University», 450001, Ufa, 50-letiya Oktiabrya St., 34, phone: +7 (347) 228-28-77, e-mail: george.bazekin@rambler.ru.

3. **Ansar Sharipov**, Candidate of Veterinary Sciences, veterinary doctor, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», 450001, Ufa, 50-letiya Oktiabrya St., 34, phone: +7 (347) 228-28-77, e-mail: ansar_sharipov@mail.ru.

Our study aims to study the functional morphology of the corpus luteum (CL) of the ovaries of cows during the ordinary course of the sexual cycle, pregnancy, ovarian dysfunctions, and after the introduction of a synthetic analog of prostaglandin PGF2 α . The reproductive organs were examined. Also, histological and histochemical studies of the ovaries were carried out after the cows' slaughter. For the intravital study of the effect of the synthetic analog of prostaglandin F2 α on the corpus luteum, we used the ovarian biopsy method developed by us. Morphological criteria for differentiating the ovarian cycle stages after slaughter or for ultrasound examination of the ovaries are proposed. Based on the CL structure study, their hormonal activity (the concentration of progesterone in the blood serum),

we differentiated two types of persistent corpus luteum, leading to the absence of sexual desire: actively secreting progesterone and hypofunctional. The latter also inhibit the growth of ovarian follicles and their ovulation, and for the final involution of these formations, repeated administration of prostaglandin F2 α is required after 11–12 days. For the treatment of hormonally active persistent CL, a single injection of prostaglandin F2 α at a dose of 500 μ g is sufficient. In the case of ovarian hypofunction, many atretic luteinized structures were found, which reduce the endocrine and generative functions of the ovarian glands. It explains the ineffectiveness of using only one gonadotropic drug at the later stages of this pathology development.

© Сковородин Е.Н., Базекин Г.В., Шарипов А.Р.

УДК 631.22:628.8

DOI: 10.31563/1684-7628-2020-56-4-106-112

В.М. Мартынов, А.П. Козловцев, Р.А. Хамматов

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА ЖИВОТНОВОДЧЕСКОГО ПОМЕЩЕНИЯ

Ключевые слова: воздух; температура; теплота; вентиляция; отопление.

Введение. Эффективная работа системы обеспечения микроклимата (СОМ) в животноводческом помещении в течение календарного года возможна благодаря правильному подбору и комплектованию оборудования. Для этого требуется правильно рассчитать СОМ для разных периодов года.

В случае круглогодичного содержания животных в помещении для поддержания баланса по газу, влаге и теплу требуется разнообразное оборудование СОМ. Это и вентиляторы, и отопительные приборы (инфракрасные излучатели, газовые инфракрасные обогреватели, обогреваемые полы, калориферы, теплогенераторы, тепловентиляторы и др.), и утилизаторы тепла, и рециркуляционные и осушительные установки, и конденционеры, и увлажнители воздуха и др. В зависимости от конструктивных особенностей СОМ имеются разные методики её расчета [1, 2]. В основном эти методики предназначены для расчета традиционной системы вентиляции и отопления без рециркуляции воздуха, его охлаждения, осушки, увлажнения и утилизации. Не-

которые методики предназначены для расчета СОМ в помещениях определенного вида животных [3, 4], причем также с неполным комплектом возможного оборудования. Разработана специальная методика расчета системы вентиляции с утилизацией теплоты удаляемого воздуха [5]. Но до сих пор не разработана и не принята в качестве стандарта единая сформировавшаяся и общая методика расчета СОМ разных животноводческих помещений с разной комплектацией оборудования.

Цель работы – разработать универсальную методику СОМ с осушкой, рециркуляцией, нагревом, охлаждением воздуха и утилизацией теплоты.

Материалы и методы исследования. Поставленная цель решалась с помощью теоретических методов исследования.

Результаты исследования. Исходим из того, что энергосберегающая СОМ животноводческого помещения способна поддерживать заданные (оптимальные) параметры воздушной среды во все периоды года благодаря общеобме-

нной приточно-вытяжной вентиляции с подготовкой приточного наружного воздуха в приточно-рециркуляционной установке (ПРУ). Дальнейший расчет в большей степени ориентирован на зиму и переходные периоды года, хотя его можно обобщить и для летнего периода содержания животных в помещении. Входящие в состав ПРУ вентиляторы, калориферы и поверхностные рекуперативные теплообменные аппараты позволяют нагреть приточный воздух за счет утилизации теплоты с осушкой удаляемого

воздуха, осуществить рециркуляцию воздуха, а в случае необходимости и нагреть приточный воздух в калорифере (рисунок 1). Также СОМ может содержать дополнительно локальные обогреватели или иные отопительные приборы, увлажнители воздуха и кондиционеры. При этом необходимо, чтобы в животноводческом помещении обеспечивалось сохранение массы воздуха, вредных газов и влаги, а также тепловой энергии. Для этого запишем следующие законы сохранения массы и энергии.

Рисунок 1

Схема к расчету материально-теплового баланса помещения

1. Уравнение материального баланса помещения по сухому воздуху

$$G_n = G_y, \quad (1)$$

где G_n , G_y – массовый расход сухой части воздуха соответственно наружного на притоке и удаляемого из помещения (вытяжного), кг/с.

2. Уравнения материального баланса по сухому воздуху для ПРУ:

– в целом для установки

$$G_n + G_{вн} = G_n + G_y, \quad (2)$$

где $G_{вн}$, G_n – массовый расход сухой части воздуха соответственно поступающего в ПРУ из помещения и приточного после обработки в ПРУ, кг/с;

– для удаляемого воздуха

$$G_{вн} = G_y + G_p, \quad (3)$$

где G_p – массовый расход сухой части рециркуляционного воздуха, кг/с;

– для приточного воздуха

$$G_n = G_n + G_p. \quad (4)$$

3. Уравнение материального баланса по газонам помещения

$$G_n z_n / \rho_n + Z_\Sigma = G_y z_y / \rho_y, \quad (5)$$

где z_n , z_y – концентрация вредных газов (углекислого газа, аммиака, сероводорода) в воздухе соответственно снаружи и внутри помещения,

л/м³, мг/м³; ρ_n , ρ_y – плотность сухого воздуха соответственно снаружи и внутри помещения, кг с. в./м³; Z_Σ – суммарные выделения вредных газов в помещении, л/с, мг/с.

4. Уравнение материального баланса помещения по влаге

$$G_n d_n + D_{\Sigma вл} = G_y d_y + D_{ос}, \quad (6)$$

где d_n , d_y – влагосодержание воздуха соответственно снаружи и внутри помещения, кг/кг с. в.; $D_{\Sigma вл}$ – суммарные выделения влаги в помещении, кг/с; $D_{ос}$ – производительность механического осушителя для рециркулируемой части воздуха, проходящего через ПРУ, кг/с.

5. Уравнение материального баланса ПРУ по влаге

– для приточного воздуха

$$G_n d_n = G_n d_n + G_p d_{вн}. \quad (7)$$

– для удаляемого воздуха

$$D_{ос} = G_y (d_{вн} - d_y), \quad (8)$$

где d_y – влагосодержание удаляемого из помещения воздуха, кг/кг с. в.

Поскольку воздух является носителем определенного количества энергии, из уравнений (1)–(5) с учетом имеющихся потерь и поступлений теплоты вытекают следующие уравнения теплового баланса.

6. Уравнение теплового баланса помещения по полной теплоте

$$Q_{\pi} + Q_{\text{рад}} + Q_{\text{ж}} + Q_{\text{л}} = Q_{\text{вн}} + Q_{\text{отр}} + Q_{\text{конд}}, \quad (9)$$

где Q_{π} – поток теплоты, вводимый с приточной вентиляцией после подготовки в ПРУ, Вт; $Q_{\text{рад}}$ – теплопоступления от солнечной радиации, Вт; $Q_{\text{ж}}$ – выделения общей теплоты животными, Вт; $Q_{\text{л}}$ – поток теплоты от локальных обогревателей и других отопительных приборов, не нагревающих приточный воздух, Вт; $Q_{\text{вн}}$ – поток теплоты, поступающий из помещения в ПРУ, Вт; $Q_{\text{отр}}$ – потери тепла через ограждающие конструкции, Вт; $Q_{\text{конд}}$ – теплота отводимого конденсата в количестве $D_{\text{ос}}$, Вт.

Естественно, что в зимний период при наружной температуре воздуха $t_n < 10^\circ\text{C}$ считают $Q_{\text{рад}} = 0$. Заметим также, что величина $Q_{\text{конд}}$ в сравнении с другими слагаемыми уравнения (9) пренебрежимо мала (при температуре конденсата 10°C и $D_{\text{ос}} = 10$ кг/ч не превышает 120 Вт, а в случае переохлаждения конденсата становится ещё ниже). Поэтому в дальнейших расчетах величину $Q_{\text{конд}}$ не учитываем.

7. Уравнения теплового баланса ПРУ:

– в целом для установки

$$Q_{\text{вн}} + Q_{\text{н}} + Q_{\text{от}} = Q_{\pi} + Q_{\text{у}}, \quad (10)$$

где Q_{π} – поток теплоты, вводимый в помещение с наружным воздухом, Вт; $Q_{\text{от}}$ – мощность системы воздушного отопления, совмещенного с приточной вентиляцией, Вт; $Q_{\text{у}}$ – поток теплоты, удаляемый из помещения с вытяжным воздухом, Вт.

– для удаляемого воздуха

$$Q_{\text{вн}} = Q_{\text{у}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{ут}}, \quad (11)$$

где $Q_{\text{р}}$ – поток теплоты рециркуляционного воздуха, Вт; $Q_{\text{ут}}$ – мощность утилизации тепла, Вт.

– для приточного воздуха

$$Q_{\pi} = Q_{\text{н}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{от}} + Q_{\text{ут}}. \quad (12)$$

Мощность $Q_{\text{от}}$ для холодного периода года определяется со знаком плюс, а для жаркого периода – со знаком минус.

На основании уравнений (1)–(12) произведем следующие расчеты.

1. Расчет потребного воздухообмена.

Поскольку в силу (1) $G_{\text{н}} = G_{\text{у}}$, то в дальнейшем, когда это не принципиально, вместо $G_{\text{н}}$ и $G_{\text{у}}$ будем использовать обозначение воздухообмена G . Заметим также, что с учетом (1), (3) и (4)

$$G_{\pi} = G_{\text{вн}}. \quad (13)$$

$$p_{\text{нв}} = 613,08 \exp \left[\frac{(19,842 - 2,352z)t}{255,028 - 14,636z + t + 0,00015t^2} \right], \quad z = \text{sign}(t). \quad (19)$$

Абсолютная погрешность формулы (19) для t от -50 до $+100^\circ\text{C}$ не превышает 1,45 Па, а относительная – менее 0,046 % [9, 10].

Из уравнения (5) определяется потребный воздухообмен для удаления вредных газов

$$G = Z_{\Sigma} / (z_{\text{вн}} / \rho_{\text{вн}} - z_{\text{н}} / \rho_{\text{н}}), \quad (14)$$

а из уравнения (6) – воздухообмен для удаления избытков влаги

$$G = (D_{\Sigma\text{вл}} - D_{\text{ос}}) / (d_{\text{вн}} - d_{\text{н}}). \quad (15)$$

Расчет выделений вредностей от одной группы животных ведут по следующим формулам [3]:

$$Z = n_{\text{ж}} Z_{\text{CO}_2} K_{\text{CO}_2}; D_{\text{вл}} = n_{\text{ж}} D_{\text{H}_2\text{O}} K_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (16)$$

где $n_{\text{ж}}$ – количество животных в группе; Z_{CO_2} , $D_{\text{H}_2\text{O}}$ – выделения одним животным данной группы углекислого газа, л/с и водяных паров, кг/с; K_{CO_2} , $K_{\text{H}_2\text{O}}$ – поправочные коэффициенты на выделения углекислого газа и водяных паров в зависимости от температуры окружающей среды.

Суммарные выделения вредных газов в помещении Z_{Σ} помимо Z могут включать выделения, например, углекислого газа газовыми горелками. Суммарные выделения влаги в помещении $D_{\Sigma\text{вл}}$ складываются из $D_{\text{вл}}$ и влаги $D_{\text{и}}$, испаряющейся со смоченной и открытой водной поверхности.

Аналитические зависимости для расчета норм выделений углекислого газа и водяных паров лактирующими коровами в зависимости от их массы и уровня лактации приведены в [6]. Там же приведены формулы для расчета поправочных коэффициентов K_{CO_2} и $K_{\text{H}_2\text{O}}$.

В соответствии с [7] для коровника предельно допустимая концентрация (ПДК) CO_2 $z_{\text{вн}} = 2,5$ л/м³, а руководствуясь [3], при правильной застройке фермы или комплекса $z_{\text{н}} = 0,3$ л/м³. Используя уравнение Клапейрона [8], плотность сухого воздуха в зависимости от атмосферного давления $P_{\text{а}}$ в Па и температуры T в градусах К

$$\rho = P_{\text{а}} / (287,06T). \quad (17)$$

Влагосодержание воздуха [8, 9]

$$d = 0,622 \varphi \cdot p_{\text{нв}} / (P_{\text{а}} - \varphi \cdot p_{\text{нв}}), \quad (18)$$

где $p_{\text{нв}}$ – парциальное давление насыщенного водяного пара в воздухе, Па; φ – относительная влажность воздуха в долях.

Давление насыщенного водяного пара в воздухе над поверхностью льда (для отрицательных температур t) и чистой воды (для положительных температур t) при атмосферном давлении $P_{\text{а}} = 0,1$ МПа рассчитывают по формуле [9, 10]

Воздухообмен, рассчитанный по содержанию углекислого газа, в большинстве случаев не обеспечивает удаление образующихся в поме-

щении водяных паров. Поэтому дальнейший расчет ведут по наибольшему из полученных воздухообменов G , т. е. обычно рассчитанному по влаге. Тогда фактическая концентрация газа в помещении будет ниже ПДК и составит для принятого воздухообмена G

$$z_{\text{вн}} = \rho_{\text{вн}} (Z / G + z_{\text{н}} / \rho_{\text{н}}). \quad (20)$$

В противном случае, когда за расчетный принят воздухообмен G , не равный воздухообмену, рассчитанному по влаге, следует пересчитать:

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} + (D_{\text{вл}} - D_{\text{ос}}) / G; \quad (21)$$

$$\varphi_{\text{вн}} = \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{вн}} + 0,622} \times \frac{P_a}{p_{\text{нв.вн}}}, \quad (22)$$

где $p_{\text{нв.вн}}$ – парциальное давление насыщенного водяного пара в воздухе коровника в Па, которое рассчитывают по формуле (19) при температуре t , равной температуре внутри коровника $t_{\text{вн}}$.

Для зимнего периода при перерасчете по формулам (21) и (22) принимаем неизменную расчетную температуру внутри коровника $t_{\text{вн}} = 10^\circ\text{C}$ [7].

2. Расчет мощности системы отопления.

Входящие в уравнение (9) теплового баланса слагаемые

$$Q_{\text{рад}} + Q_{\text{ж}} + Q_{\text{л}} - Q_{\text{огр}} = Q_{\text{изб}} \quad (23)$$

представляют собой избыток полной теплоты, который ассимилируется посредством СОМ заменой $Q_{\text{вн}}$ на $Q_{\text{н}}$

$$Q_{\text{вн}} - Q_{\text{п}} = Q_{\text{изб}}. \quad (24)$$

Расчет тепловых потоков $Q_{\text{н}}$, $Q_{\text{у}}$, $Q_{\text{п}}$, $Q_{\text{вн}}$, $Q_{\text{р}}$ ведут по идентичным формулам:

$$Q_{\text{н}} = G i_{\text{н}}; \quad Q_{\text{у}} = G i_{\text{у}}; \quad Q_{\text{п}} = G_{\text{п}} i_{\text{п}}; \quad (25)$$

$$Q_{\text{вн}} = G_{\text{вн}} i_{\text{вн}}; \quad Q_{\text{р}} = G_{\text{р}} i_{\text{вн}},$$

где $i_{\text{н}}$, $i_{\text{у}}$, $i_{\text{п}}$, $i_{\text{вн}}$ – энтальпия воздуха соответственно наружного, удаляемого из помещения, приточного после обработки в ПРУ и внутреннего, Дж/кг с. в.

Энтальпию влажного воздуха в Дж/кг с. в. в зависимости от его температуры t и влагосодержания d определим по формуле [11]

$$i = (1006 + 1805d) \cdot t + 2,501 \cdot 10^6 d. \quad (26)$$

Разность потоков теплоты удаляемого из помещения воздуха $G i_{\text{вн}}$ и вводимого в помещение снаружи $Q_{\text{н}}$ представляет собой поток теплоты, теряемый с вентиляцией при замене внутреннего воздуха на наружный

$$Q_{\text{вент}} = G(i_{\text{вн}} - i_{\text{н}}). \quad (27)$$

Если для поддержания теплового баланса в зимний период требуется система отопления ($Q_{\text{рад}} = 0$), то её мощность из (9) с учетом (11), (12) и (25)

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{огр}} + G(i_{\text{у}} - i_{\text{н}}) - Q_{\text{ж}} - Q_{\text{л}}. \quad (28)$$

В случае отсутствия утилизатора тепла $i_{\text{у}} = i_{\text{вн}}$ и

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{вент}} - Q_{\text{ж}} - Q_{\text{л}}. \quad (29)$$

При наличии же утилизатора тепла

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{вент}} - Q_{\text{ж}} - Q_{\text{л}} - Q_{\text{ут}}. \quad (30)$$

С учетом (23) получим

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{вент}} - Q_{\text{изб}} - Q_{\text{ут}}. \quad (31)$$

При совмещении системы воздушного отопления с системой приточной вентиляции суммарная мощность

$$Q_{\text{нагр}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{ут}} = Q_{\text{вент}} - Q_{\text{изб}} \quad (32)$$

затрачивается на нагрев приточного воздуха. Источниками этой мощности являются утилизатор тепла и любой нагревательный прибор, например, калорифер. Если в помещении рециркуляция воздуха отсутствует ($G_{\text{р}} = 0$, $G_{\text{н}} = G$), энтальпия приточного воздуха определяется из (12) с учетом (25) и (32) как

$$i_{\text{п}} = i_{\text{н}} + Q_{\text{нагр}} / G. \quad (33)$$

С другой стороны, из (24) с учетом (13) при отсутствии рециркуляции воздуха

$$i_{\text{п}} = i_{\text{вн}} - Q_{\text{изб}} / G. \quad (34)$$

Поскольку при нагреве приточного воздуха его влагосодержание остается неизменным ($d_{\text{н}} = d_{\text{п}}$), из (26) определяется температура

$$t_{\text{п}} = (i_{\text{п}} - 2,501 \cdot 10^6 d_{\text{н}}) / (1006 + 1805 d_{\text{н}}). \quad (35)$$

Если приточный воздух подается без подогрева, охлаждения или смешивания с рециркуляционным воздухом, то

$$t_{\text{п}} = t_{\text{н}}; \quad i_{\text{п}} = i_{\text{н}}. \quad (36)$$

Выделения общей теплоты одной группой животных [3]

$$Q_{\text{жс}} = n_{\text{жс}} q_{\text{жс}} K_Q, \quad (37)$$

где $q_{\text{жс}}$ – общие тепловыделения одного животного с учетом тепла, выделяемого с водяными парами, Вт; K_Q – поправочный коэффициент, учитывающий влияние температуры воздуха в помещении на тепловыделения животного. Его значение вычисляем по [6].

Теплопотери через ограждающие конструкции определяем на основании значений сопротивлений теплопередаче стен, покрытия (чердачного перекрытия), пола, окон, дверей и ворот и соответствующих им площадей по известной методике [12].

3. Расчет мощности утилизации тепла.

Нагрев приточного воздуха в утилизаторе тепла может быть достигнут не только в результате теплообмена с теплым удаляемым воздухом, но и за счет теплоты фазового превращения, когда теплый и влажный удаляемый воздух конденсируется на стенках рекуперативного теплообменника.

Из теплового баланса утилизатора тепла

$$Q_{yt} = G(i_{\text{вн}} - i_y) \quad (38)$$

В формуле (38) неизвестной величиной является i_y . Для определения Q_{yt} , как и для D_{oc} , требуются специальные теоретические и экспериментальные исследования конкретной конструкции утилизатора тепла.

Если исходить только из условия незамерзания конденсата, образующегося на теплообменной поверхности утилизатора тепла, для холодных периодов года можно принять температуру уходящего воздуха $t_y = 0^\circ\text{C}$, которой соответствует на линии насыщения энтальпия $i_y = 9600$ Дж/кг с. в. Этой точке в формуле (8) соответствует $d_y = 0,00384$ кг/кг с. в.

4. *Расчет расхода рециркуляционного воздуха.*

Для того, чтобы приблизить температуру приточного воздуха t_n к температуре помещения и исключить обдув животных холодными струями воздуха, применяют рециркуляцию воздуха внутри помещения. Поток теплоты от рециркуляционного воздуха

$$Q_p = G_p i_{\text{вн}} \quad (39)$$

Расход рециркуляционного воздуха G_p принимается из условия, во-первых, обеспечения нужной температуры t_n вводимого в помещение воздуха, а во-вторых, предотвращения замерзания конденсата на поверхности теплообмена утилизатора тепла.

Если задаться необходимой температурой приточного воздуха t_n , то по формуле (26) вычисляется значение i_n , а из (12) с учетом (25) и (32) определяется

$$Q_{\text{нагр}} = (G + G_p) \cdot i_n - G i_n - G_p i_{\text{вн}}, \quad (40)$$

откуда производительность рециркуляционной системы

$$G_p = [G(i_n - i_n) - Q_{\text{нагр}}] / (i_{\text{вн}} - i_n) \quad (41)$$

В дальнейшем будем исходить из того, что в соответствии с [13] приток G_n обеспечивается всасыванием воздуха осевыми вентиляторами постоянной производительности, т. е.

$$G_n = G_n + G_p = \text{const}, \quad (42)$$

поэтому увеличение подачи G (G_n и G_y) приводит к снижению G_p и наоборот.

Если, например, задаться

$$G_n = 3G_{\text{min}}, \quad (43)$$

где G_{min} – минимальный воздухообмен, рассчитанный для холодного периода года, что соответствует из (42) максимальному массовому расходу сухой части рециркуляционного воздуха

$$G_{p\text{max}} = 2G_{\text{min}}, \quad (44)$$

то из (40) можно определить при $G = G_{\text{min}}$

$$i_n = [Q_{\text{нагр}} + G i_n + (G_n - G) i_{\text{вн}}] / G_n. \quad (45)$$

Как показывают расчеты, условие (43) вполне обоснованно, поскольку практически обеспечивает потребный воздухообмен в коровнике для теплого периода года, но уже без рециркуляции воздуха.

Из уравнения материального баланса (7) с учетом (4) получаем

$$d_n = [G d_n + (G_n - G) d_{\text{вн}}] / G_n. \quad (46)$$

Тогда для приточного воздуха, аналогично (35), получаем температуру

$$t_n = (i_n - 2,501 \cdot 10^6 d_n) / (1006 + 1805 d_n) \quad (47)$$

и, аналогично (22), относительную влажность

$$\varphi_n = \frac{d_n}{d_n + 0,622} \times \frac{P_a}{P_{\text{нв.н}}}, \quad (48)$$

где $p_{\text{нв.н}}$ вычисляется по формуле (19) при $t = t_n$.

При использовании наружного воздуха в качестве приточного, а также при его обработке в поверхностных теплообменниках для нагрева или охлаждения без конденсации водяного пара справедливо равенство

$$d_n = d_n. \quad (49)$$

Приведенные формулы применимы для расчета системы обеспечения микроклимата животноводческого помещения и положены в основу разработанной компьютерной программы для расчета вентиляции и отопления животноводческого помещения.

Вывод. Предложенная методика расчета СОМ животноводческого помещения основана на законах сохранения массы и энергии и применима для расчета универсальных систем кондиционирования воздуха с применением его рециркуляции, осушки, увлажнения, нагрева, охлаждения и утилизации теплоты.

Библиографический список

1. Рекомендации по расчету, проектированию и применению систем электротеплоснабжения животноводческих ферм и комплексов [Текст]. М.: МСХ СССР, 1983. 40 с.
2. Руководство по расчету и проектированию систем обеспечения микроклимата при

строительстве новых и реконструкции действующих животноводческих зданий [Текст]. М.: Госагропром СССР, 1989. 196 с.

3. РД-АПК 3.10.01.09-08. Методические рекомендации по расчету и проектированию средств обеспечения микроклимата на фермах

по откорму крупного рогатого скота [Текст]. М., 2008.

4. Методические рекомендации по проектированию систем отопления и вентиляции для свиноводческих ферм и комплексов [Текст]. М.: МСХ РФ, 2009. 88 с.

5. Рекомендации по расчету и проектированию систем обеспечения микроклимата животноводческих помещений с утилизацией теплоты выбросного воздуха [Текст]. М.: Госагропром СССР, 1987. 44 с.

6. Мартынов, В.М. Расчет выделений лактирующими коровами углекислого газа, водяных паров и теплоты [Текст] / В.М. Мартынов, Р.А. Хамматов, Р.А. Габидуллин // Современное состояние, традиции и инновационные технологии в развитии АПК: материалы международной научно-практической конференции в рамках XXIX Международной специализированной выставки «Агрокомплекс-2019». Уфа: Башкирский ГАУ, 2019. С. 106–110.

7. РД-АПК 1.10.01.01-18. Методические рекомендации по технологическому проектированию ферм и комплексов крупного рогатого скота (утв. Минсельхозом РФ 1 сентября 2018 г.) [Текст]. М., 2018. 166 с.

8. Бурцев, С.И. Влажный воздух. Состав и свойства [Текст]: учеб. пособие / С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков. СПб.: СПбГАХПТ, 1998. 146 с.

9. Мартынов, В.М. Аппроксимирующие зависимости для расчета термодинамических свойств влажного воздуха [Текст] / В.М. Мартынов, И.Р. Габидуллин // Современные тенденции решения проблем в инженерных сетях населенных пунктов. Актуальные проблемы рационального использования ресурсов: материалы Всероссийской научно-практической конференции в рамках Весеннего форума строительства и ЖКХ. Уфа: Башкирский ГАУ, 2017. С. 53–57.

10. Chernov Ivanov V., Katkov A., Gabitov I. Technical equipment of farms for comfortable cow keeping in winter conditions. Bulgarian Journal of Agricultural Science. Vol. 25, 2019, pp. 45–53.

11. Влажный воздух [Текст]: справочное пособие / М.Г. Тарабанов, В.Д. Коркин, В.Ф. Сергеев; АВОК 1-2004. М.: АВОК-Пресс, 2004. 44 с.

12. Краснов, Ю.С. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке [Текст] / Ю.С. Краснов, А.П. Борисоглебская, А.В. Антипов. М.: ТермоКул, 2004. 373 с.

13. Приточно-рециркуляционная установка. Патент 2643420 РФ, МПК F24F 7/00, F24F 9/00/ Мартынов В.М.; заявители и патентообладатели В.М. Мартынов, Г.П. Юхин, А.А. Катков, А.М. Калимуллин, И.Р. Габидуллин, Р.А. Хамматов. № 2016146240; заявл. 24.11.2016; опубл. 01.02.2018, бюл. № 4. 9 с.

Сведения об авторах

1. **Мартынов Владимир Михайлович**, доктор технических наук, профессор кафедры безопасности жизнедеятельности и технологического оборудования, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, 450001, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, e-mail: m_w_m@mail.ru.

2. **Козловцев Андрей Петрович**, доктор технических наук, профессор кафедры механизации технологических процессов в АПК, ФГБОУ ВО Оренбургский ГАУ, г. Оренбург, ул. Челюскинцев, 18, 460014, e-mail: ap_kozlovcev@mail.ru.

3. **Хамматов Расул Анварович**, инженер, соискатель кафедры безопасности жизнедеятельности и технологического оборудования, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, 450001, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, e-mail: hr11@mail.ru.

Предложена методика расчета системы обеспечения микроклимата животноводческого помещения. Данная методика основана на законах сохранения массы и энергии и применима для расчета систем кондиционирования воздуха.

В расчетах предусматриваются разнообразные приемы обработки воздуха, такие как рециркуляция, осушка, увлажнение, нагрев и охлаждение, а также утилизация теплоты.

V. Martynov, A. Kozlovcev, R. Khammatov

CALCULATION OF THE MICROCLIMATE SYSTEM FOR A LIVESTOCK BUILDING

Key words: *air; temperature; heat; ventilation; heating.*

Authors' personal details

1. **Vladimir Martynov**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Life Safety and Technological Equipment, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», 450001, Ufa, 50-letiya Oktiabrya Str., 34, e-mail: m_w_m@mail.ru.

2. **Andrey Kozlov**tsev, Doctor of Technical Sciences, professor of Department of Mechanization of Technological Processes in Agriculture, Orenburg state agrarian University, Orenburg, Chelyuskintsev Str., 18, 460014, e-mail: ap_kozlovcev@mail.ru.

3. **Rasul Khammatov**, engineer, a competitor of the Department of Life Safety and Technological Equipment, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», 450001, Ufa, 50-letiya Oktyabrya Str., 34, e-mail: hr11@mail.ru.

The method of calculation of the system for ensuring the microclimate of livestock premises is proposed. This method is based on the laws of conservation of mass and energy and applies to the cal-

culatation of air conditioning systems. The calculations provide a variety of air treatment techniques, such as recirculation, drying, humidification, heating and cooling, and heat loss.

© Мартынов В.М., Козловцев А.П., Хамматов Р.А.

УДК 697.921.4

DOI: 10.31563/1684-7628-2020-56-4-112-117

В.М. Мартынов, Р.А. Хамматов, А.А. Катков

РАСЧЕТ ПРИТОЧНО-РЕЦИРКУЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ И ОБОСНОВАНИЕ ЕЁ ПАРАМЕТРОВ

Ключевые слова: воздух; температура; теплота; вентиляция; труба.

Введение. Оптимальный микроклимат в животноводческом помещении невозможно обеспечить без вентиляции. В зимний период при вентиляции теряется большой поток теплоты, который можно восполнить отоплением помещения, на что затрачивается дорогостоящая энергия. Поэтому актуально уменьшить затраты на отопление благодаря снижению потребного воздухообмена и применению утилизации теплоты.

С этой целью нами разработана приточно-рециркуляционная установка (ПРУ) [1; 2], изображенная на рисунке 1. Принцип её работы заключается в следующем. За счет создаваемого вентиляторами 10 разрежения наружный воздух через регулирующую жалюзийную решетку 2 поступает в приемную камеру 3 и движется по трубам 7. В холодные периоды года эти трубы снаружи омываются рециркулируемым теплым и влажным воздухом, чему способствует подсос воздуха через отверстия 13 и 14. При охлаждении этого воздуха ниже точки росы на поверхности труб 7 выпадает конденсат с выделением скрытой теплоты парообразования. Эта теплота способствует сохранению теплового баланса помещения 1. Подогретый приточный воздух поступает из пучка труб 7 в выпускную камеру 8, где к нему за счет имеющегося в этой камере разрежения подмешивается через отверстия 14 и регулируемые жалюзийные решетки 9 рециркулируемый воздух помещения. В результате температура воздуха, нагнетаемого в помещение 1 вентиляторами 10, близка к температуре воздуха

в помещении. Образовавшийся на поверхности пучка труб 7 конденсат собирается в поддоне 11 и отводится по системе 12 в канализацию.

При низкой температуре наружного воздуха в случае обледенения поверхности труб 7 снижают воздухообмен, приоткрывая жалюзийные решетки 4. Это приводит к снижению поступления приточного воздуха и подмешиванию к нему теплого воздуха из помещения 1. При ещё большем похолодании прикрывают жалюзийную решетку 2.

В теплый период регулируемые отверстия 13 и жалюзийные решетки 4 и 9 полностью закрывают. Устройство работает с максимальной подачей приточного воздуха без рециркуляции внутреннего воздуха и его осушки.

Следовательно, ПРУ обеспечивает осушку воздуха с выделением теплоты фазового превращения, снижение потребного воздухообмена, а также регулирующую принудительную подачу приточного и рециркулируемого воздуха и их смешение в разных пропорциях в зависимости от времени года, благодаря чему исключается обледенение пучка труб теплообменника и обдувание животных холодными струями вводимого в помещение воздуха.

Для того чтобы данная установка эффективно выполняла свои функции, необходимо правильно подобрать расчетным путем конструктивные и режимные параметры.

Цель работы – разработать методику расчета рекуперативного утилизатора теплоты трубчатого типа.