


## ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК 697.921.47

DOI: 10.26897/2687-1149-2022-6-15-19

## ОБ ОСОБЕННОСТЯХ ОРГАНИЗАЦИИ РЕВЕРСИВНОГО ОТТАИВАНИЯ В РЕКУПЕРАТОРАХ ТЕПЛОТЫ ВЫТЯЖНОГО ВОЗДУХА

**ИГНАТКИН ИВАН ЮРЬЕВИЧ** , *д-р техн. наук, доцент*ignatkin@rgau-msha.ru ; <https://orcid.org/0000-0003-4867-1973>; Scopus Author ID: 57222543815**ШЕВКУН НИКОЛАЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ**, *канд. с.-х. наук, доцент*energo-shevkun@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0001-7451-7828>; Scopus Author ID: 57222576008**АРХИПЦЕВ АЛЕКСАНДР ВАЛЕРЬЕВИЧ**, *канд. техн. наук, доцент*aarchiptsev@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6339-3943>; Scopus Author ID: 57360996100**КОЖЕВНИКОВА НАТАЛЬЯ ГЕОРГИЕВНА**, *канд. техн. наук, доцент*energo-ngk@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3664-9456>**СКОРОХОДОВ ДМИТРИЙ МИХАЙЛОВИЧ**, *канд. техн. наук, доцент*d.skorokhodov@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6315-4184>; Scopus Author ID: 57223623999

Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева; 127434, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, 49

**Аннотация.** С учетом цен на энергоресурсы одним из путей решения проблемы энергосбережения является сокращение затрат на отопление животноводческих помещений путём внедрения рекуперативных теплоутилизационных установок, позволяющих снизить потери тепла и оптимизировать работу систем микроклимата. С целью разработки метода управления и конструкции рекуперативной установки, обеспечивающей оттаивание намерзшего конденсата без применения системы рециркуляционных клапанов, предложена рекуперативная теплоутилизационная установка с реверсивным оттаиванием рекуператоров, обеспечивающая организацию реверсирования приточного вентилятора. Рассмотрены конструктивные параметры рециркуляционного проёма в выпускном воздуховоде. Функционирование предлагаемой системы должно создавать определенное аэродинамическое сопротивление, которое в режиме «Оттаивание» не должно превышать 20...30 Па. Теоретические расчёты рециркуляционного проёма, если исходить из заданных величин аэродинамического сопротивления и размеров выпускного воздуховода 800 × 800 мм, показывают, что площадь проёма должна составлять 0,32...0,512 м<sup>2</sup>. При ширине канала 800 мм его высота варьируется в диапазоне соответственно 400...640 мм. Результатами теоретических исследований подтверждена эффективность функционирования установки в режимах рекуперации и оттаивания с рециркуляцией при размерах рециркуляционного проёма в диапазоне 80...50% от площади вытяжного воздуховода. Сопротивление движению воздуха (подпор) при этом составляет 10...25,7 Па. При выбранных геометрических размерах рециркуляционного проёма и минимальном расходе воздуха в системе 20% создается положительный подпор в пределах 1,0...0,4 Па.

**Ключевые слова:** вентиляция, микроклимат, оттаивание, рекуперация тепла, рециркуляция, утилизация теплоты

**Формат цитирования:** Игнаткин И.Ю., Шевкун Н.А., Архипцев А.В., Кожевникова Н.Г., Скороходов Д.М. Об особенностях организации реверсивного оттаивания в рекуператорах теплоты вытяжного воздуха // *Агроинженерия*. 2022. Т. 24, № 6. С. 15-19. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2022-6-15-19>.


**Благодарности:** *Статья опубликована в ходе выполнения внутриуниверситетского гранта РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева на проведение научно-исследовательских проектов в сфере импортозамещения «Продовольственный суверенитет» рамках реализации программы стратегического академического лидерства «Приоритет-2030».*

© Игнаткин И.Ю., Шевкун Н.А., Архипцев А.В., Кожевникова Н.Г., Скороходов Д.М., 2022



## ORIGINAL PAPER

## ON THE PECULIARITIES OF ORGANIZING REVERSE DEFROSTING IN EXHAUST AIR HEAT RECUPERATORS

**IVAN YU. IGNATKIN** , *DSc (Eng), Associate Professor*ignatkin@rgau-msha.ru ; <https://orcid.org/0000-0003-4867-1973>; Scopus Author ID: 57222543815**NIKOLAY A. SHEVKUN**, *PhD (Ag), Associate Professor*energo-shevkun@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0001-7451-7828>; Scopus Author ID: 57222576008**ALEKSANDR V. ARKHIPTSEV**, *PhD (Eng), Associate Professor*aarchiptsev@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6339-3943>; Scopus Author ID: 57360996100

**NATALYA G. KOZHEVNIKOVA, PhD (Eng), Associate Professor**

enggo-ngk@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3664-9456>

**DMITRIY M. SKOROKHODOV, PhD (Eng), Associate Professor**

d.skorokhodov@rgau-msha.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6315-4184>; Scopus Author ID: 57223623999

Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy; 49, Timiryazevskaya Str., Moscow, 127434, Russian Federation

**Abstract.** Taking into account the prices of energy resources, one of the ways to solve the problem of energy saving is to reduce heating costs by introducing regenerative heat recovery units. These units reduce heat loss and optimize the operation of climate control systems. To develop a control method and design of a recuperative unit providing defrosting of frozen condensate without using a recirculation damper system, the authors propose a design of a recuperative heat recovery unit with reversible defrosting recuperators and the reverse operation of a supply fan. They also consider design parameters of a recirculation opening in an exhaust air duct. The functioning of the proposed system will create a certain aerodynamic drag, which in the “defrosting” mode should not exceed 20...30 Pa. Theoretical calculations of the recirculation opening parameters based on the specified values of aerodynamic drag and the exhaust duct size of 800 × 800 mm show that the opening area should be range between 0.32 and 0.512 sq.m. This corresponds to a height of 400 to 640 mm with a channel width of 800 mm. The results of theoretical research confirmed the efficiency of the unit operation in the regeneration and defrosting modes with recirculation when the recirculation opening sized ranges between 80 and 50% of the area of an exhaust duct, and the resistance to air movement (back pressure) amounts to 10...25.7 Pa. With the selected geometric dimensions of the recirculation opening and the system’s minimum airflow of 20%, a positive air back pressure of 1.0...0.4 Pa is generated.

**Keywords:** ventilation, indoor climate, defrosting, heat recuperation, recirculation, heat recovery

**For citation:** Ignatkin I.Yu., Shevkun N.A., Arkhitektsev A.V., Kozhevnikova N.G., Skorokhodov D.M. On the peculiarities of organizing reverse defrosting in exhaust air heat recuperators. *Agricultural Engineering (Moscow)*, 2022; 24(6): 15-19. (In Rus.). <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2022-6-15-19>.

**Acknowledgments:** The article publication is funded by an intra-university grant of Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy for research projects in the field of import substitution “Food Sovereignty” within the framework of the “Priority 2030” strategic academic leadership program.

**Введение.** В условиях устойчивого роста цен на энергетические носители снижение затрат на отопление производственных помещений возможно с помощью утилизации теплоты вытяжного воздуха рекуперативными теплообменниками, конструкция которых исключает возможность перемешивания чистого уличного воздуха и загрязненного вытяжного. Движение потоков приточного и вытяжного воздуха осуществляется в герметичных каналах, а теплообмен происходит через разделяющую стенку [1-8].

При охлаждении теплообменной стенки ниже температуры точки росы в вытяжном канале теплообменника образуется конденсат, а при понижении температуры поверхности теплообменника ниже 0°C конденсат кристаллизуется, что приводит к обмерзанию вытяжного канала [1, 3, 4, 9].

Исключить обмерзание можно предварительным прогревом уличного воздуха посредством электрических или жидкостных калориферов. Однако с экономической точки зрения данный метод является не совсем эффективным, так как усложняется конструкция и требуются дополнительные эксплуатационные затраты на функционирование системы [1, 2, 6].

Альтернативным решением является применение рекуператоров в циклическом режиме «Рекуперация-оттаивание», когда первоначально происходит обмерзание вытяжного канала, а затем, после остановки аппарата, осуществляется его прогрев помещения теплым воздухом до полного оттаивания. Этот принцип реализуется за счёт выключения приточного вентилятора и применения системы клапанов, организующих подачу вытяжного воздуха в рециркуляционном режиме, то есть теплый вытяжной воздух подается в обмерзший теплообменник, плавит лед и далее направляется обратно в помещение. Особенность схемы не позволяет снизить температуру вытяжного воздуха до уличной, поэтому рециркуляционный воздух сохраняет в себе значительный энергетический потенциал.

Решение проблемы обмерзания вытяжного канала, реализуемое в конструкции электротеплоутилизационной установки,

обеспечивается за счет подмешивания рециркуляционного воздуха к приточному [10]. В приточный воздуховод из рециркуляционного канала подмешивается часть отработанного воздуха (до 30% от общей воздухоподачи). Возможны реверсирование приточного вентилятора и оттаивание вытяжных каналов теплообменника разогретым ТЭНами воздухом помещения.

Ряд французских и немецких компаний [12] предлагают производить разбалансировку производительностей приточной и вытяжной систем рекуперативной установки за счет снижения расхода холодного приточного воздуха. Однако такое решение является неприемлемым в российских условиях. Это обусловлено тем, что зависимость эффективности утилизации теплоты от расхода носит нелинейный характер:

$$\varepsilon = \frac{t_{np} - t_n}{t_n - t_n} \cdot \left( \frac{W_{np}}{W_{выт}} \right)^{0,4}, \quad (1)$$

где  $t_{np}$  – температура приточного воздуха на выходе из рекуператора, °C;  $t_n$  – температура наружного воздуха, °C;  $t_{от}$  – температура в помещении, °C;  $W_{np}$  – производительность рекуператора по притоку, кг/ч;  $W_{выт}$  – производительность рекуператора по вытяжке, кг/ч.

Значительная разбалансировка рекуператора по производительности приточной и вытяжной систем приводит к снижению эффективности, и существенный энергетический потенциал теряется вместе с удаляемым воздухом. Также увеличенный отток воздуха по сравнению с притоком будет приводить к образованию разрежения в производственном помещении, что влечет за собой инфильтрацию, холодные сквозняки и дополнительное снижение энергетической эффективности системы в целом.

Решением проблемы является направление части вытяжного воздуха после теплообмена обратно в помещение через рециркуляционный клапан [11].

Применяемая в рекуператоре система клапанов с приводом и системой управления существенно повышает его стоимость,

а сложность конструкции снижает надежность и требует дополнительных затрат на обслуживание. С учетом того, что в ряде регионов в течение отопительного периода длительность периода стояния отрицательной температуры ниже  $-10^{\circ}\text{C}$  составляет от нескольких суток до нескольких часов, это приводит к увеличению сроков окупаемости системы оттаивания, и в целом – системы утилизации теплоты. По этой причине возникает необходимость разработки системы оттаивания рекуперативных теплообменников, обеспечивающей бесперебойную работу установки в наиболее холодный период года с минимальными затратами на ее создание и эксплуатацию.

**Цель исследований:** разработать метод управления и конструкцию рекуперативной установки, обеспечивающей оттаивание намерзшего конденсата без применения системы рециркуляционных клапанов; обеспечить функционирование системы в режимах «Рекуперация» и «Оттаивание».

**Материалы и методы.** Решение проблемы замерзания конденсата в вытяжном канале теплоутилизационной установки и его последующего оттаивания без применения дополнительного оборудования и усложнения конструкции в целом возможно за счет изменения схемы управления её работой, а именно за счет перевода приточного вентилятора в реверсивный режим работы.

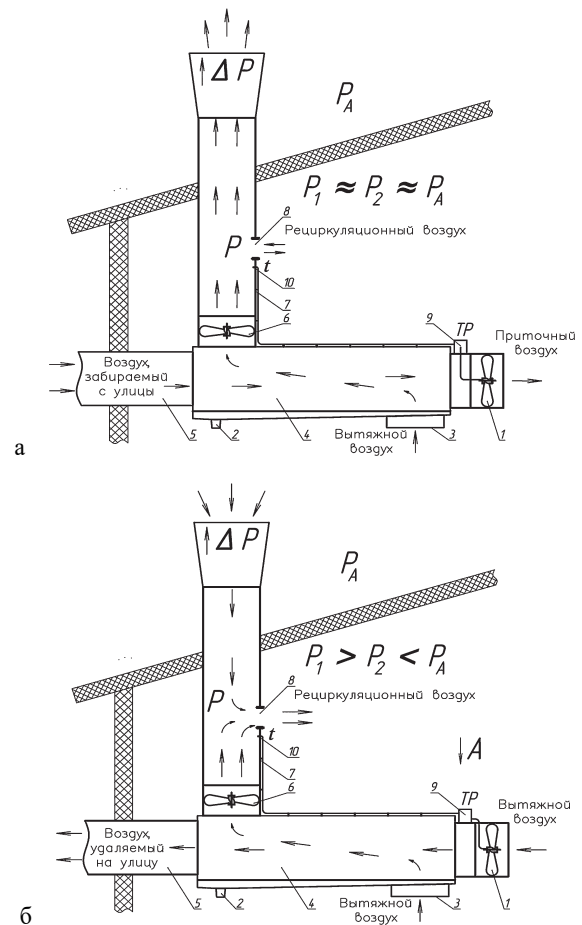
Предполагается, что в реверсивном режиме вентилятор должен подавать теплый воздух в приточный канал, который будет обеспечивать таяние обмерзшего конденсата с последующим восстановлением работоспособности теплоутилизационной установки. Для этого предлагается автоматизированное теплоутилизационное устройство (рис. 1), состоящее из приточного вентилятора 1; конденсатоотводчика 2, размещенного в нижней части корпуса теплообменника для удаления конденсата; вытяжного патрубка 3, установленного вертикально под теплообменником 4; приточного воздуховода 5; вытяжного вентилятора 6, соединенного с выпускным воздуховодом 7; рециркуляционного проема 8; терморегулятора 9 с датчиком температуры 10 вытяжного воздуха после теплообмена, закрепленного на приточном вентиляторе 1.

Работает установка следующим образом. В режиме рекуперации (рис. 1а) производительность вытяжной и приточной систем равна, и в помещении поддерживается давление, близкое к атмосферному ( $P_1 \approx P_A$ ). Вытяжной воздух, побуждаемый вентилятором, преодолевает сопротивление теплообменника, создает подпор воздуха в рециркуляционном проеме и устремляется вверх. Поскольку температура удаляемого воздуха выше наружной, в воздуховоде возникает естественная тяга ( $\Delta P$ ), способствующая преодолению аэродинамического сопротивления.

При необходимости оттаивания (рис. 1б) вытяжной вентилятор 6 продолжает работать, а приточный вентилятор 1 останавливается и включается с обратным вращением (реверсируется). Это обеспечивает одновременную подачу теплого воздуха в приточный и вытяжной каналы теплообменника 4. Сигнал для перевода системы в режим оттаивания подает терморегулятор 9 (ТР) – реле времени с термодатчиком. Порог срабатывания настраивается по температуре вытяжного воздуха после теплообмена ( $t, ^{\circ}\text{C}$ ), уменьшение температуры вытяжного воздуха ниже критического значения  $0...+5^{\circ}\text{C}$  свидетельствует об обмерзании теплообменника 4 и необходимости включения режима оттаивания.

Намерзший конденсат быстро тает, однако баланс приточной и вытяжной систем нарушается. В помещении образуется разрежение ( $P_1 < P_A$ ), для компенсации которого атмосферный воздух устремляется в вытяжной воздуховод 7 снаружи, создавая подпор для отработанного воздуха. Вытяжной воздух, нагнетаемый вентилятором, смешивается с атмосферным и направляется через рециркуляционный проем 8 в помещение. При этом доля поступающего свежего воздуха во многом

определяется сопротивлением (пропускным сечением) рециркуляционного проема: чем оно больше (сечение меньше), тем на большем разрежении стабилизируется система, и наоборот.



**Рис. 1. Схема работы автоматизированного теплоутилизационного устройства**

**в режиме рекуперации (а) и в режиме оттаивания (б):**

- 1 – приточный вентилятор; 2 – конденсатоотводчик;
- 3 – вытяжная трубка; 4 – теплообменник;
- 5 – приточный воздуховод; 6 – вытяжной вентилятор;
- 7 – выпускной воздуховод; 8 – рециркуляционный проем;
- 9 – терморегулятор; 10 – датчик температуры

**Fig. 1. Operating scheme of the automated heat recovery unit in the recovery mode(a) and the defrosting mode(b):**

- 1 – supply fan; 2 – condensate trap; 3 – exhaust pipe;
- 4 – heat exchanger; 5 – supply air duct; 6 – exhaust fan;
- 7 – exhaust air duct; 8 – recirculation opening;
- 9 – thermostat; 10 – temperature sensor

Предполагается, что рециркуляционный проём на выпускном канале теплоутилизационной установки должен иметь площадь проходного сечения на 20...50% меньше площади самого выпускного канала. Границы указанного диапазона обусловлены тем, что при снижении площади сечения рециркуляционного проёма менее 20% от площади поперечного сечения выпускного воздуховода уменьшается аэродинамическое сопротивление выпуска и в зоне рециркуляционного проёма не образуется необходимый подпор выпускного воздуха. В таких условиях под действием естественной тяги и эффекта эжекции часть теплого воздуха помещения будет удаляться на улицу, минуя теплообменник, что снижает эффективность утилизации теплоты системы в целом.

На другой границе диапазона площадей пропускного сечения рециркуляционного проёма (более 50%) значительно увеличивается суммарное аэродинамическое сопротивление

системы, и для его преодоления в режиме оттаивания система стабилизируется при разрежении 20...30 Па и более. Работа системы микроклимата под разрежением более 20 Па приводит к увеличению доли инфильтрации, появлению холодных сквозняков, значительного сопротивления при открывании входных дверей (дополнительно 40...60 Н). Увеличивается доля холодного воздуха в формируемой смеси, что приводит к образованию конденсата (и даже инея) в зоне рециркуляционного проёма.

**Результаты и их обсуждение.** Для теплоутилизационного устройства производительностью 6000 м<sup>3</sup>/ч подходят вентиляторы ВО-8,0 или их аналоги с габаритными размерами 800 × 800 × 550 мм. Размеры выпускного воздуховода в соответствии с размерами вентилятора должны составлять 800 × 800 мм.

Технологично будет рециркуляционный проём выпускного воздуховода изготовить равным по ширине воздуховоду, а изменение площади пропускного сечения обеспечить варьированием высоты. Приняв во внимание размеры выпускного воздуховода 800 × 800 мм, получим его площадь, равную 0,64 м<sup>2</sup>. Из указанных ранее предложений варьирования проходного сечения рециркуляционного проёма в пределах от 20 до 50% следует, что 20% будет соответствовать площади 0,512 м<sup>2</sup> с размерами проема 800 × 640 мм, а 50% – площадь 0,32 м<sup>2</sup> с размерами 800 × 400 мм.

С энергетической точки зрения для обеспечения функционирования системы в режимах «Рекуперация» и «Оттаивание» проём должен создавать подпор (аэродинамическое сопротивление), обеспечивающий удаление вытяжного воздуха наружу в режиме рекуперации, не превышающее 20...30 Па в режиме оттаивания. Возникает необходимость теоретического подтверждения удаления вытяжного воздуха через рециркуляционный проём с заданными геометрическими размерами. В этих

целях согласно схеме установки, представленной на рисунке 1, необходимо определить потери давления на участке выпускного воздуховода от вентилятора до выхода. Для этого участка характерны потери по длине и потери на местных сопротивлениях (выход из вентилятора, проём, выход).

Суммарное аэродинамическое сопротивление может быть определено по формуле:

$$\Delta p_{\text{вып}} = 0,1266 \text{Re}^{-0,167} \frac{L}{D_{\text{тр}}} v_1^2 + \xi_{\text{вых1}} \frac{\rho v_1^2}{2} + \xi_{\text{пр}} \frac{\rho_{\text{вн}} v_2^2}{2} + \xi_{\text{вых2}} \frac{\rho v_2^2}{2} - \Delta p_{\text{ест}},$$

где  $\xi_{\text{вых1}}, \xi_{\text{вых2}}$  – коэффициенты местных сопротивлений выхода закрытой и свободной затопленной струи (0,5 и 1);  $\xi_{\text{пр}}$  – коэффициент местного сопротивления проема;  $v_1, v_2$  – скорость движения воздуха до проёма и после него, м/с;  $\Delta p_{\text{ест}}$  – естественная тяга, Па (1...4 Па в зависимости от температуры наружного воздуха).

В зависимости от расхода вытяжного и температуры наружного воздуха суммарное сопротивление за вычетом естественной тяги составляет 1...5 Па.

Подпор со стороны рециркуляционного проёма можно вычислить по формуле:

$$\Delta p_{\text{пр}} = \xi_{\text{пов}} \frac{\rho v_1^2}{2} + \xi_{\text{пр}} \frac{\rho_{\text{вн}} v_3^2}{2},$$

где  $\xi_{\text{пов}}, \xi_{\text{пр}}$  – коэффициенты местных сопротивлений поворота и выхода свободной затопленной струи (0,5 и 1);  $v_1, v_3$  – скорость движения воздуха в воздуховоде и выходящей струе, м/с.

Сопротивление потока изменяется в зависимости от размеров проёма шириной  $b = 800$  мм, высотой  $h = 400...640$  мм и расхода воздуха, который может варьироваться от 0 до 100% от максимальной производительности установки 6000 м<sup>3</sup>/ч. Результаты расчетов приведены в таблице.

Таблица

Сопротивление рециркуляционного проёма шириной 0,8 м и высотой  $h$ , м в зависимости и расхода воздуха,  $\Delta p_{\text{пр}}$ , Па

Table

Resistance of the recirculation opening with a width of 0.8 m and a height  $h$ , m depending on the air flow,  $\Delta p_{\text{пр}}$ , Pa

Расход воздуха от максимальной производительности, % <i>Air consumption at maximum performance, %</i>	Высота проёма $h$ , м / Opening height $h$ , m					
	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,64
100	25,7	20,3	16,5	13,6	11,4	10,0
90	20,8	16,5	13,3	11,0	9,3	8,1
80	16,5	13,0	10,5	8,7	7,3	6,4
70	12,6	10,0	8,1	6,7	5,6	4,9
60	9,3	7,3	5,9	4,9	4,1	3,6
50	6,4	5,1	4,1	3,4	2,9	2,5
40	4,1	3,2	2,6	2,2	1,8	1,6
30	2,3	1,8	1,5	1,2	1,0	0,9
20	1,0	0,8	0,7	0,5	0,5	0,4
10	0,3	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1

На основании данных таблицы построена поверхность распределения потерь давления на сопротивление рециркуляционного проёма в зависимости от высоты проёма и варьирования расхода воздуха от 0 до 100% (рис. 2).

Полученные расчеты подтверждают, что при площади рециркуляционного проёма, соответствующего 20...50% площади выпускного воздуховода, сопротивление движению воздуха (подпор) не превышает 30 Па. Создание положительного подпора не менее 1,0...0,4 Па, обеспечивающего удаление вытяжного воздуха через рециркуляционный проём, начинается при производительности установки, равной 20% от максимальной.

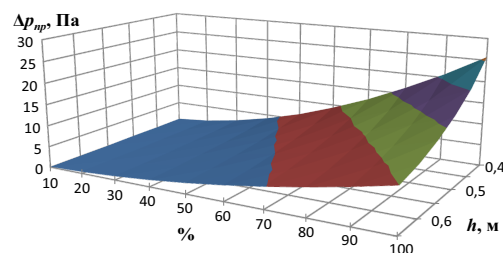


Рис. 2. Поверхность распределения потерь давления на сопротивление рециркуляционного проёма  
Fig. 2. Surface of the distribution of pressure losses on the resistance of the recirculation opening

## Выводы

1. Разработанный метод управления и конструкция рекуперативной установки обеспечивают оттаивание намерзшего конденсата без применения системы рециркуляционных клапанов.

2. Теоретически подтверждена эффективность функционирования установки в режимах рекуперации и оттаивания

## Список использованных источников

1. Мишуров Н.П., Кузьмина Т.Н. Энергосберегающее оборудование для обеспечения микроклимата в животноводческих помещениях. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2004. 93 с. EDN: OUETUZ.
2. Тихомиров Д.А. Методика теплоэнергетического расчета энергосберегающей вентиляционно-отопительной установки для животноводческих ферм // Альтернативная энергетика и экология: Международный научный журнал. 2013. № 2 (119). С. 125-131. EDN: PXCYUF.
3. Шацкий В.П., Гулевский В.А., Спирина Н.Г. Применение теплообменников (рекуператоров) для нормализации микроклимата животноводческих помещений // Известия высших учебных заведений. Строительство. 2013. № 9 (657). С. 64-68. EDN: QCHMII.
4. Игнаткин И.Ю., Бондарев А.М., Курячий М.Г., Путан А.А., Архипцев А.В. Опыт внедрения системы рекуперации тепла вентиляционного воздуха в систему поддержания микроклимата в свинарнике ООО «Фирма Мортадель» // Инновации в сельском хозяйстве. 2014. № 4 (9). С. 256-261. EDN: ТАОПТ.
5. Расстригин В.Н., Тихомиров А.В., Тихомиров Д.А., Першин А.Ф. Система микроклимата с теплоутилизатором и озонатором воздуха // Техника в сельском хозяйстве. 2005. № 4. С. 7-10. EDN: ZMRZJB.
6. Тихомиров Д.А. Вентиляционно-отопительная установка модульного типа // Сельский механизатор. 2012. № 9. С. 32-33. EDN: PDEEGH.
7. Шацкий В.П., Гулевский В.А. О некоторых аспектах моделирования работы пластинчатых теплообменников // Известия высших учебных заведений. Строительство. 2011. № 12 (636). С. 84-90.
8. Игнаткин И.Ю. Оценка эффективности рекуперации теплоты в свинарнике-откормочнике ООО «Фирма Мортадель» // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ имени В.П. Горячкина. 2016. № 1 (71). С. 14-20. EDN: VNXXNH.
9. Шацкий В.П., Гулевский В.А. Моделирование теплообмена в пластинчатых теплообменниках // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2012. № 2 (33). С. 140-143. EDN: RWLXIX.
10. Электротеплоутилизационная установка: RU2296463 C1 № 2005134261/12 / В.Н. Расстригин, Д.А. Тихомиров, А.В. Сычков; заявл. 08.11.2005; опубл. 10.04.2007, Бюл. № 10. EDN: FECBAU.
11. Игнаткин И.Ю. Теплоутилизационная установка с адаптивной рециркуляцией // Вестник НГИЭИ. 2016. № 10 (65). С. 102-110. EDN: WXVXRN.
12. Кирсанов В.В., Игнаткин И.Ю. Энергосбережение при обеспечении микроклимата в свиноводстве. М., 2020. 178 с.

## Критерии авторства

Игнаткин И.Ю., Шевкун Н.А., Архипцев А.В., Кожевникова Н.Г., Скороходов Д.М. выполнили теоретические исследования, на основании полученных результатов подготовили рукопись. Игнаткин И.Ю., Шевкун Н.А., Архипцев А.В., Кожевникова Н.Г., Скороходов Д.М. имеют на статью авторские права и несут ответственность за плагиат.

## Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила в редакцию 30.08.2022

Одобрена после рецензирования 11.10.2022

Принята к публикации 25.10.2022

с рециркуляцией при размерах рециркуляционного проёма в диапазоне 80...50% от площади вытяжного воздуховода, при котором сопротивление движению воздуха (подпор) составляет 10...25,7 Па.

3. Положительный подпор не менее 1,0...0,4 Па, обеспечивающий удаление вытяжного воздуха на улицу, достигается при расходе воздуха через рециркуляционный проём, равном 20% и более от максимальной производительности.

## References

1. Mishurov N.P., Kuz'mina T.N. Energy-saving equipment for providing a microclimate in livestock buildings. Moscow, Rosinformagrotekh, 2004. 96 p. (In Rus.)
2. Tikhomirov D.A. Method of heat and power analysis of a energy-saving ventilation and heating installation for livestock farms. *Alternativnaya energetika i ekologiya*. 2013; 2 (119): 125-131. (In Rus.)
3. Shatskiy V.P., Gulevskiy V.A., Spirina N.G. Use of heat exchangers (recuperators) to normalize the microclimate of livestock buildings. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Stroitel'stvo*. 2013; 9: 64-68. (In Rus.)
4. Ignatkin I.Yu., Bondarev A.M., Kuryachiy M.G., Putan A.A., Arhptsev A.V. Experience of implementing a ventilation air heat recovery system in a climate control system used in a pigsty of LLC "Firma "Mortadel". *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. 2014; 4: 256-261. (In Rus.)
5. Rasstrigin V.N., Tikhomirov A.V., Tikhomirov D.A., Pershin A.F. Climate control system with a heat exchanger and an air ozonator. *Tekhnika v sel'skom khozyaystve*. 2005; 4: 7-10. (In Rus.)
6. Tikhomirov D.A. Ventilation and heating unit of a modular type. *Selskiy mekhanizator*. 2012; 9: 32-33 (In Rus.)
7. Shatskiy V.P., Gulevskiy V.A. On some aspects of modeling the operation of plate-type heat exchangers. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Stroitel'stvo*. 2011; 12: 84-90. (In Rus.)
8. Ignatkin I.Yu. Evaluation of the efficiency of heat recovery in the fattening pigsty of "Firma Mortadel" LLC. *Vestnik of Moscow Goryachkin Agroengineering University*. 2016; 1 (71): 14-20. (In Rus.)
9. Shatskiy V.P., Gulevskiy V.A. Modeling heat transfer in plate-type heat exchangers. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2012; 2(33): 140-143. (In Rus.)
10. Rasstrigin V.N., Tikhomirov D.A., Sychkov A.V. Electric heat recovery unit: patent RU2296463 C1 No. 2005134261/12, 2007.
11. Ignatkin I.Yu. Heat recovery unit with adaptive recirculation. *Vestnik NGIEI*. 2016; 10 (65): 102-110. (In Rus.)
12. Kirsanov V.V., Ignatkin I.Yu. Energy saving while providing the required climate conditions in pig breeding. Moscow, 2020. 178 p. (In Rus.)

## Contribution

I.Yu. Ignatkin, N.A. Shevkun, A.V. Arkhptsev, N.G. Kozhevnikova and D.M. Skorokhodov performed theoretical studies and, based on the results obtained wrote the manuscript. I.Yu. Ignatkin, N.A. Shevkun, A.V. Arkhptsev, N.G. Kozhevnikova and D.M. Skorokhodov have equal author's rights and bear equal responsibility for plagiarism.

## Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this paper.

The article was received 30.08.2022

Approved after reviewing 11.10.2022

Accepted for publication 25.10.2022