

УДК 636

КИРСАНОВ ВЛАДИМИР ВЯЧЕСЛАВОВИЧ, докт. техн. наук, профессор¹

E-mail: kirvv2014@mail.ru

ИГНАТКИН ИВАН ЮРЬЕВИЧ, канд. техн. наук, доцент^{1,2}

E-mail: ignatkinivan@gmail.com

¹Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева, ул. Тимирязевская, 49, Москва, 127550, Российская Федерация²Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1, Москва, 105005, Российская Федерация

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВОДОИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

Приведено описание математической модели для численного определения параметров влажного воздуха, охлажденного с применением аппаратов водоиспарительного типа с орошаемыми поверхностями. Описан процесс водоиспарительного охлаждения в аппаратах с орошаемыми поверхностями. Представлены геометрические характеристики кассеты из гофрированной целлюлозы как наиболее часто используемой в современном водоиспарительном охлаждении орошаемых слоев. Отмечено влияние смачиваемости на эффективность водоиспарительного охлаждения в орошаемых слоях. Полученная модель позволит определить температуру и относительную влажность воздуха на выходе из водоиспарительного охладителя; полное гидравлическое сопротивление системы при заданной производительности и геометрических характеристиках системы; максимальный часовой, секундный расход воды, необходимый для водоиспарительного охлаждения для конкретной системы в заданных климатических условиях; расчетное годовое потребление воды, необходимое для обеспечения водоиспарительного охлаждения в заданном режиме. Зная требуемый воздухообмен и задавшись параметром полного гидравлического сопротивления или отсутствия отрыва капельной влаги с орошаемых поверхностей (обусловлено сочетанием скорости и толщины орошаемых кассет), модель позволит определить необходимую площадь пропускного сечения в охладителях, а следовательно, требуемое количество оборудования. Полученная модель обладает большой практической ценностью, предоставляет данные для проведения технико-экономической оценки системы и решения задачи оптимизации ее производительности. Представлены данные экспериментальной оценки адекватности модели. Сходимость экспериментальных данных с данными, полученными в модели, высока, отклонения не превышают 3%. В случае использования орошаемых слоев, выполненных из гидрофобных материалов, в модель требуется вводить поправочный коэффициент, учитывающий физические свойства используемого материала.

Ключевые слова: вентиляция, водоиспарительное охлаждение, кассеты водоиспарительного охлаждения, математическая модель, микроклимат, орошаемые слои, охлаждение, система вентиляции, система микроклимата, температура мокрого термометра.

Введение. Задача отвода избытков теплоты в системах микроклимата животноводческих ферм и комплексов широко распространена. Это обусловлено высоким влиянием температуры на продуктивность животных и птицы. В частности, отклонение параметров микроклимата в производственных помещениях от регламентированных значений может привести к снижению продуктивности животных на 20...30%, продолжительности продуктивного периода жизни у маточного поголовья на 15...20%; увеличению отхода молодняка до 5...40%, периода откорма, затрат корма на производство единицы продукции. Основными способами отвода избытков теплоты является локальное повышение коэффициента теплоотдачи, применение систем охлаждения, которые наиболее часто представлены парокompрессионными

и водоиспарительными системами. Наиболее эффективным с энергетической точки зрения являются системы водоиспарительного охлаждения [1-8].

Процесс испарения воды осуществляется за счет поглощения теплоты парообразования. Таким образом, затраты энергии направлены на обеспечение требуемого воздухообмена подвод воды в зону испарения. Решение задачи испарения воды в таких системах можно разделить на две группы: форсуночные системы (низкого и высокого давления) и системы с орошаемыми слоями [1, 4, 6]. Последние позволяют добиться высокой эффективности тепло- и влагообмена при сравнительно малых коэффициентах орошения и низком давлении воды, компактности увлажнительных камер, дополнительной очистки воздуха от механических загрязнений

во время прохода через орошаемый слой, сравнительно низкого аэродинамического сопротивления [9-13].

Водоиспарительное охлаждение получило широкое распространение в системах микроклимата различных предприятий, при этом система в значительной степени зависит от параметров наружного воздуха и для оценки эффективности использования водоиспарительного охлаждения в различных климатических зонах на этапе проектирования систем микроклимата, не всегда достаточно кратких технических характеристик оборудования.

Цель исследований – создать расчетную модель, позволяющую связать геометрические параметры охладителя, его производительность, полное гидравлическое сопротивление системы и параметры воздуха на выходе из охладителя.

Материал и методы. Исходные данные для моделирования тепломассобменного процесса, происходящего в водоиспарительном охладителе, представляют собой совокупность геометрических параметров системы, физические свойства системы и обрабатываемой среды.

Процесс водоиспарительного охлаждения в системах с орошаемыми слоями может быть представлен в виде конвективного теплообмена потока воздуха с пластинами охладителя и одновременным испарением воды с поверхности пластин за счет поглощенной теплоты парообразования.

Для численного решения задач теплообмена широко используется метод конечных разностей. В установившемся режиме система характеризуется температурой поверхности пластин охладителя, численно равной температуре мокрого термометра; температурой приточного воздуха и его относительной влажностью. Температура приточного воздуха по мере теплообмена будет снижаться, стремясь достичь температуры влажного термометра, при этом теплосодержание будет оставаться неизменным.

Ограничивающими факторами будут являться продолжительность процесса (экспозиция), заданная относительная влажность воздуха на выходе из охладителя и относительная влажность приточного воздуха, которая позволит определить физический потенциал охлаждения. Для практических расчетов эти условия можно считать условно стационарными. Относительная влажность воздуха в пограничном слое, непосредственно на поверхности пластин, будет составлять 100%. Температура теплообменной стенки охладителя постоянна и равна температуре мокрого термометра для рассматриваемых условий (рис. 1).

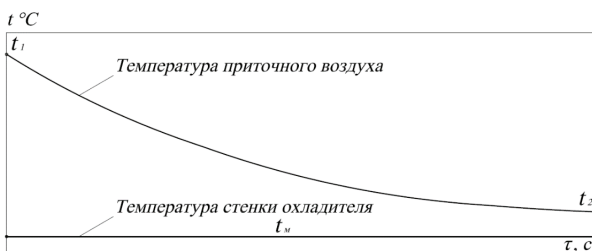


Рис. 1. Процесс водоиспарительного охлаждения воздуха

Результаты и обсуждение. Процесс тепломассообмена характеризуется равенством отведенной теплоты от приточного воздуха и теплоты парообразования, истраченной на испарение влаги с поверхности кассет. Интенсивность охлаждения (теплотдача) приточного воздуха определяется на основе уравнения Ньютона:

$$q_{\text{охл}} = A \cdot \bar{a} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{м}}),$$

где \bar{a} – средний по поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К; A – площадь поверхности теплообмена, м²; $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{м}}$ – температура поверхности теплообмена, °С. В инженерных расчетах для определения коэффициента теплоотдачи удобно пользоваться критериальным расчетом:

$$\bar{a} = Nu \frac{(t_{\text{м}} \cdot 7 \cdot 10^{-5} + 0,0237)}{D_{\text{тр}}},$$

где Nu – критерий Нуссельта, характеризующий соотношение интенсивности теплообмена за счет конвекции и теплопроводности; $D_{\text{тр}}$ – гидравлический диаметр трубки, м.

В системах с орошаемыми слоями наиболее распространено применение кассет, изготовленных из гофрированной листовой целлюлозы. Воздушные каналы в таких кассетах представляют собой трубки условно треугольного сечения. Каналы пластин наклонены от линии направления воздушного потока (условно горизонталь) на угол 15...45° (зависит от производителя). У последовательно расположенных пластин направление угла чередуется (рис. 2).

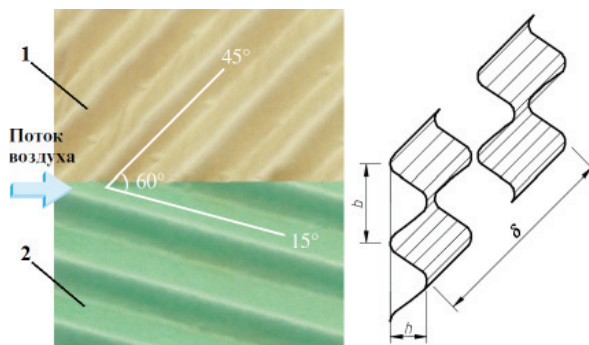


Рис. 2. Кассета из гофрированной листовой целлюлозы фирмы Munters: 1 – нечетный слой трубки направлен вверх под углом 45°; 2 – четный слой трубки направлен вниз под углом 15°

Гидравлический диаметр трубки треугольного сечения определен по формуле:

$$D_{\text{тр}} = 4 \frac{0,5 \cdot b \cdot h}{b + 2 \cdot h / \cos(45)},$$

где b – ширина основания трубки треугольного сечения, м; h – высота трубки треугольного сечения, м.

Критерий Нуссельта ($Nu = f(Pr; Re; \Delta T/T)$) определяется по формуле [14]:

$$Nu = 0,28 \cdot Re^{0,6} \cdot \overline{Pr}^{0,36} \left(\frac{\overline{Pr}}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

где Re – значение критерия Рейнольдса для потока воздуха в охладителе; \overline{Pr} – среднее значение критерия Прандтля для потока воздуха в охладителе; Pr_c – критерий Прандтля для пограничного слоя;

$$Re = \frac{V \cdot D_{тр}}{v_{пр}},$$

где $v_{пр}$ – средняя кинематическая вязкость приточного воздуха, определяемая при средней температуре воздуха в аппарате $t_{ср} = t_n + t_m/2$.

Критерий Прандтля для пограничного слоя вычисляется по формуле:

$$Pr = \frac{\eta_c \cdot c_m \cdot 10^3}{t_m \cdot 7 \cdot 10^{-5} + 0,0237},$$

где c_m – удельная массовая теплоемкость воздуха, Дж/кг·К.

Для определения среднего значения критерия Прандтля для потока воздуха в охладителе необходимо использовать среднее значение кинематической вязкости.

Динамическая вязкость воздуха в пограничном слое

$$\eta_c = v_c \cdot \rho_c,$$

где v_c – кинематическая вязкость воздуха в пограничном слое, м²/с; ρ_c – плотность воздуха в пограничном слое, кг/м³.

Температура воздуха в пограничном слое асимптотически приближается к температуре стенки и численно может быть равной температуре мокрого термометра. В таком случае кинематическая вязкость воздуха в пограничном слое может быть найдена по формуле:

$$v_c = \frac{324 - 1,5t_m}{10^9} P + 16,81 + 0,048 \cdot t_m \cdot 10^{-6} \cdot 287 \frac{t_m + 273}{P},$$

где P – атмосферное давление, Па; t_m – температура мокрого термометра, °С.

Плотность воздуха в значительной степени зависит от его температуры и давления. В расчетах принимается атмосферное давление, так как рабочий перепад давлений в охладителе – порядка 10...30 Па, что составляет 0,01...0,03%. В расчете используются аппроксимационные зависимости меньшей точности. Плотность воздуха пограничного слоя соответственно равна

$$\rho_c = \frac{P}{R(t_m + 273)},$$

где R – газовая постоянная ($R = 287$ Дж/кг·К).

В.П. Гаврикиным и Е.А. Курановым в результате анализа справочных данных получена формула для определения температуры мокрого термометра

[4]. Полученные результаты отклоняются от табличных данных в пределах 0,6%, что вполне достаточно для проведения инженерных расчетов:

$$t_m = \frac{-7,14 + 0,651 \cdot I}{1 + 9,7 \cdot 10^{-3} \cdot I - 3,12 \cdot 10^{-6} \cdot I^2},$$

где I – энтальпия (теплосодержание) воздуха, кДж/кг·К.

Процесс водоиспарительного охлаждения проходит с неизменным теплосодержанием. Учитывая, что энтальпия влажного воздуха зависит от температуры и влагосодержания, расчет следует вести по формуле:

$$I = c_{св} \cdot t_n + \frac{(r + c_n \cdot t_n)d_n}{1000},$$

где $c_{св}$ – удельная массовая теплоемкость сухого воздуха ($c_{св} = 1,006$ кДж/кг·К).

С другой стороны, в установившемся процессе тепловой поток можно определить как теплоту парообразования испаренной в охладителе влаги:

$$q_{исп} = \frac{W \cdot \bar{\rho} \cdot (d_{пр} - d_n) \cdot (r + c_n \cdot t_m)}{3600 \cdot 10^3},$$

где W – производительность охладителя, м³/ч; $\bar{\rho}$ – средняя плотность охлаждаемого воздуха, кг/м³; $d_{пр}$ – влагосодержание воздуха на выходе из охладителя, г/кг с.в.; d_n – влагосодержание наружного воздуха, г/кг с.в.; r – удельная теплота парообразования воды при 0°С, равная 2501 кДж/кг; c_n – удельная массовая теплоемкость сухого пара ($c_n = 1,8068$ кДж/кг·К); 3600 – количество секунд в часе; 10^3 – количество миллиметров в метре.

Влагосодержание наружного воздуха определяется по формуле [14]:

$$d_n = 0,77 \frac{\varphi_n}{100} e^{5516,89 \left(\frac{1}{253} - \frac{1}{273+t_n} \right)},$$

где φ_n – относительная влажность наружного воздуха, %; e – основание натурального логарифма (2,72); t_n – температура наружного воздуха, °С.

По аналогичной формуле определяется влагосодержание воздуха на выходе из охладителя.

Процесс водоиспарительного охлаждения изоэнтальпийный, на I-d диаграмме Л.К. Рамзина он выглядит отрезком, соединяющим точки 1 и 2, характеризующие состояние влажного воздуха до (1) и после (2) охладителя (рис. 3). Очевидно, что водоиспарительное охлаждение возможно только при соблюдении условия: $d_1 < d_2$.

Средняя скорость потока воздуха в охладителе определяется по формуле:

$$V = \frac{W}{3600 \cdot S \cdot z \cdot S_i},$$

где W – производительность охладителя, м³/ч; S – площадь проема для увлажняемых кассет, м²; S_i – площадь поперечного сечения одного канала (трубки), м²; z – количество каналов (трубок) в 1 м² кассеты, шт.

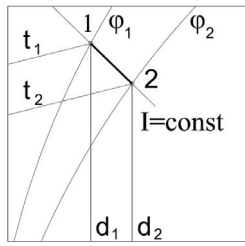


Рис. 3. Процесс водоиспарительного охлаждения на I-d диаграмме

В процессе теплообмена снижается температура воздуха, пропорционально которой увеличивается плотность. Средняя плотность охлаждаемого воздуха может быть определена по следующей формуле:

$$\bar{\rho} = \frac{P}{R \left(\frac{t_n + t_m}{2} + 273 \right)}$$

Величина охлаждения приточного воздуха пропорциональна теплоте, отведенной от приточного воздуха, при условии, что она не более $q_{исп}$ (физического потенциала системы, при известной разнице влагосодержания) и может быть найдена из системы условий:

$$\begin{cases} \text{При } q_{охл} \leq q_{исп} & t_{пр} = \frac{q_{охл} \cdot 10^3}{0,28 \cdot W \cdot \rho} \\ \text{Если } q_{охл} > q_{исп} & t_{пр} = \frac{q_{исп} \cdot 10^3}{0,28 \cdot W \cdot \rho} \end{cases}$$

Определив температуру приточного воздуха и зная его влагосодержание, можно вычислить относительную влажность воздуха на выходе из охладителя:

$$\phi_{пр} = \frac{100 \cdot d_{пр}}{3,8 \cdot e^{5404,3 \left(\frac{1}{273} - \frac{1}{273 + t_{пр}} \right)}}$$

где $d_{пр}$ – влагосодержание воздуха на выходе из охладителя, г/кг с.в.

Гидравлическое сопротивление системы определяется суммой потерь по длине и в местных сопротивлениях и может быть найдено по формуле:

$$\Delta P = 0,1266 \cdot Re^{-0,167} \frac{\delta}{\cos(\beta) \cdot D_{тр}} V^2 + \xi_{вх} \frac{\rho_n \cdot V^2}{2} + \xi_{вых} \frac{\bar{\rho} \cdot V^2}{2}$$

где $\xi_{вх}$, $\xi_{вых}$ – коэффициенты местных сопротивлений на входе и выходе соответственно; β – угол наклона трубки к горизонту, °; δ – толщина кассеты (рис. 2), м; ρ_n – плотность наружного воздуха, кг/м³.

Для повышения практической ценности модели целесообразно определить минимально не-

обходимый расход воды для осуществления водоиспарительного охлаждения с заданной производительностью в конкретных погодных условиях и годовое потребление воды на нужды водоиспарительного охлаждения. Для этого необходимо определить удельный расход влаги на охлаждение 1 кг воздуха для конкретных погодных условий, а сумма произведений требуемого воздухообмена, удельного расхода влаги на длительность конкретных погодных условий в году даст искомым значение годового потребления воды на водоиспарительное охлаждение (Q_B). В проектных расчетах следует использовать климатические данные.

Необходимый часовой расход воды, м³/ч, на испарение определяется по формуле:

$$q_{вmax} = W_i \cdot \bar{\rho} \cdot \Delta d_i \cdot 10^{-6},$$

где W_i – воздухообмен, требуемый при температуре t_i (определяется из тепловлажностного баланса), м³/ч; $\Delta d_i = d_{пр} - d_n$ – количество влаги, потребленное 1 кг приточного воздуха в процессе охлаждения при расчетной наружной температуре, г/кг с.в.:

$$Q_B = \sum_{i=1}^n W_i \cdot \bar{\rho} \cdot \Delta d_i \cdot \tau_i \cdot 10^{-6},$$

где τ_i – продолжительность стояния температуры t_i , ч. (для конкретных городов можно получить в справочном пособии к СНиП 23-01-99* 2006 г., в территориальных строительных нормах (ТСН) или в справке из ближайшей к месту строительства метеостанции).

В укрупненных расчетах значения относительной влажности можно получить интерполяцией, для более точных расчетов необходимо использование данных t - ϕ таблиц или диаграмм, которые учитывают длительность стояния конкретных сочетаний температуры и относительной влажности для рассматриваемой климатической зоны. (Подобные данные можно найти в работах А.Я. Креслина и других ученых.)

Зная требуемый воздухообмен и задавшись параметром полного гидравлического сопротивления или отсутствия отрыва капельной влаги с орошаемых поверхностей (обусловлено сочетанием скорости и толщины орошаемых кассет), можно определить необходимую площадь пропускного сечения, а следовательно, требуемое количество оборудования. Поставленная задача решена в программе MS Excel в диапазоне изменения относительной влажности от 20 до 100% и температуры наружного воздуха от 20 до 50°C, результаты расчетов представлены на рисунке 4.

В результате максимальное охлаждение наблюдается при минимальной относительной влажности и максимальной температуре наружного воздуха, в противном случае величина охлаждения снижается.

Достоверность модели оценивалась сравнением расчетных результатов с экспериментальными. Для сравнения учитывались результаты, полученные при использовании рекуператоров УТ-6000 в режиме водоиспарительного охлаждения приточного воздуха. При анализе сходимости результатов были отмечены расхождения с аналитическими данными. При малых значениях коэффициента орошения теплообменных пластин рекуператора регистрировались значения охлаждения приточного воздуха меньше расчетных.

Этот эффект обусловлен влиянием смачиваемости поверхности на эффективность водоиспарительного охлаждения и подробно рассмотрен в работе М.П. Дохова [15].

В пользу высказанного предположения говорит тот факт, что в орошаемых слоях, выполненных из гигроскопичной и хорошо смачиваемой целлюлозы, в условиях достаточного для реализации водоиспарительного охлаждения коэффициента орошения описанный выше эффект не наблюдался.

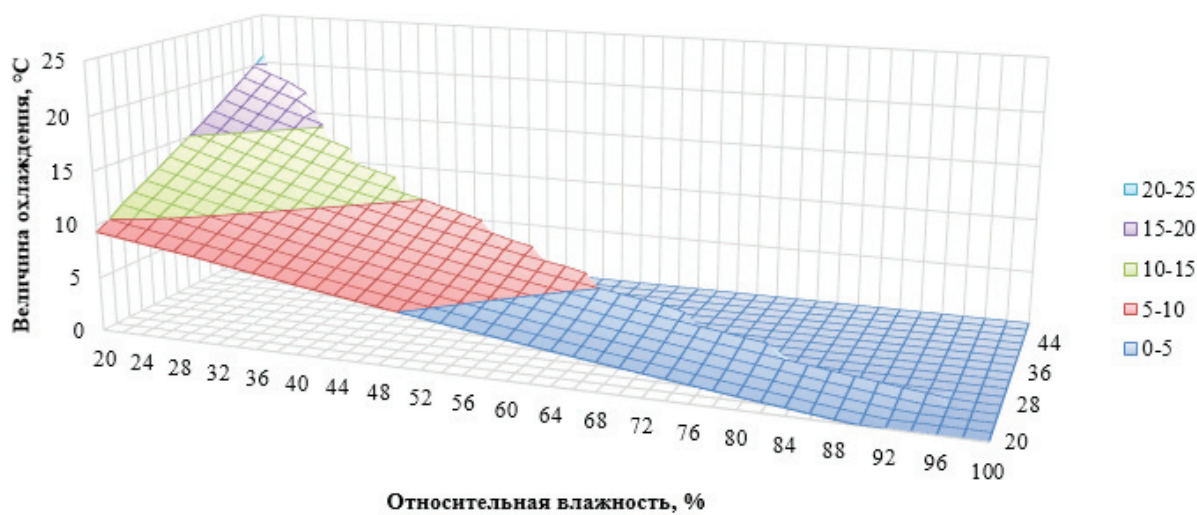


Рис. 4. Величина охлаждения приточного воздуха в зависимости от температуры и относительной влажности наружного воздуха

Выводы

Полученная модель позволяет численно определить параметры воздуха на выходе из водоиспарительного охладителя; полное гидравлическое сопротивление системы при заданной производительности и геометрических характеристиках системы; максимальный часовой, секундный расход воды на водоиспарительное охлаждение для конкретной системы в заданных климатических условиях; расчетное годовое потребление воды, необходимое для обеспечения водоиспарительного охлаждения в заданном режиме. Эти параметры являются необходимой информацией для проведения технико-экономической оценки системы и решения задачи оптимизации производительности. В рамках проведенных исследований высокая сходимость экспериментальных данных с данными, полученными аналитически. Отклонения не превышают 3%. В случае использования орошаемых слоев, выполненных из гидрофобных материалов, в модель требуется вводить поправочный коэффициент, учитывающий физические свойства используемого материала. Его определение является областью дальнейших исследований.

Библиографический список

1. Ильин И.В. Эффективные системы охлаждения для животноводства / И.В. Ильин, А.А. Пуган, М.Г. Курячий, И.Ю. Игнаткин // Техника и оборудование для села. 2015. № 1. С. 22-25.
2. Архипцев А.В. Эффективная система вентиляции / А.В. Архипцев, И.Ю. Игнаткин, М.Г. Курячий // Вестник НГИЭИ. 2013. № 8 (27). С. 10-15.
3. Архипцев А.В. Эффективный охладитель новой конструкции для свиноводческих ферм / А.В. Архипцев, И.Ю. Игнаткин, М.Г. Курячий // Вестник НГИЭИ. 2013. № 8 (27). С. 3-9.
4. Гаврилкин В.П., Куранов А.Е. Аналитическое определение параметров влажного воздуха // Вестник АГТУ. 2007. № 2. С. 148-151.
5. Игнаткин И.Ю., Курячий М.Г. Системы вентиляции и влияние параметров микроклимата на продуктивность свиней // Вестник НГИЭИ. 2012. № 10 (17). С. 16-34.
6. Пуган А.А. Сравнение перспективных систем охлаждения для животноводства / А.А. Пуган, М.Г. Курячий, И.Ю. Игнаткин, А.М. Бондарев, А.В. Архипцев // Инновации в сельском хозяйстве. 2014. № 5 (10). С. 149-154.

7. Механизация и технология животноводства: Учебник / В.В. Кирсанов, Д.Н. Мурусидзе, В.Ф. Некрашевич, В.В. Шевцов, Р.Ф. Филонов. М., 2013. 585 с.
8. Механизация и автоматизация животноводства: Учебник / В.В. Кирсанов, Ю.А. Симарев, Р.Ф. Филонов. М., 2004. 398 с.
9. Иванов Ю.Г. Влияние параметров воздушной среды коровника на физиологические показатели животных / Ю.Г. Иванов, Д.А. Понизовкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2015. № 4. С. 18-21.
10. Иванов Ю.Г. Система принудительной вентиляции коровника для теплого времени года / Ю.Г. Иванов, Д.А. Понизовкин // Сельский механизатор. 2015. № 8. С. 26-27.
11. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М.: Стройиздат, 1971.
12. Игнаткин И.Ю. Оценка эффективности рекуперации теплоты в свиарнике-откормочнике ООО «Фирма Мортадель» // Вестник ФГОУ ВПО «МГАУ имени В.П. Горячкина». 2016. № 1 (71). С. 14-20.
13. Игнаткин И.Ю., Казанцев С.П. Система микроклимата в свиноводстве с применением охладителей новой конструкции // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2014. № 5. С. 18-20.
14. Рац И.И. Конструкции, исследования и расчет пластинчатых теплообменных аппаратов. М.: ЦИНТИМАШ, 1962.
15. Дохов М.П. Влияние смачиваемости на испарение жидкостей с твердых поверхностей // Успехи современного естествознания. 2005. № 11. С. 28-29.

Статья поступила 10.10.2016 г.

MATHEMATICAL MODEL OF WATER EVAPORATIVE COOLING IN VENTILATION SYSTEM

VLADIMIR V. KIRSANOV, Doc of Tech Sciences, Professor¹

E-mail: kirvv2014@mail.ru

IVAN YU. IGNATKIN, PhD of Tech Sciences, Associate Professor^{1,2}

E-mail: ignatkinivan@gmail.com

¹Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural Academy named after K.A. Timiryazev, Timiryazevskaya str., 49, Moscow, 127550, Russian Federation

²Bauman Moscow State Technical University, 2nd Baumanskaya str., 5/1, Moscow, 105005, Russian Federation

The description of mathematical model is given for numerical characterization of moist air cooled using evaporating mechanisms with irrigated surfaces. The process of water evaporative cooling is represented in mechanisms with irrigated surfaces. Geometric characteristics of cassette from corrugated cellulose are shown as most commonly used in modern evaporative cooling of irrigated surfaces. The influence of wetting on effectiveness of evaporative cooling in irrigated surfaces is stated. The obtained model allows to determine the temperature and relative humidity at the output of evaporative cooler; hydraulic impedance of the system in given productivity and geometric characteristics; maximum consumption of water per hour and per second needed for evaporative cooling for particular system in given climatic conditions; designed annual water consumption, needed for evaporative cooling in given conditions. Knowing the needed ventilation and using hydraulic impedance or lack of separation of condensed moisture from irrigated surfaces (it is caused by combination of speed and thickness of irrigated cassettes), the model allows to determine the needed area of flow section in coolers, and consequently the needed number of equipment. The obtained model has a huge practical value, gives information for technical and economic assessment of the system and its productivity optimization. The experimental assessment data of model adequacy is shown. The similarity of experimental data and data from the model is high, deviations are under 3%. In case of using irrigated layers, made from hydrophobic materials, correction factor should be set in the model, taking into account physical properties of used material.

Key words: ventilation, evaporative cooling, evaporative cooling cassette, mathematical model, microclimate, irrigated layers, cooling, ventilation, microclimate system, wet-bulb temperature.

References

1. Ilyin I.V. Effektivnye sistemy okhlazhdeniya dlya zhivotnovodstva [Effective cooling systems for animal industry] / I.V. Ilyin, A.A. Putan, M.G. Kuryachiy, I.Yu. Ignatkin // Machinery and equipment for a village. 2015. Issue 1. Pp. 22-25.
2. Arkhiptsev A.V. Effektivnaya Sistema ventilyatsii [Effective ventilation system] / A.V. Arkhiptsev, I.Yu. Ignatkin, M.G. Kuryachiy // Vestnik NSEEU. 2013. Issue 8(27). Pp. 10-15.
3. Arkhiptsev A.V. Effektivniy okhladitel' novoy konstruksii dlya svinovodcheskikh ferm [Effective cooler of new construction for pig farms] / A.V. Arkhiptsev, I.Yu. Ignatkin, M.G. Kuryachiy // Vestnik NSEEU. 2013. Issue 8(27). Pp. 3-9.
4. Gavrilkin V.P., Kuranov A.E. Analiticheskoe opredelenie parametrov vlazhnogo vozdukh [Analytical characterization of moist air] // Vestnik ASTU. 2007. Issue 2. Pp. 148-151.
5. Ignatkin I.Yu., Kuryachiy M.G. Sistemy ventilyatsii i vliyaniye parametrov mikroklimata na produktivnost' sviney [Ventilation systems and microclimate influence on pig-breeding productivity] // Vestnik NSEEU. 2012. Issue 10(17). Pp. 16-34.
6. Putan A.A. Sravnenie perspektivnykh sistem okhlazhdeniya dlya zhivotnovodstva [Comparison of perspective cooling systems for animal industry] / A.A. Putan, M.G. Kuryachiy, I.Yu. Ignatkin, A.M. Bondarev, A.V. Arkhiptsev // Innovations in farming. 2014. Issue 5(10). Pp. 149-154.
7. Mekhanizatsiya i tekhnologiya zhivotnovodstva [Mechanization and technologies in animal industry]: textbook / V.V. Kirsanov, D.N. Murusidze, V.F. Nekrashevich, V.V. Shevtsov, R.R.F. Filonov. M., 2013. 585 p.
8. Mekhanizatsiya i avtomatizatsiya zhivotnovodstva [Mechanization and automatization in animal industry]: textbook / V.V. Kirsanov, Yu.A. Simarev, R.F. Filonov. M., 2004. 398 p.
9. Ivanov Yu.G. Vliyaniye parametrov vozdukhnoy sredy korovnika na fiziologicheskie pokazateli zhivotnykh [Influence of air conditions in cowshed medium on physiological performances of animals] / Yu.G. Ivanov, D.A. Ponizovkin // Mechanization and electrification of farming. 2015. Issue 4. Pp. 18-21.
10. Ivanov Yu.G. Sistema prinuditel'noy ventilyatsii korovnika dlya teplogo vremeni goda [Forced ventilation system in cowshed for warm seasons] / Yu.G. Ivanov, D.A. Ponizovkin // Country mechanic. 2015. Issue 8. Pp. 26-27.
11. Barkalov B.V., Karpis E.E. Konditsionirovaniye vozdukh v promyshlennykh, obshchestvennykh i zhilykh zdaniyakh [Air conditioning in industrial, public and private buildings]. M.: Stroyizdat, 1971.
12. Ignatkin I.Yu. Otsenka effektivnosti rekuperatsii teploty v svinarnike-otkormochnike OOO "Firma Mortadel" [Assessment of efficiency of heat recovery in feeding pigsty OOO "Mortadel Firm"] // Vestnik FSEI HPE "Moscow State Agroengineering University named after V.P. Goryachkin". 2016. Issue 1(71). Pp. 14-20.
13. Ignatkin I.Yu., Kazantsev S.P. Sistema mikroklimata v svinovodstve s primeneniem okhladiteley novoy konstruksii [Microclimate system in pigsty using new constructed coolers] // Mechanization and electrification of farming. 2014. Issue 5. Pp. 18-20.
14. Rats I.I. Konstruksii, issledovaniya i raschet plastinchatykh teploobmennykh apparatov [Constructions, research and calculation of plate heat exchangers]. M.: CNIITMASH, 1962.
15. Dokhov M.P. Vliyaniye smachivaemosti na ispareniye zhidkostey s tverdykh poverkhnostey [Wetting influence on evaporation from hard surfaces] // Success in modern natural science. 2005. Issue 11. Pp. 28-29.

Received on October 10, 2016