массовый расход воздуха, рассчитанный по исходным экспериментальным данным; $flow_m$ (f_m) — массовый расход воздуха, рассчитанный после применения интервалов (на рис. 6 — красные вертикальные линии), в которых температура ϑ_n стабилизировалась; $flow_v$ (f_v) — объемный расход воздуха, рассчитанный из f_m с использованием формулы (6).

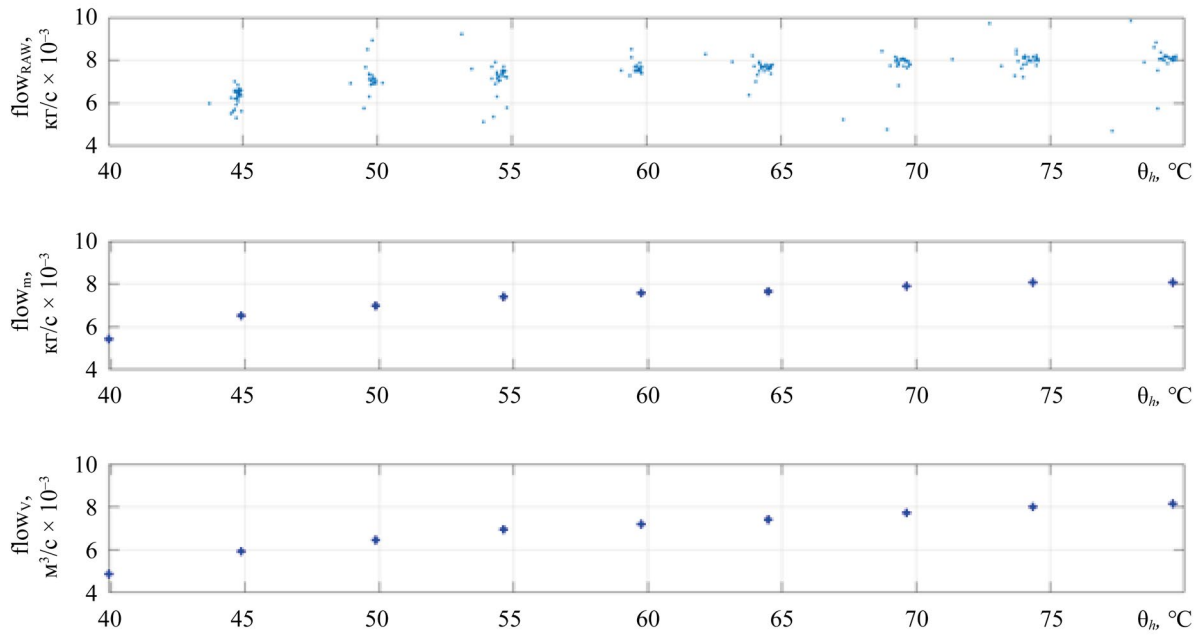
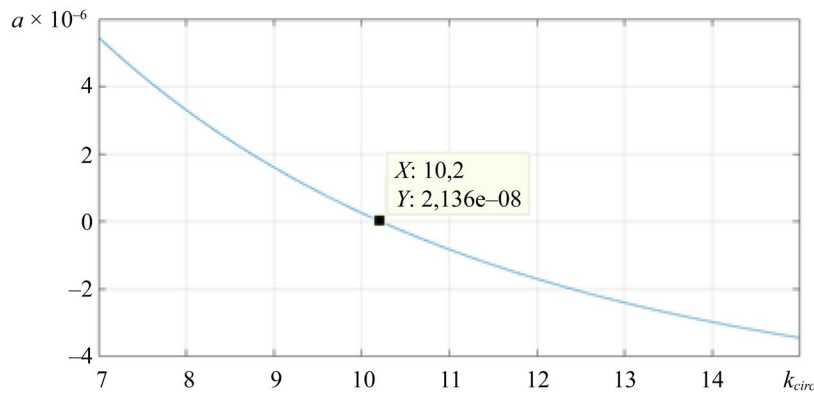


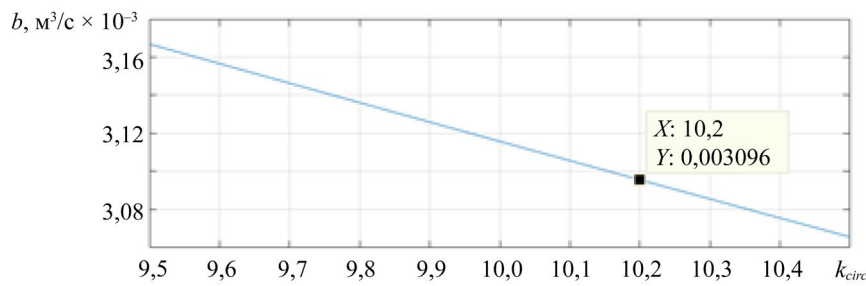
Рис. 8. Оценка значений расхода (сверху вниз): оценка по исходным данным; интервальная оценка массового расхода; интервальная оценка объемного расхода

Оценка величины циркуляции. Результаты идентификации прямой (17) при значениях k_{circ} в диапазоне от 7 до 15 представлены на рис. 9 а, б. На верхнем графике показана зависимость коэффициента a (тангенса угла наклона прямой), а на нижнем графике — коэффициент b , постоянная составляющая расхода.

На графике 9 а представлена расчетная кривая, описывающая зависимость тангенса угла наклона аппроксимирующей прямой от величины коэффициента циркуляции. Точка ее пересечения с осью абсцисс позволяет определить реальное значение $k_{circ} = 10,2$.



а)



б)

Рис. 9. Идентификация параметров движения воздуха: а — зависимость тангенса угла наклона от величины k_{circ} ; б — зависимость смещения от величины k_{circ}

Прямая линия на рис. 9 б позволяет определить величину объемного расхода для полученного коэффициента циркуляции. Значению $k_{circ} = 10,2$ соответствует объемный расход $f_v = 0,003096 \text{ м}^3\text{с}^{-1}$, или приблизительно 3,1 литра в секунду.

Оценка теплопотерь. В качестве основы идентифицируемой математической модели теплопотерь через стенки дегидрататора взято уравнение (8) для поиска значения суммарного коэффициента теплопередачи как линейной функции от разности температур, согласно выражению (10). Процедура идентификации основана на том же принципе, что использовался и при идентификации параметров уравнения воздушного потока. Результаты измерений температуры, полученные при ступенчатом изменении задания контроллера, были усреднены по интервалам после затухания переходных процессов и обработаны матричным методом наименьших квадратов в форме (10). Экспериментальные результаты и аппроксимирующая прямая показаны на рис. 10.

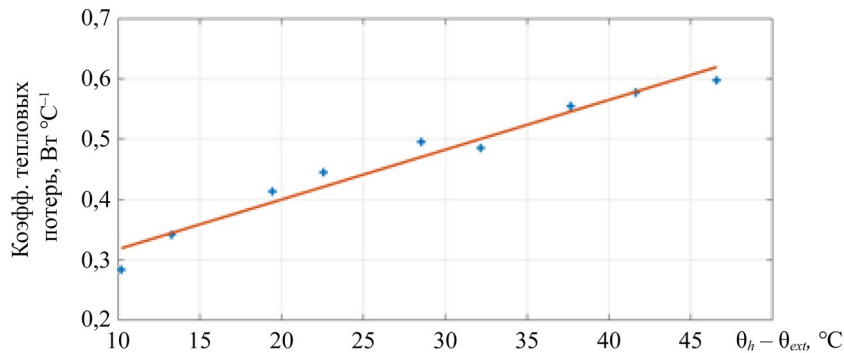


Рис. 10. Зависимость коэффициента теплопередачи во внешнюю среду через стенку дегидрататора от разности температур внутри и снаружи дегидрататора

Фактические расчетные значения коэффициентов аппроксимирующей прямой приведены в следующей формуле:

$$k_w(\Delta\theta) = k_{w1}\Delta\theta + k_{w0} = S_{ext} \cdot \frac{A_{ext}(\theta_h - \theta_{ext_air})}{d} = 0,0082 \cdot (\theta_h - \theta_{ext_air}) + 0,2351. \quad (18)$$

Таким образом, получена оценка коэффициента теплопередачи через стенки камеры дегидрататора во внешнюю среду. Как и ожидалось, данный коэффициент зависит от разности температур по разные стороны стенки дегидрататора, причем эта зависимость близка к линейной.

Верификация модели. Для верификации модели были проведены дополнительный эксперимент и имитационное моделирование работы дегидрататора с использованием идентифицированных параметров модели (2) в математическом пакете MATLAB/Simulink (рис. 4). Для сравнения полученных результатов были построены синхронизированные по началу процесса сушки графики выходной температуры θ_{hot} и температуры нагревателя θ_h . График для температуры θ_{hot} , как наиболее важный для дальнейшего исследования модели, приведен на рис. 11.

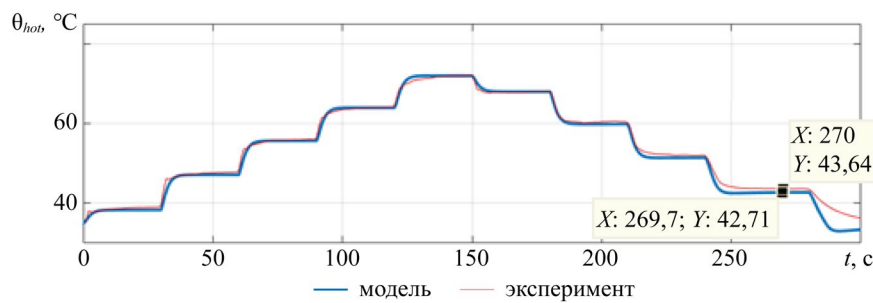


Рис. 11. Верификация работы дегидрататора. Сравнение экспериментальных данных с данными модели

Оценка отклонения модельных данных от экспериментальных составила менее 0,5 °С при нарастании температуры от 35 до 80 °С и при снижении температуры от максимальной до 50 °С. При дальнейшем остывании дегидрататора погрешность составляла порядка 1 °С.

Обсуждение. Результаты проведённого исследования убедительно подтверждают возможность создания адекватной математической модели тепловых процессов в малогабаритном конвективном дегидрататоре с использованием аппарата обыкновенных дифференциальных уравнений. Достигнутая погрешность моделирования, не превышающая 0,5 °С в рабочем диапазоне температур от 35 до 80 °С, свидетельствует о высокой точности воспроизведения реальных процессов теплопереноса в исследуемом оборудовании.

Ключевым достижением данной работы следует считать успешное решение задачи идентификации параметров модели, прямое измерение которых представляет значительные технические трудности или вовсе невозможно при имеющемся измерительном оборудовании. Прежде всего речь идёт о величине воздушного потока, проходящего через дегидрататор, и коэффициенте циркуляции воздуха в рабочей камере. Многочисленные

попытки непосредственного измерения расхода воздуха с применением анемометра, датчиков перепада давления и различных косвенных методов оказались безуспешными вследствие недостаточной точности приборов и чрезвычайно сложной геометрии воздушных потоков внутри камеры дегидрататора. Предложенный в работе энергетический метод, базирующийся на анализе теплового баланса системы, позволил получить достоверную оценку объёмного расхода воздуха, составившую 3,1 л/с. Данное значение хорошо согласуется с типичными характеристиками пропеллерных вентиляторов, применяемых в бытовых и полупромышленных дегидрататорах аналогичной конструкции.

Особого внимания заслуживает полученное значение коэффициента циркуляции воздуха $k_{circ} = 10,2$. Физический смысл этой величины состоит в том, что воздух в среднем совершает более десяти полных проходов через рабочую камеру дегидрататора, прежде чем покинет её. Столь интенсивная рециркуляция существенно усиливает процессы тепло- и массообмена между воздушным потоком и обезвоживаемым продуктом. Насколько известно авторам, количественные оценки степени циркуляции воздуха в конвективных дегидрататорах подобного типа ранее в научной литературе не публиковались. В ряде работ указывалось на принципиальную важность учёта рециркуляции для построения точных моделей, однако конкретные численные значения этого параметра не приводились. Полученная оценка позволяет объяснить повышенную эффективность конвективных дегидрататоров с горизонтальным движением воздуха, по сравнению с традиционными сушильными шкафами, в которых воздух проходит через камеру однократно.

С методологической точки зрения значительный интерес представляет разработанный подход к определению коэффициента циркуляции посредством анализа температурной зависимости расчётного объёмного расхода воздуха. Теоретические соображения указывают на то, что при корректном учёте циркуляции объёмный расход должен оставаться практически постоянным, поскольку он определяется исключительно геометрией лопастей вентилятора и частотой их вращения, но не температурой перекачиваемого воздуха. Поиск значения коэффициента k_{circ} , при котором температурная зависимость расчётного расхода минимальна, позволил получить физически обоснованную и внутренне непротиворечивую оценку данного параметра.

Установленная зависимость коэффициента теплопередачи через стенки дегидрататора от разности температур также требует обсуждения. Линейный характер зависимости k_W от $\Delta\theta$ находится в согласии с теорией естественной конвекции, согласно которой интенсивность конвективного теплообмена возрастает при увеличении температурного напора вследствие усиления восходящих и нисходящих потоков вдоль нагретых и охлаждённых поверхностей. Статическая составляющая $k_{W0} = 0,2350 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ характеризует базовый уровень теплообмена при малых перепадах температур, тогда как динамическая составляющая $k_{W1} = 0,0082 \text{ Вт} \cdot \text{с}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^2)$ описывает интенсификацию теплопередачи с ростом $\Delta\theta$. Подобное представление коэффициента теплопередачи в виде линейной функции температурного напора нечасто встречается в публикациях по моделированию сушильного оборудования, однако оно представляется физически обоснованным и обеспечивает существенное повышение точности модели.

Сопоставление разработанной модели с подходами, представленными в научной литературе, выявляет её характерные особенности и преимущества. Подавляющее большинство публикаций по моделированию процессов сушки концентрируется на аппроксимации экспериментальных кривых изменения влагосодержания продукта посредством эмпирических функций различного вида. Подобные модели не описывают функционирование собственно сушильного оборудования и потому обладают ограниченной областью применимости. Более близкими к предложенному подходу являются работы, использующие динамические модели на основе дифференциальных уравнений, однако в них, как правило, не рассматриваются такие существенные параметры, как рециркуляция воздуха и зависимость теплопередачи от температурного напора.

Применение нейросетевых методов для моделирования сушильных процессов, интенсивно развиваемое в последние годы, безусловно обладает определёнными перспективами, особенно применительно к сложным многопараметрическим системам. Вместе с тем для моделирования детерминированных технических объектов, к которым относится дегидрататор, классический подход на основе дифференциальных уравнений сохраняет существенные преимущества: он требует значительно меньшего объёма экспериментальных данных для идентификации, параметры модели обладают ясным физическим смыслом и допускают проверку на соответствие теоретическим представлениям, модель позволяет прогнозировать поведение системы при изменении конструктивных параметров.

Следует указать на определённые ограничения разработанной модели. Модель построена в предположении о сосредоточенных параметрах и не учитывает пространственную неоднородность температурного поля внутри камеры. Это упрощение оправдано для малогабаритных дегидрататоров с интенсивной циркуляцией воздуха, однако для крупных промышленных установок может потребоваться переход к моделям с распределёнными параметрами. Кроме того, модель идентифицирована для режима работы дегидрататора без продукта. При наличии обезвоживаемого материала тепловой баланс системы изменится за счёт затрат энергии на испарение влаги и модификации характера движения воздушных потоков.

Практическая ценность полученных результатов обусловлена возможностью применения идентифицированной модели для оптимизации режимов сушки различных продуктов. Знание точных значений воздушного потока и коэффициента циркуляции позволяет рассчитать интенсивность массообмена, что критически важно для про-

гнозирования кинетики сушки. Модель теплопередачи через стенки даёт возможность оценить энергоэффективность процесса и наметить пути её повышения. Примечательно, что при работе на максимальной температуре теплотери через ограждающие конструкции составляют около 24 % мощности нагревателя, что указывает на целесообразность улучшения теплоизоляции.

Перспективы дальнейших исследований связаны с расширением модели путём включения процессов массопереноса при обезвоживании конкретных видов пищевого сырья. Идентифицированные параметры дегидрататора послужат основой для построения комплексной модели сушки, включающей в себя уравнения баланса влаги, кинетики испарения и диффузии.

Заключение. В ходе исследований по разработке малогабаритного конвективного дегидрататора с микроконтроллерной системой управления, а также построению и идентификации его математической модели были получены следующие значимые научно-практические результаты:

- разработана и идентифицирована математическая модель малогабаритного конвективного дегидрататора. Модель разработана в формализме ОДУ. Получены данные о том, что модель адекватна в диапазоне температуры сушки от 50 до 70 °С с погрешностью менее 0,5 °С, в диапазоне от 35 до 50 °С — с погрешностью порядка 1 °С;

- получена модельная оценка величины потока воздуха, выходящего из сушильной камеры. Величина объемного потока составила 3,1 литра в секунду. Показана возможность модельной оценки величины выходного потока воздуха в условиях, когда его непосредственное измерение затруднено;

- дана модельная оценка коэффициента циркуляции воздуха внутри камеры дегидрататора. Для условий эксперимента он составил 10,2 раза. Варьирование этой величины путем управления величиной выходного потока дает потенциальную возможность оптимизации процесса сушки;

- получена оценка величины тепловых потерь через стенки камеры дегидрататора как линейной функции разницы температур воздуха внутри и снаружи дегидрататора. Эта величина позволяет оценить эффективность теплоизоляции камеры дегидрататора. Оценка применима при разнице температур внутри и снаружи дегидрататора выше 15 °С.

Проведенные исследования и полученные результаты позволяют эффективно использовать описанный малогабаритный конвективный дегидрататор в качестве экспериментальной установки для изучения процессов конвективной сушки. Кроме того, полученная математическая модель тепловых процессов и процессов массопереноса воздуха может служить основой для построения моделей кинетики сушки продуктов путем дополнения уравнениями испарения и массопереноса влаги.

Список литературы / References

1. Miletić N, Lukyanov A, Petković M. Nonthermal Pretreatment Technologies to Improve Drying Efficiency and Quality in Fresh-Cut Fruits and Vegetables: A Comprehensive Review. *Foods*. 2026;15(3):568. <https://doi.org/10.3390/foods15030568>
2. Production Volume of Dried Fruit Worldwide from 2009/2010 to 2024/2025. *Statista*. URL: <https://www.statista.com/statistics/1025671/total-dried-fruits-global-production/> (дата обращения: 16.01.2026).
3. Onwude DI, Hashim N, Janius RB, Nawi NM, Abdan K. Modeling the Thin-Layer Drying of Fruits and Vegetables: A Review. *Comprehensive Reviews in Food Science and Food Safety*. 2016;15(3):599–618.
4. Lewis WK. The Rate of Drying of Solid Materials. *Journal of Industrial and Engineering Chemistry*. 2021;13(5):427–432. <https://doi.org/10.1021/ie50137a021>
5. Page GE. *Factors Influencing the Maximum Rates of Airdrying Shelled Corn in Thin Layers*, MSc. Thesis. West Lafayette, IN: Purdue University. 2016;7(3):1949.
6. Henderson SM, Pabis S. Grain Drying Theory: Temperature Affection Drying Coefficient. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 2016;8(2):169–170.
7. Yaldiz O, Ertekin C, Uzun HI. Mathematical Modeling of Thin Layer Solar Drying of Sultana Grapes. *Energy*. 2001;26(5):457–465. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(01\)00018-4](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(01)00018-4)
8. Jun Jiang, Leping Dang, Cheong Yuensin, Hongsing Tan, Bochen Pan, Hongyuan Wei. Simulation of Microwave Thin Layer Drying Process by a New Theoretical Model. *Chemical Engineering Science*. 2017;162:69–76. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2016.12.040>
9. Gite SS, Kaushik A, Singh S. Artificial Neural Network Modeling of the Drying Kinetics of Wild Bitter Gourd During Hot Air Drying. *Journal of Biosystems Engineering*. 2025;50:310–328. <https://doi.org/10.1007/s42853-025-00268-x>
10. María del Carmen Razola-Díaz, Eduardo Jesús Guerra-Hernández, Ana María Gómez-Caravaca, Belén García-Villanova, Vito Verardo. Mathematical Modelling of Drying Kinetics of Avocado Peels and Its Influence on Flavan-3-ols Content and Antioxidant Activity. *LWT - Food Science and Technology*. 2023;176:114552. <https://doi.org/10.1016/j.lwt.2023.114552>
11. Filipović VS, Filipović JS, Petković MM, Filipović IB, Miletić NM, Đurović IB, et al. Modelling Convective Thin-Layer Drying of Carrot Slices and Quality. *Thermal Science*. 2022;26(3A):2187–2198.
12. Muchilwa IE, Hensel O, Matofari JW. Evaluating the Water Activity Simulation Consistency of Empirical Models for Shelled and Cobed Maize Drying. *International Journal of AgriScience*. 2014;4(3):177–188.
13. Dincer I, Sahin AZ. A New Model for Thermodynamic Analysis of a Drying Process. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2004;47(4):645–652. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.08.013>

14. José Vásquez, Alejandro Reyes, Nicolás Pailahueque. Modeling, Simulation and Experimental Validation of a Solar Dryer for Agro-Products with Thermal Energy Storage System. *Renewable Energy*. 2019;139:1375–1390. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.02.085>
15. Makokha AB, Melly SC, Muchilwa IE. Dynamic Modelling of Low-Temperature Batch In-Bin Drying of Cobed Seed Maize: an Industrial Case Study. *Journal of Biosystems Engineering*. 2020;45:249–260. <https://doi.org/10.1007/s42853-020-00065-8>
16. Ateeque Md, Udayraj, Mishra RK, Chandramohan VP, Talukdar P. Numerical Modeling of Convective Drying of Food with Spatially Dependent Transfer Coefficient in a Turbulent Flow Field. *International Journal of Thermal Sciences*. 2014;78:145–157. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.12.003>.
17. Aghbashlo M, Hosseinpour S, Mujumdar AS. Application of Artificial Neural Networks (ANNs) in Drying Technology: A Comprehensive Review. *Drying Technology*. 2015;33(12):1397–1462. <https://doi.org/10.1080/07373937.2015.1036288>
18. Tepe TK, Tepe FB. Improvement of Pear Slices Drying by Pretreatments and Microwave-Assisted Convective Drying Method: Drying Characteristics, Modeling of Artificial Neural Network, Principal Component Analysis of Quality Parameters. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2024;149:7313–7328. <https://doi.org/10.1007/s10973-024-13280-8>
19. Tepe TK, Azarabadi N, Tepe FB. Convective Drying of the Zucchini Slices; Impact of Pretreatments on the Drying Characteristics and Color Properties, Evaluation of Artificial Neural Network Modeling and Thin-Layer Modeling. *The Black Sea Journal of Sciences*. 2024;14(1):168–193. <https://doi.org/10.31466/kfbd.1373651>
20. Wenyang Huang, Dan Huang, Yongjia Chen, Guiliang Gong, Feng Zhou, Shuai Huang, et al. Ultrasound-Assisted Medium-Wave Infrared Drying Performance of Phyllanthus Emblica and Artificial Neural Network Modeling. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2024;159(A):108028. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.108028>
21. Lončar B, Kljakić AC, Arsenijević J, Petronijević M, Panić S, Mračević SD, et al. Valorization of Lemon, Apple, and Tangerine Peels and Onion Skins—Artificial Neural Networks Approach. *Separations*. 2026;13(1):9. <https://doi.org/10.3390/separations13010009>
22. Ostanek J, Ileleji K. Conjugate Heat and Mass Transfer Model for Predicting Thin-Layer Drying Uniformity in a Compact, Crossflow Dehydrator. *Drying Technology*. 2020;38(5–6):775–792. <https://doi.org/10.1080/07373937.2019.1590394>
23. Akpan K, Okon A, Akpan W, Nyauo I. Optimization of Thermo-Flow in a Solar Food Dehydrator Using Computational Techniques. *Engineering and Technology Journal*. 2023;8(11):3061–3083. <https://doi.org/10.47191/etj/v8i11.16>
24. Muga FC, Marenya MO, Workneh TS. A Heat and Mass Transfer Model for Predicting the Drying of Beef During Biltong Processing Using Infrared-Assisted Hot Air Drying. *Journal of Biosystems Engineering*. 2021;46:273–285. <https://doi.org/10.1007/s42853-021-00105-x>
25. Sonmete MH, Mengeş HO, Ertekin C, Özcan MM. Mathematical Modeling of Thin Layer Drying of Carrot Slices by Forced Convection. *Journal of Food Measurement and Characterization*. 2017;11:629–638. <https://doi.org/10.1007/s11694-016-9432-y>
26. Gargari AN, Asefi N, Roufegarinejad L, Khodaei M. Investigation of Heat Transfer in Combined Infrared-Hot Air Drying: A Strategy for Evaluation in Potato Food Model. *Potato Research*. 2025;68:307–325. <https://doi.org/10.1007/s11540-024-09730-3>
27. Bowser TJ, Frazier RS, Raghavendra Rao Kakarala. Improvement of Efficiency and Environmental Impact of a Low-Cost Food Dehydrator. *The Open Food Science Journal*. 2011;5:37–41. <https://doi.org/10.2174/1874256401105010037>
28. Raka Noveriyan Putra1, Tri Ayodha Ajiwiguna. Influence of Air Temperature and Velocity for Drying Process. *Procedia Engineering*. 2017;170:516–519. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.03.082>
29. Mamouda Moussa Na Abou, Saïdou Madougou, Makinta Boukar. Effect of Drying Air Velocity on Drying Kinetics of Tomato Slices in a Forced-Convective Solar Tunnel Dryer. *Journal of Sustainable Bioenergy Systems*. 2019;9(2):64–78. <https://doi.org/10.4236/jsbs.2019.92005>
30. Nuñez Vega A-M, Rombach Ch, Hofacker W. Influence of Air Routing on the Drying Behavior of Air Dried Apple. In: *Proc. 19th International Drying Symposium*. France, Lyon, 2014. P. 24–27.
31. Pippia R, Narayanan R. Technical Analysis and Energy Efficiency Enhancement of a Ginger Dehydrator. *AIP Conference Proceedings*. 2021;2681:020023. <https://doi.org/10.1063/5.0116121>

Об авторах:

Александр Дмитриевич Лукьянов, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автоматизация производственных процессов» Донского государственного технического университета (344010, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), [SPIN-код](#), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearcherID](#), [ResearchGate](#), lex1998@rambler.ru

Александр Николаевич Журавлев, владелец и научный руководитель компании «Грувиор» (344009, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пр. Шолохова, 294/3), mail@gruvior.ru

Марко Петкович, PhD, доцент кафедры «Технология растительного сырья» факультета агрономии Университета Крагуеваца (32102, Республика Сербия, г. Чачак, ул. Царя Душана, 34), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearchGate](#), marko.petkovic@kg.ac.rs

Владимир Филиппович, PhD, научный сотрудник технологического факультета Университета Нови-Сада (21101, Республика Сербия, г. Нови-Сад, бульвар Царя Лазаря, 1), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearcherID](#), [ResearchGate](#), vladaf@uns.ac.rs

Неманья Милетич, PhD, доцент кафедры «Технология растительного сырья» факультета агрономии Университета Крагуеваца (32102, Республика Сербия, г. Чачак, ул. Царя Душана, 34), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearchGate](#), n.m.miletic@kg.ac.rs

Данила Юрьевич Донской, ассистент кафедры «Автоматизация производственных процессов» Донского государственного технического университета. (344010, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), [SPIN-код](#), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearcherID](#), [ResearchGate](#), dand22@bk.ru

Заявленный вклад авторов:

А.Д. Лукьянов: научное руководство, разработка методологии, написание черновика рукописи.

А.Н. Журавлев: предоставление ресурсов, визуализация.

М.М. Петкович: разработка концепции, написание рукописи — внесение замечаний и исправлений.

В.С. Филиппович: валидация результатов.

Н.М. Милетич: формальный анализ, курирование данных.

Д.Ю. Донской: разработка программного обеспечения, курирование данных

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

About the Authors:

Alexandr D. Lukyanov, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Automation of Production Processes, Don State Technical University (1, Gagarin Sq., Rostov-on-Don, 344010, Russian Federation), [SPIN-code](#), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearcherID](#), [ResearchGate](#), lex1998@rambler.ru

Alexander N. Zhuravlev, Owner and Scientific Director, Gruvior LLC (294/3 Sholokhov Ave., Rostov-on-Don, 344009, Russian Federation), mail@gruvior.ru

Marko Petković, PhD, Associate Professor of the Department of Technology of Plant Raw Materials, Čačak, University of Kragujevac (34, Car Dušan Str., Čačak, 32102, Serbia), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearcherID](#), [ResearchGate](#), marko.petkovic@kg.ac.rs

Vladimir Filipović, PhD, Principal Research Fellow, Faculty of Technology, University of Novi Sad (1, Car Lazar Boulevard, Novi Sad, 21101, Serbia), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearcherID](#), [ResearchGate](#), vladaf@uns.ac.rs

Nemanja Miletić, PhD, Associate Professor of the Department of Technology of Plant Raw Materials, Čačak, University of Kragujevac (34, Car Dušan Str., Čačak, 32102, Serbia), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearchGate](#), n.m.miletic@kg.ac.rs

Danila Yu. Donskoy, Assistant Professor of the Department of Automation of Production Processes, Don State Technical University (1, Gagarin Sq., Rostov-on-Don, 344010, Russian Federation), [SPIN-code](#), [ORCID](#), [ScopusID](#), [ResearcherID](#), [ResearchGate](#), dand22@bk.ru

Claimed Contributorship:

AD Lukyanov: supervision, methodology, writing – original draft preparation.

AN Zhuravlev: resources, visualization.

MM Petković: conceptualization, writing – review & editing.

VS Filippović: validation.

NM Miletić: formal analysis, data curation.

DYu Donskoy: software, data curation.

Conflict of Interest Statement: the authors declare no conflict of interest.

All authors have read and approved the final version of manuscript.

Поступила в редакцию / Received 30.01.2026

Поступила после рецензирования / Reviewed 24.02.2026

Принята к публикации / Accepted 03.03.2026