

АГРОИНЖЕНЕРИЯ И ПИЩЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
AGROENGINEERING AND FOOD TECHNOLOGIES
ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ
ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА
(ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

Научная статья
 УДК 631.22:621.565.83

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСУШИТЕЛЯ ВОЗДУХА НА ЭЛЕМЕНТАХ ПЕЛЬТЬЕ
ДЛЯ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ

Дмитрий Александрович Безик, Татьяна Викторовна Бычкова
 ФГБОУ ВО Брянский ГАУ, Брянская область, Кокино, Россия

Аннотация. Повышенная влажность воздуха в животноводческих помещениях является одной из ключевых проблем обеспечения нормируемого микроклимата, особенно в зимний период. Традиционное решение, основанное на увеличении воздухообмена, приводит к значительным энергозатратам на подогрев приточного воздуха. В качестве энергоэффективной альтернативы в статье рассматривается применение термоэлектрических осушителей на элементах Пельтье, которые позволяют удалять избыточную влагу непосредственно внутри помещения с возможностью утилизации тепла. Целью исследования является разработка и аналитическое обоснование математической модели установки для осушения воздуха на основе термоэлектрических модулей Пельтье с рециркуляцией воздуха, предназначенной для использования в системах вентиляции животноводческих ферм. Предложенная математическая модель описывает полный термодинамический цикл работы устройства, который включает три последовательных процесса: изобарное охлаждение рециркуляционного воздуха в конденсационном теплообменнике (холодный спай) с выделением конденсата; адиабатное смешение охлажденного осушенного потока с наружным приточным воздухом (с возможностью вторичной конденсации); и последующий изобарный нагрев полученной смеси в радиаторе горячего спаия модуля Пельтье перед подачей в помещение. Разработанная модель позволяет выполнить количественную оценку влияния ключевых управляющих параметров - холодопроизводительности термоэлектрических модулей и соотношения расходов рециркуляционного и наружного воздуха - на выходные характеристики установки: температуру воздуха после охлаждения, температуру смеси, общую производительность по конденсату и температуру воздуха на выходе. Верификация модели на предельных случаях подтвердила ее адекватность. Выполненный пример расчета для условий фермы КРС ($T_n = -10^\circ\text{C}$, $T_v = +10^\circ\text{C}$) показал, что применение таких осушителей позволяет снизить влажность до санитарных норм, сократить требуемый воздухообмен на 30-35% и уменьшить затраты на подогрев приточного воздуха на 18-22%. Модель может быть использована для проектирования систем микроклимата и выбора рациональных режимов работы оборудования в зависимости от климатических условий и типа помещения.

Ключевые слова: осушение воздуха, элемент Пельтье, математическое моделирование, рециркуляция, животноводческое помещение, энергоэффективность.

Для цитирования: Безик Д.А., Бычкова Т.В. Моделирование осушителя воздуха на элементах Пельтье для животноводческих помещений // Вестник Брянской ГСХА. 2026. № 2 (114). С. 48-54.

Original article

MODELING OF A PELTIER-ELEMENT AIR DEHUMIDIFIER FOR LIVESTOCK FACILITIES

Dmitry A. Bezik, Tat'yana V. Bychkova

Bryansk State Agrarian University, Bryansk region, Kokino, Russia

Abstract. Elevated air humidity in livestock buildings is one of the key challenges in ensuring a regulated microclimate, especially during the winter period. The traditional solution, based on increasing air exchange, leads to significant energy costs for heating the supply air. As an energy-efficient alternative, the article considers the use of thermoelectric dehumidifiers on Peltier elements, which allow for the removal of excess moisture directly inside the building with the possibility of heat recovery. The aim of the study is to develop and analytically substantiate a mathematical model of an air dehumidification unit based on thermoelectric Peltier modules with air recirculation, intended for use in ventilation systems of livestock farms. The proposed mathematical model describes the complete thermodynamic cycle of the device, which includes

three sequential processes: isobaric cooling of recirculated air in a condensing heat exchanger (cold junction) with condensate release; Adiabatic mixing of the cooled dehumidified flow with outside supply air (with the possibility of secondary condensation); and subsequent isobaric heating of the resulting mixture in the hot junction radiator of the Peltier module before supplying it to the room. The developed model allows for a quantitative assessment of the influence of key control parameters—the cooling capacity of the thermoelectric modules and the ratio of the flow rates of recirculated and outside air—on the output characteristics of the unit: air temperature after cooling, mixture temperature, total condensate capacity, and outlet air temperature. Verification of the model in extreme cases confirmed its adequacy. An example of calculation for cattle farm conditions ($T_n = -10^\circ\text{C}$, $T_b = +10^\circ\text{C}$) showed that the use of such dehumidifiers allows for a reduction in humidity to sanitary standards, a decrease in the required air exchange by 30-35%, and a decrease in the cost of heating the supply air by 18-22%. The model can be used for designing microclimate systems and selecting rational operating modes of equipment depending on climatic conditions and the type of premises.

Keywords: air dehumidification, Peltier element, mathematical modeling, recirculation, livestock facility, energy efficiency.

For citation: Bezik D.A., Bychkova T.V. Modeling of a Peltier-element air dehumidifier for livestock facilities // Vestnik of the Bryansk State Agricultural Academy. 2026. No. 2 (114). P. 48-54.

Введение. Повышение эффективности животноводства в значительной степени определяется возможностью обеспечения нормируемых параметров микроклимата в животноводческих помещениях. Одной из наиболее актуальных проблем в зимний период является повышенная влажность воздуха, приводящая к интенсивной конденсации на ограждающих конструкциях, развитие респираторных заболеваний поголовья, увеличение травматизма и осложнение эксплуатации оборудования. Расчет воздухообмена в животноводческих помещениях обычно производится по критерию удаления избыточной влаги, что приводит к значительным энергозатратам на подогрев приточного воздуха для поддержания температуры на уровне зоотехнических требований.

Альтернативным подходом является применение активного осушения воздуха непосредственно внутри помещения. Снижение в нем влагосодержания позволяет перейти к расчету вентиляции по концентрации углекислого газа, что приводит к ослаблению санитарных требований к кратности воздухообмена. Среди различных технологий осушения интерес представляют термоэлектрические осушители на основе элементов Пельтье, характеризующиеся компактностью, бесшумностью, отсутствием хладагентов и движущихся частей в воздушном тракте, а также простотой и точностью управления [1, 2]. Однако их широкое внедрение сдерживается относительно низким коэффициентом эффективности, особенно при значительных перепадах температур [3].

Повышения общей энергоэффективности вентиляции можно достичь за счет реализации схем с рекуперацией тепла. Теплота, отводимая от конденсирующейся влаги и джоулево тепло, рассеиваемое на горячем спае модуля, в термоэлектрических осушителях на основе элементов Пельтье можно использовать для подогрева приточного воздуха. Большинство исследований термоэлектрических осушителей посвящено автономным бытовым приборам, в то время как их интеграция в системы вентиляции сельскохозяйственных объектов, особенно с рекуперацией, изучена недостаточно [4, 5].

Целью исследования является разработка математической модели термоэлектрического осушителя-рекуператора для оценки его эффективности в условиях животноводческого помещения.

Материалы и методы. Для осушения воздуха нами предложено устройство термоэлектрического осушителя с рециркуляцией воздуха. Схема устройства представлена на рис. 1.

Процесс осушения протекает следующим образом: теплый влажный рециркуляционный воздух через регулируемую заслонку (1) поступает в конденсационный теплообменник. Здесь в результате теплоотвода на холодных спаях термоэлектрических модулей Пельтье (ТЭМ) происходит его охлаждение ниже точки росы и конденсация избыточной влаги, которая отводится через дренажную систему. Осушенный и охлажденный поток смешивается адиабатически с наружным воздухом, дозируемым заслонкой (2). Сформированный поток направляется через нагревательный радиатор, где выделяющаяся на горячих спаях ТЭМ теплота передается воздуху, повышая его температуру перед подачей в помещение.

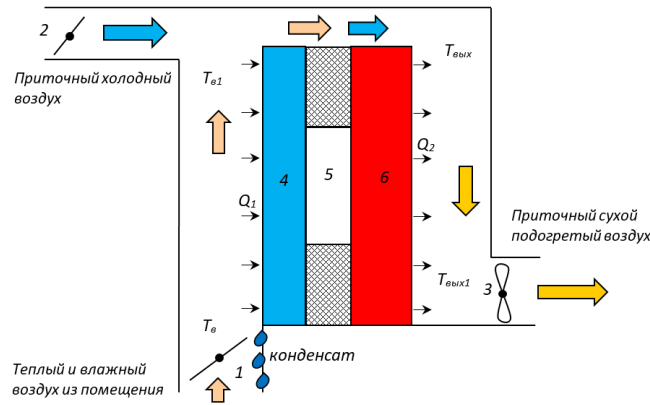


Рисунок 1 – Схема установки термоэлектрического осушителя на элементах Пельтье с рециркуляцией воздуха: 1 – регулирующая заслонка поступления в осушитель воздуха из помещения; 2 – регулирующая заслонка поступления в осушитель приточного воздуха; 3 – вентилятор; 4 – конденсационный теплообменник; 5 – элемент Пельтье; 6 – радиатор

Режим работы осушителя обеспечивается заданной производительностью вентилятора (3), степенью открытия регулирующих заслонок (1) и (2) и силой тока через элементы Пельтье, что позволяет гибко регулировать производительность установки в зависимости от требуемых параметров микроклимата.

Для количественного анализа работы установки разработана математическая модель, структурно разделенная на три расчетных блока, соответствующих основным термодинамическим процессам: охлаждению и конденсации, смешению (возможно тоже с конденсацией) и нагреву. Приняты следующие допущения: процесс стационарный, потоки воздуха одномерны, камера смешения адиабатическая, воздух и водяной пар подчиняются уравнению состояния идеального газа. Тепловые и гидравлические потери в корпусе установки не учитываются.

Первый блок модели описывает изобарное охлаждение влажного рециркуляционного воздуха в конденсационном теплообменнике, термически связанном с холодной гранью ТЭМ. На этом этапе определяется температура воздуха после охлаждения $T_{в1}$ и массовый расход конденсата Δm_1 при заданной холодопроизводительности Q_1 .

Расчет ведется для интервала времени $\Delta t = 1$ с. Объемы забранного из помещения и охлажденного воздуха за секунду:

$$V_B = \Phi_B \Delta t, V_{B1} = \Phi_{B1} \Delta t,$$

где Φ_B, Φ_{B1} - объемные расходы воздуха на входе и выходе конденсационного теплообменника, м³/с.

Параметр входящего потока - влагоемкость воздуха $a_{max}(T)$, определяется через давление насыщенных паров по формуле Магнуса:

$$p_{нас}(T) = 610.5 \exp\left(\frac{17.269 \cdot T}{237.3 + T}\right), a_{max}(T) = \frac{p_{нас}(T) \cdot M_{H_2O}}{R \cdot (T + 273.15)}, \quad (1)$$

где T – температура в °С, $M_{H_2O} = 0.01802$ кг/моль – молярная масса воды, $R = 8.314$ Дж/(моль·К) – универсальная газовая постоянная.

Масса водяного пара во входящем потоке:

$$m_{H_2O.B} = a_B \cdot V_B, \quad (2)$$

где $a_B = \varphi_B \cdot a_{max}(T_B)$ - абсолютная влажность входящего воздуха, φ_B - относительная влажность воздуха из помещения.

Масса сухого воздуха во входящем потоке:

$$m_{с.в.В} = \frac{(p_a - \varphi_B \cdot p_{нас}(T_B)) \cdot V_B}{R_B \cdot (T_B + 273.15)}, \quad (3)$$

где $R_B = 287.05$ Дж/(кг · К) - удельная газовая постоянная сухого воздуха.

На выходе из конденсационного теплообменника воздух насыщен, поэтому его абсолютная влажность определяется температурой T_{B1} : $m_{H_2O.B1} = a_{max}(T_{B1}) \cdot V_{B1}$, где V_{B1} — неизвестный объём охлаждённого воздуха, м³, подлежащий определению.

Масса конденсата, образовавшегося за расчётный интервал времени $\Delta t = 1$ с, составляет:

$$\Delta m_1 = m_{H_2O.B} - m_{H_2O.B1}. \quad (4)$$

Закон сохранения массы сухого воздуха устанавливает связь между объёмами V_B и V_{B1} при изменении температуры и парциального давления пара (из уравнения состояния идеального газа):

$$\frac{(p_a - \varphi_B \cdot p_{нас}(T_B)) \cdot V_B}{T_B + 273.15} = \frac{(p_a - p_{нас}(T_{B1})) \cdot V_{B1}}{T_{B1} + 273.15}. \quad (5)$$

Уравнение энергетического баланса для адиабатного изобарного процесса:

$$Q_1 = \Delta m_1 r + (c_{рв} \cdot m_{с.в.в} + c_{рп} \cdot m_{H_2O.B}) \cdot (T_B - T_{B1}), \quad (6)$$

где $c_{рв} = 1005$ Дж/(кг·К) – удельная теплоёмкость сухого воздуха при постоянном давлении, $c_{рп} = 1870$ Дж/(кг·К) – удельная теплоёмкость водяного пара, $r = 2.501 \cdot 10^6$ Дж/кг - удельная теплота парообразования воды (значение при 0°C)

Система уравнений (1) – (6) с учётом условия сохранения массы сухого воздуха является замкнутой относительно переменных T_{B1} , V_{B1} и Δm_1 . Вследствие нелинейной зависимости $p_{нас}(T)$, решение находится численно с использованием оптимизационного инструмента «Поиск решения» в MS Excel, который итерационно варьирует значения T_{B1} и V_{B1} до выполнения уравнений баланса массы и энергии с заданной точностью.

Выходные параметры первого блока: T_{B1} , Φ_{B1} , $\Delta m_1/\Delta t$, полученные в результате решения задачи охлаждения, являются исходными данными для второго блока.

Второй блок модели описывает адиабатическое изобарное смешение охлажденного рециркуляционного воздуха с наружным воздухом. Основными расчётными параметрами, подлежащими определению, являются: равновесная температура смеси $T_{вых}$, результирующий объёмный расход $\Phi_{вых}$ и, в случае достижения состояния насыщения, массовый расход вторичного конденсата $\Delta m_2/\Delta t$.

Для фиксированного временного интервала $\Delta t = 1$ с. определяются массы компонентов в каждом потоке:

$$m_{с.в.н} = \frac{(p_a - \varphi_n p_{нас}(T_n)) \cdot V_n}{R_B \cdot (T_n + 273.15)}, m_{с.в.в1} = \frac{(p_a - p_{нас}(T_{B1})) \cdot V_{B1}}{R_B \cdot (T_{B1} + 273.15)}, \quad (7)$$

$$m_{H_2O.н} = a_{max}(T_n) \varphi_n V_n, m_{H_2O.в1} = a_{max}(T_{B1}) V_{B1}, \quad (8)$$

где $m_{с.в.н}$ - масса сухого воздуха в наружном потоке;

$m_{с.в.в1}$ - масса сухого воздуха в охлаждённом потоке;

$m_{H_2O.н}$ - масса водяного пара в наружном потоке;

$m_{H_2O.в1}$ - масса водяного пара в охлаждённом потоке;

$R_B = 287.05 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ — удельная газовая постоянная сухого воздуха.

Общая масса влаги: $m_{H_2O.сум} = m_{H_2O.в1} + m_{H_2O.н}$.

Процесс смешения описывается системой, составленной на основании законов сохранения масс, аддитивности парциальных объёмов компонентов при параметрах смеси, **баланса энтальпии и фазового равновесия.**

Закон сохранения массы сухого воздуха (сухой воздух не конденсируется и не участвует в фазовых переходах):

$$m_{с.в.вых} = m_{с.в.в1} + m_{с.в.н}. \quad (9)$$

Уравнение состояния для объёма смеси:

$$V_{\text{ВЫХ}} = \frac{m_{\text{с.в.ВЫХ}} R_{\text{в}} (T_{\text{ВЫХ}} + 273.15)}{p_{\text{а}} - p_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}}} + \frac{m_{\text{H}_2\text{O.СУМ}} R_{\text{H}_2\text{O}} (T_{\text{ВЫХ}} + 273.15)}{p_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}}}, \quad (10)$$

где $R_{\text{H}_2\text{O}} = 461.5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - удельная газовая постоянная водяного пара, $p_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}}$ - парциальное давление водяного пара в смеси на выходе из камеры смешения, Па.

Уравнение баланса энтальпии:

$$\sum_{i=1,2} (m_{\text{с.в.}i} c_{\text{рв}} + m_{\text{H}_2\text{O.}i} c_{\text{рп}}) T_i = (m_{\text{с.в.ВЫХ}} c_{\text{рв}} + (m_{\text{H}_2\text{O.СУМ}} - \Delta m_2) c_{\text{рп}}) T_{\text{ВЫХ}} + \Delta m_2 \cdot r, \quad (11)$$

где $i=1$ — охлаждённый воздух ($T_{\text{В1}}, m_{\text{с.в.В1}}, m_{\text{H}_2\text{O.В1}}$), $i=2$ — наружный воздух ($T_{\text{н}}, m_{\text{с.в.н}}, m_{\text{H}_2\text{O.н}}$).

Для режима с конденсацией:

$$p_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}} = p_{\text{нас}}(T_{\text{ВЫХ}}), \quad (12)$$

$$\Delta m_2 = m_{\text{H}_2\text{O.СУМ}} - \frac{p_{\text{нас}}(T_{\text{ВЫХ}}) V_{\text{ВЫХ}}}{R_{\text{H}_2\text{O}} (T_{\text{ВЫХ}} + 273.15)}, \quad (13)$$

$$m_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}} = m_{\text{H}_2\text{O.СУМ}} - \Delta m_2.$$

Система (7)–(13) образует замкнутую математическую модель, допускающую два физических режима, разделяемых критерием достижения насыщения. На первом этапе система уравнений (9)–(11) решается в предположении отсутствия конденсации: $\Delta m_2 = 0$, $m_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}} = m_{\text{H}_2\text{O.СУМ}}$. В результате находятся пробные значения температуры $T_{\text{ВЫХ}}$, объёма $V_{\text{ВЫХ}}$ и соответствующее парциальное давление водяного пара $p_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}}$.

Если выполняется неравенство $p_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}} \leq p_{\text{нас}}(T_{\text{ВЫХ}})$, то смесь остаётся ненасыщенной, конденсация отсутствует. В противном случае смесь является пересыщенной, и её конечное состояние соответствует насыщению. Параметры $T_{\text{ВЫХ}}$ и $V_{\text{ВЫХ}}$ определяются как решение системы нелинейных уравнений (10)–(11) с учётом условия насыщения (12) и связи (13). Для решения применяется численный метод, реализованный с помощью «Поиск решения» в MS Excel, с минимизацией невязки исходных уравнений.

Результатом расчёта являются равновесная температура смеси $T_{\text{ВЫХ}}$, результирующий объёмный расход $\Phi_{\text{ВЫХ}}$ и, при наличии конденсации, массовый расход вторичного конденсата $\Delta m_2 / \Delta t$. Данные параметры служат исходными для последующего блока модели, описывающего нагрев воздушного потока.

Третий блок модели охватывает нагрев смешанного воздушного потока в радиаторе, термически связанном с горячими спаями термоэлектрических модулей. На этом шаге определяются температуры воздуха на выходе установки $T_{\text{ВЫХ1}}$, итоговый объёмный расход $\Phi_{\text{ВЫХ1}}$ и сила тока I через элементы Пельтье при заданной холодопроизводительности Q_1 .

На вход блока поступают параметры смеси из блока смешения: расход $\Phi_{\text{ВЫХ}}$, температура $T_{\text{ВЫХ}}$. Теплоёмкость влажного воздуха, поступающего в нагреватель за время $\Delta t = 1$ с:

$$c_{\text{р}} = m_{\text{с.в.ВЫХ}} \cdot c_{\text{рв}} + m_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}} \cdot c_{\text{рп}}, \quad (14)$$

где $m_{\text{с.в.ВЫХ}}$ и $m_{\text{H}_2\text{O.ВЫХ}}$ — массы сухого воздуха и пара в смеси за секунду.

Для элемента Пельтье мощность нагрева горячей спаевой Q_2 связана с холодопроизводительностью Q_1 и силой тока I :

$$Q_2 = Q_1 + R_{\text{эп}} \cdot I^2, \quad (15)$$

где $R_{\text{эп}} = 2.05456$ Ом — активное сопротивление элемента Пельтье. Разность температур горячей T_4 и холодной T_3 граней модуля:

$$T_4 - T_3 = \frac{R_{\text{эп}} \cdot I}{\alpha}, \quad (16)$$

где α — коэффициент Зеебека элемента Пельтье, В/К, определяется по методике [6].

Тепловой поток Q_2 , отводимый радиатором в воздух, определяется разностью температур радиатора T_4 и воздуха на входе $T_{\text{ввых}}$ через $R_{T.\text{рад}}$ - тепловое сопротивление радиатора. Теплота Q_2 расходуется также на изобарный нагрев влажного воздуха.

$$Q_2 = \frac{T_4 - T_{\text{ввых}}}{R_{T.\text{рад}}}, \quad Q_2 = c_p \cdot (T_{\text{ввых1}} - T_{\text{ввых}}), \quad (17)$$

где $R_{T.\text{рад}}$ — тепловое сопротивление радиатора, °C/Вт.

С учётом теплового сопротивления конденсатора $R_{T.\text{конд}}$:

$$T_3 = \frac{T_{\text{в}} + T_{\text{в1}}}{2} - R_{T.\text{конд}} \cdot Q_1, \quad (18)$$

где $R_{T.\text{конд}}$ — тепловое сопротивление конденсатора, °C/Вт.

Система уравнений (14)–(18) является замкнутой относительно переменных $T_{\text{ввых1}}$, T_4 , T_3 и I . Вследствие нелинейной связи тока и тепловых потоков, решение находится численно, используя «Поиск решения» в MS Excel, варьируется сила тока I до выполнения условий (15)–(17) одновременно.

Результатом расчёта являются:

- температура осушенного воздуха на выходе установки: $T_{\text{ввых1}}$;
- итоговый объёмный расход: $\Phi_{\text{ввых1}} = \Phi_{\text{ввых}} \cdot \frac{T_{\text{ввых1}} + 273.15}{T_{\text{ввых}} + 273.15}$;
- сила тока через элементы Пельтье: I ;
- общий массовый расход конденсата: $\Delta m / \Delta t = \Delta m_1 / \Delta t + \Delta m_2 / \Delta t$.

Таким образом, трёхблочная математическая модель позволяет рассчитать все ключевые параметры работы осушительной установки на элементах Пельтье: от температурных режимов и воздушных потоков до расхода конденсата и электрических характеристик термоэлектрических модулей.

Результаты и обсуждение. Модель верифицирована предельными случаями: при $\varphi_{\text{в}}=100\%$ и $Q_1=0$ получено $T_{\text{в1}} = T_{\text{в}}$, $\Delta m_1 = 0$; при $I=0$ А — $Q_2=Q_1$, $T_{\text{ввых1}} \approx T_{\text{ввых}}$; смешение насыщенных потоков даёт $\Delta m_2 > 0$.

Для зимних условий: $T_{\text{н}} = -10^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{н}} = 30\%$, $T_{\text{в}} = +10^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{в}} = 80\%$ при $Q_1=50$ Вт, поток холодного воздуха $\Phi_{\text{н}} = 0,009$ м³/с, поток рециркуляционного воздуха $\Phi_{\text{в}} = 0,0058$ м³/с, установлено:

- температура воздуха после охлаждения - $T_{\text{в1}} = 4,4^\circ\text{C}$;
- температура после смешения наружного и рециркуляционного потока $T_{\text{ввых}} = -0,86^\circ\text{C}$;
- температура холодной грани элемента Пельтье $T_3 = -3,12^\circ\text{C}$;
- температура горячей грани $T_4 = 2,31^\circ\text{C}$;
- мощность нагрева $Q_2 = 97,3$ Вт;
- сила тока элемента Пельтье $I = 4,8$ А;
- влажность воздуха на выходе осушителя – 53%;
- температура на выходе осушителя грани $T_{\text{ввых}} = 0,4^\circ\text{C}$;
- масса конденсата $\Delta m_1 = 3,79 \cdot 10^{-6}$ кг/с.

В этом расчете требуемый воздухообмен фермы КРС рассчитан по концентрации углекислого газа, что обусловило выбор потоков воздуха. Для фермы КРС на 200 голов необходимо установить 365 модулей Пельтье (типа TEC1206) с общим энергопотреблением 17.3 кВт. При этом расчетный поток конденсированной влаги 119.5 кг/сут.

Данный пример расчета показывает, что применение осушителей на животноводческих фермах позволит довести влажность до санитарных норм, увеличить температуру приточного воздуха, снизить затраты на подогрев притока воздуха на 18–22%, сокращение воздухообмена на 30–35%.

Выводы. Разработана модель термоэлектрического осушителя, описывающая процессы охлаждения, смешения и нагрева с учётом вторичной конденсации. Модель рассчитывает ключевые параметры: температуру воздуха после охлаждения, температуру после смешения наружного и рециркуляционного потока, температуру холодной и горячей грани элемента Пельтье, мощность нагрева, силу тока элемента Пельтье, массу конденсата.

Модель применима для проектирования и настройки систем вентиляции животноводческих помещений, позволяет подбирать режимы осушителя под конкретные условия содержания и климат.

Список источников

1. Система обеспечения параметров воздуха в помещении для содержания крупного рогатого скота / И.М. Довлатов, В.В. Кирсанов, И.В. Комков и др. // Агроинженерия. 2023. Т. 25, № 3. С. 5-12.
2. Довлатов И.М., Юрочка С.С. Современные системы микроклимата и их техническая реализация для животноводческих помещений // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2021 Т. 15, № 3. С. 73-80.
3. Вишневский Е.П. Анализ использования основных методов осушения воздуха [Электронный ресурс] // Кондиционирование и Вентиляция. - Режим доступа: URL: https://comfortenergy.ru/poleznye-stati/article_post/analiz-osobennostej-ispolzovaniya-osnovnyh-metodov-osusheniya-vozduha. - 17.03.2025 г.
4. Термоэлектрическая установка осушения и подогрева воздуха в животноводческих помещениях / Д.А. Тихомиров, С.С. Трунов, А.В. Кузьмичев, Н.Г. Ламонов // Электротехнологии и электрооборудование в АПК. 2020. Т. 67, № 3 (40). С. 17-24.
5. Тихомиров Д.А., Трунов С.С., Кузьмичев А.В. Разработка и исследование осушителя и подогревателя воздуха на базе элементов Пельтье // Техника и оборудование для села. 2021. № 5 (287). С. 30-36.
6. Безик Д.А., Бычкова Т.В. Определение параметров тепловой модели элементов Пельтье // Информационные и математические технологии в науке и управлении. 2025. № 2 (38). С. 103-112.

Информация об авторах:

Д.А. Безик - кандидат технических наук, директор института энергетики и природопользования, ФГБОУ ВО Брянский ГАУ.

Т.В. Бычкова - кандидат педагогических наук, доцент кафедры автоматизации, физики и математики, ФГБОУ ВО Брянский ГАУ.

Information about the authors:

D.A. Bezik - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Director of the Institute of Energy and Environmental Management, Bryansk State Agrarian University.

T.V. Bychkova - Candidate of Pedagogical Sciences, Associate Professor of the Department of Automation, Physics and Mathematics, Bryansk State Agrarian University.

Все авторы несут ответственность за свою работу и представленные данные. Все авторы внесли равный вклад в эту научную работу. Авторы в равной степени участвовали в написании рукописи и несут равную ответственность за плагиат. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

All authors are responsible for their work and the data provided. All authors have made an equal contribution to this scientific work. The authors were equally involved in writing the manuscript and are equally responsible for plagiarism. The authors declare that there is no conflict of interest.

Статья поступила в редакцию 16.02.2026, одобрена после рецензирования 13.03.2026, принята к публикации 18.03.2026.

The article was submitted 16.02.2026, approved after reviewing 13.03.2026, accepted for publication 18.03.2026.

© Безик Д.А., Бычкова Т.В.