

Авторы:

Степанов Алексей Георгиевич

Ильин Игорь Викторович,

Генеральный директор ООО «АгроПроектИнвест»

E-mail: ilyin@agroproj.msk.ru

Предложения по разработке основных положений аналитического моделирования микроклимата в животноводческих помещениях

Используемые в настоящее время методы типового расчета параметров микроклимата базируются на графоаналитических методах и опытных данных, слабо увязанных с общей теорией тепломассообмена.

Так, например, эти методы определяют, что отдача тепла и водяных паров животным не зависит от величины воздухообмена, а зависит только от температуры воздуха.

Переменная температура воздушного потока заменяется постоянной температурой воздуха помещения в любой точке его объёма.

Игнорируется интенсивность испарения влаги животным в зависимости от начального влагосодержания воздуха и так далее. Всё это часто приводит к ошибкам в расчётах при проектировании и, как следствие, к использованию оборудования, неспособного обеспечить требуемые параметры микроклимата.

Одним из способов улучшения базового обеспечения программ расчёта является замена графоаналитических методов и экспериментальных данных на их аналитические модели.

1. Общие положения

Одним из основных положений предлагаемого способа, становится введение новых уравнений состояния воздуха.

Табличные значения любого n – мерного процесса можно аппроксимировать произвольного вида n -мерной формулой с любой наперёд заданной точностью значений в узлах аппроксимации.

В n -мерной модели принимаем (находим, назначаем) i -тую мерность в качестве аргумента x , а базовой формулой аппроксимации назначаем обобщённого вида формулу

$$Y(\mathbf{x}) = y_0 + Q(\mathbf{x})_{(x_0)} \cdot \left[a_1 + P(\mathbf{x})_{(x_1)} \cdot \left[a_2 + R(\mathbf{x})_{(x_2)} \cdot (a_3 + \dots) \right] \right]$$

где:

$Q(\mathbf{x})_{(x_0)}$ - произвольного вида n-мерный объект,
превращающийся в ноль при $x = x_0$;

$P(\mathbf{x})_{(x_1)}$ - в общем случае, такого же, или другого
произвольного вида n-мерный объект,
превращающийся в ноль при $x = x_1$;

$R(\mathbf{x})_{(x_2)}$ - то же, при значении $x = x_2$, и так далее

Такого вида формула дает возможность показать, что экстраполяция, интерполяция и ряды являются частными случаями аппроксимации!

Примеры – в конце статьи [Инженерные методы определения параметров микроклимата в животноводческих помещениях](#)

Отдавая предпочтение простым видам формул при незначительном для практики ущербе точности, аппроксимируем табличные значения состояния воздуха [1, 2, 3]:

- парциальное давление насыщенного водяного пара

$$P_v = 4.579 \cdot e^{\frac{17.14t}{235.31+t}} \quad (1)$$

(такого вида формула официально появилась в 2000 году – ПРИЛОЖЕНИЕ №1, где излагается стандарт формулы давления насыщенного пара (7) в виде хорошо известной в нефтехимии формулы Антуана (вместе с таблицей коэффициентов), но с добавлением температурного сомножителя в числителе показателя экспоненты).

- плотность насыщенного водяного пара

$$\rho_v = P_v \cdot \rho_c \cdot (0.00015 \cdot t + 0.817) \quad (2)$$

- максимальное влагосодержание воздуха

$$D = \frac{P_w}{P_c} = P_w \cdot (0.00015 \cdot t + 0.817) \quad (3)$$

- текущее значение влагосодержания воздуха

$$d = \phi \cdot D \quad (4)$$

где: ϕ – относительная влажность воздуха в долях единицы

P_c – плотность сухого воздуха

t – температура влажного воздуха

1.1. Температура точки росы

Температура точки росы находится решением уравнения

$$\phi \cdot (0.00016 \cdot t + 0.82) \cdot P_w(t) = (0.00016 \cdot t_p + 0.82) \cdot P_w(t_p) \quad (5)$$

Для рабочей зоны температур, формулу (3) можно записать в виде

$$D = 0.82 \cdot P_w \quad \text{тогда из равенства}$$

$$\phi \cdot D(t) = D(t_p)$$

где: $D(t)$ и $D(t_p)$ – максимальные влагосодержания при данной температуре, получаем

$$t_p = \frac{235.31 \cdot \left(\ln(\phi) + \frac{17.14 \cdot t}{235.31 + t} \right)}{17.14 - \ln(\phi) - \frac{17.14 \cdot t}{235.31 + t}} \quad (6)$$

)

1.2. Температура «мокрого» термометра

Температура «мокрого» термометра определяется из равенства теплосодержаний двух состояний воздуха по известной [4] формуле

$$I = 0.24 \cdot t + (597.3 + 0.43 \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}$$

Приравнявая теплосодержание воздуха к его теплосодержанию при температуре «мокрого» термометра (t_w), получим

$$0.24 \cdot t + (597.3 + 0.43 \cdot t) \cdot \frac{\phi \cdot D(t)}{1000} = 0.24 \cdot t_w + (597.3 + 0.43 \cdot t_w) \cdot \frac{D(t_w)}{1000} \quad (7)$$

)

где: D - определяется с помощью формул (1) и (3).

Способы решения этого уравнения имеются в различных программах и дают искомое значение температуры.

1.3. Поступление в помещение явного тепла от источника с постоянной температурой поверхности нагрева

Известно [5], что температура потока воздуха после теплообмена с телом, имеющим постоянную температуру поверхности нагрева $t_n = \text{const}$ определяется по формуле

$$t_2 = t_n - (t_n - t_1) e^{\frac{-\alpha F}{cG_1}} \quad (8)$$

воздуха; где: t_1 - начальная температура потока

α - коэффициент теплоотдачи;

F - площадь теплообмена;

c - удельная теплоёмкость воздуха;

G_1 - количество подаваемого воздуха;

t_n - температура поверхности теплообмена.

Количество тепла, полученного воздухом

$$Q = c \cdot G_1 \cdot (t_2 - t_1)$$

Следовательно, отнимая « t_1 » в правой и левой части формулы (8) и помножив их на cG_1 , получим

$$Q = c \cdot G_1 \cdot (t_n - t_1) \cdot \left(1 - e^{-\frac{\alpha F}{c G_1}} \right)$$

(9)

Формулу (9) можно записать в другом виде, использующем не начальную (t_1), а конечную температуру воздушного потока (t_2).

$$Q = c \cdot G_1 \cdot (t_n - t_2) \cdot \left(e^{\frac{\alpha F}{c G_1}} - 1 \right)$$

(10)

где: t_2 определена формулой (8).

Из постановки задачи следует необходимость введения в коэффициент теплоотдачи сомножителя, учитывающего равномерность распределения температуры в сечении потока (диффузию, турбулентность, перемешивание).

1.4. Поступление в помещение водяных паров от источника с постоянным влаговыведением

Особенностью восприятия воздухом водяных паров является существование предельного влагосодержания $D(t)=D_{\max}$ воздуха, независимого от источника влаги.

Полагая, что влагообмен, как и явный теплообмен, относится к однотипным задачам передачи потенциала, запишем дифференциальное уравнение процесса

$$\alpha_w \cdot (D_{\max} - d_2) \cdot dF_w = G_1 \cdot d(d_2)$$

проинтегрировав которое при граничных условиях $F_w = 0$ и $d_1 = d_1$, получим

$$d_2 = D_{\max} - (D_{\max} - d_1) \cdot e^{\frac{-\alpha_w F_w}{G_1}} \quad (11)$$

В формуле (11) в правой и левой части вычтем d_1 и помножим их на G_1 , тогда количество ассимилированных паров найдём по формуле

$$\omega = G_1 \cdot (d_2 - d_1) = G_1 \cdot (D_{\max} - d_1) \cdot \left(1 - e^{\frac{-\alpha_w F_w}{G_1}} \right) \quad (12)$$

Определив по формуле (11), что

$$D_{\max} - d_1 = \frac{D_{\max} - d_2}{\left(e^{\frac{-\alpha_w F_w}{G_1}} \right)}$$

подставим это значение в формулу (12) и получим

$$\omega = G_1 \cdot (D_{\max} - d_2) \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w F_w}{G_1}} - 1 \right) \quad (13)$$

где: ω - количество водяных паров, выделяемых источником,
которое воздух способен ассимилировать;
 a_w - коэффициент испарения источника, зависящий от условий испарения;
 F_w - площадь испарения источника;
 d_2 - влагосодержание воздушного потока после влагообмена с источником;
 d_1 - начальное влагосодержание воздушного потока;
 G_1 - количество приточного воздуха в единицу времени;
 D_{max} - максимально возможное для данного процесса влагосодержание воздуха.

По формулам (12) и (13) определяем сочетания начальных и конечных параметров процесса, при которых всё количество водяных паров от источника будет полностью ассимилировано воздухом, иначе, определяем какой производительностью должен обладать источник, чтобы получить заданные параметры воздуха.

При охлаждении воздушной среды или принудительном испарении, когда источник выделяет водяных паров больше, чем воздух может их ассимилировать ($W_{ист} > \omega$), избыток водяных паров будет находиться в воздухе в виде тумана.

Рассматривая систему из уравнений (9) и (12), получаем основное уравнение политропного процесса тепломассообмена,

$$Q \cdot (D_{max} - d_1) \cdot \left(1 - e^{-\frac{\alpha_w F_w}{G_1}} \right) = \omega \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \cdot \left(1 - e^{-\frac{\alpha F}{c G_1}} \right)$$

(14)

или из уравнений (10) и (13).

$$Q \cdot (D_{max} - \phi \cdot D_2) \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w F_w}{G_1}} - 1 \right) = \omega \cdot c \cdot (t_n - t_2) \cdot \left(e^{\frac{\alpha F}{c G_1}} - 1 \right)$$

)

Для равных теплообменных и влагообменных площадей источника (например, поверхность воды), воспользовавшись соотношением Льюиса, получаем основные уравнения тепловлагообмена для открытых и смоченных поверхностей, с использованием начальных или конечных параметров воздушного потока:

$$Q \cdot (D_{max} - d_1) = c \cdot \omega \cdot (t_n - t_1)$$

16)

$$Q \cdot (D_{max} - \phi \cdot D_2) = c \cdot \omega \cdot (t_n - t_2)$$

17)

Из полученных формул, как частные случаи выводятся формулы:

- при изотермическом процессе

$$D_{max} = D_2$$

$$\omega = G_1 \cdot (D_2 - d_1) \cdot \left(1 - e^{-\frac{\alpha_w F_w}{G_1}} \right)$$

18)

$$\omega = G_1 \cdot D_2 \cdot (1 - \phi_2) \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w F_w}{G_1}} - 1 \right)$$

19)

- при адиабатическом процессе

$$D_{m2x} = D(t_n) = D(t_w)$$

$$Q + r \cdot \omega = 0$$

с использованием соотношения Льюиса

$$\frac{c}{r} = \frac{D(t_n) - d_1}{t_1 - t_n} = \frac{D(t_n) - d_2}{t_2 - t_n}$$

20)

(

где: r – скрытая теплота парообразования

1.5. Общие замечания

Обзор литературных источников указывает на необходимость поправок при взаимосвязи методов расчёта.

В учебнике [4] предлагается:

1. При анализе процессов тепло- и влагообмена использовать коэффициент пропорциональности, определяемый отношением

$$\Delta t \sim 0.84 \cdot \Delta p$$

Предлагаемые методы дают значение этого коэффициента, равное

$$\Delta t \sim 0.82 \cdot \Delta p$$

2. Процессы адиабатического увлажнения рассчитывать по приближённой формуле

$$\frac{\Delta t}{\Delta d} \sim 2.45$$

Предлагаемые методы дают значение по формуле (20)

$$\frac{\Delta t}{\Delta d} = \frac{r}{c} = \frac{0.5973}{0.24} = 2.489$$

и т. д.

То есть, применение изложенных методов приводит к незначительному изменению коэффициентов и других постоянных величин, используемых в настоящее время для расчётов.

Е.М. Белова [7] предлагает использовать различные значения конечной относительной влажности воздуха в зависимости от его начальной относительной влажности. Предлагаемые же методы позволяют рассчитывать эти величины и показывают, почему при испарительном процессе в потоке воздуха практически недостижима 100% относительная влажность.

Таким образом, использование предлагаемых методов предполагает корректировку существующих алгоритмов расчётов.

2. Применение общих положений

2.1. I – d диаграмма

Сравнение результатов проведём для двух расчётных формул:

- для формулы (3);

- для общеизвестной формулы, выведенной из условия возможности замены отношения абсолютных влажностей отношением давлений [3], а именно

$$d = 623 \cdot \frac{\phi \cdot P_{\text{в}}}{B - \phi \cdot P_{\text{в}}}$$

(21

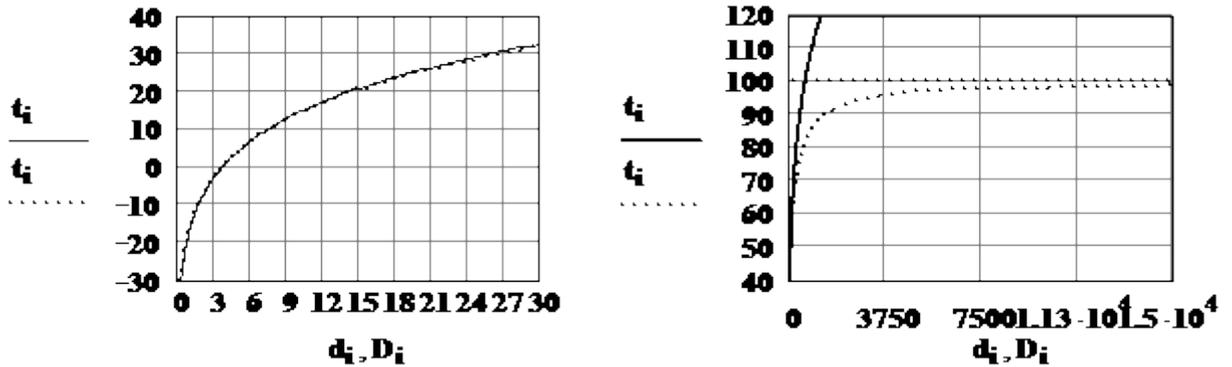
)

На Графике 1. видно хорошее совпадение результатов в области невысоких температур и, как отмечается в источнике [3], погрешность составляет не более 2%.

На Графике 2. видно, что в области высоких температур результаты не совпадают и формула (21) имеет точку разрыва, чего нет на практике.

График 1.

График 2.



2.2. Испарение со смоченных поверхностей

Графическая зависимость испарения влаги со смоченных поверхностей приведена в литературе [6] и показана на Графике 3.

Общепринято [4], что данный вид испарения относится к адиабатическому, поэтому для сравнения теоретических и практических результатов, воспользуемся формулой (12), записав её для случая адиабатического испарения,

$$\omega = G_1 \cdot (D_{ad} - d_2) \cdot \left(e^{\left(\frac{\alpha_w F_w}{G_1} - 1 \right)} \right) \quad (22)$$

где: D_{ad} - максимальное влагосодержание воздуха в адиабатическом процессе, определяемое формулами (1) и (3) по температуре «мокрого термометра».

Так как, источник [6] не дает исходных данных, необходимых для решения формулы (22), перепишем формулу (14) в виде

$$A = \frac{\omega}{D_{ad} - \phi_2 \cdot D_2} = G_1 \cdot \left(e^{\left(\frac{\alpha_w F_w}{G_1} - 1 \right)} \right) \quad (23)$$

По опытным данным Графика 3 находим, что значение «А» имеет постоянную величину $A = \text{const} = 14.85$ кг/час (одинаковые условия опытов).

Уравнение (15), применительно к опытным данным Графика 3 преобразуется к виду

$$\omega = 14.85 \cdot (D_{\text{ад}} - d_2) \quad ($$

24)

Составив по этой формуле График 4 можно убедиться в его хорошем совпадении с опытными данными Графика 3.

График 3.

График 4.

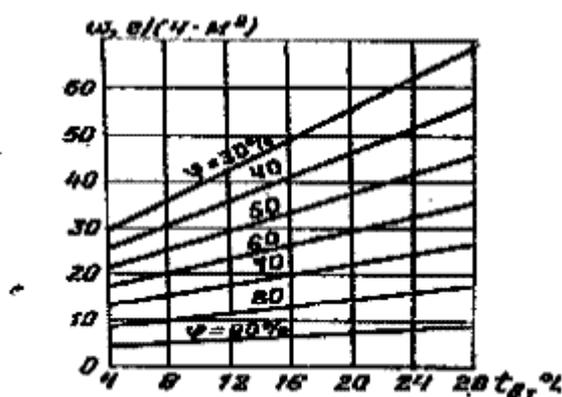
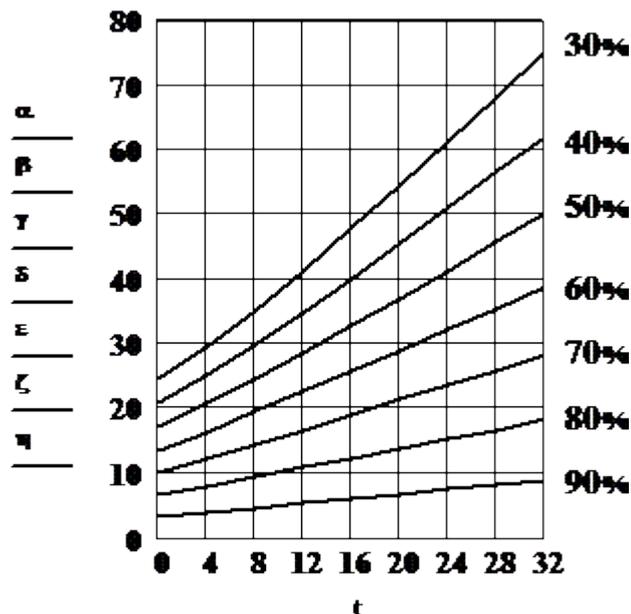


Рис. 6.7. Удельные влагопоступления ω со смоченных поверхностей при различной относительной влажности воздуха в помещении ϕ



2.3. Испарение с открытых водных поверхностей

Данные по испарению с открытых водных поверхностей приведены в литературе [6] в виде Графика 5, для которого, в отличие от Графика 3 температура поверхности жидкости не определена.

Анализ Графика 5 показывает, что

$$D_{\text{max}} \sim D_2$$

тогда формула (12) принимает вид

$$\omega = G_1 \cdot D_2 \cdot (1 - \phi_2) \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w F_w}{G_1}} - 1 \right)$$

причём, для одинаковых условий опытов

$$A = G_1 \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w F_w}{G_1}} - 1 \right) = \text{const} \quad (25)$$

и для Графика 5 получаем $A=34,6$ кг/час, то есть, удельные влагопоступления в данных опытах определяются формулой

$$\omega = 34,6 \cdot (1 - \phi_2) \cdot D_2 \quad (26)$$

Расчётные значения, полученные по этой формуле, представлены на Графике 6.

Сравнивая График 5 и График 6 можно видеть их хорошее совпадение.

График 5

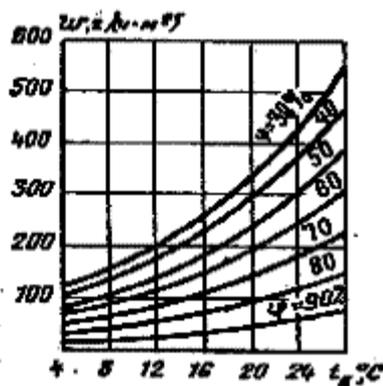
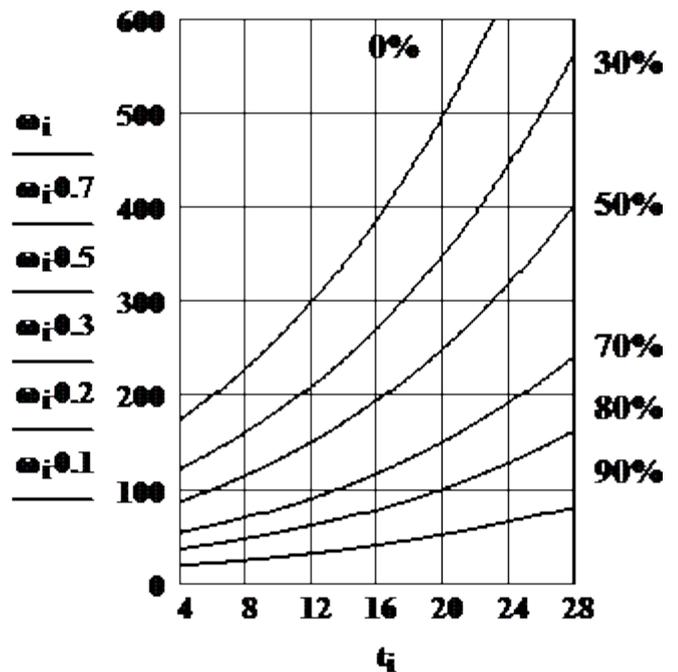


Рис. 6.6. Удельные влагопоступления ω с открытых водных поверхностей при различной относительной влажности воздуха в помещении ϕ

График 6



Добавим, что результаты вычислений по формулам (11), (12) и известной [4,6,8] формулой

$$W := (a + 0.0174 \cdot V) \cdot (P_1 - P_2) \cdot F \cdot \frac{760}{B}$$

имеют хорошее совпадение.

Предлагаемый подход позволяет перейти от графоаналитического к аналитическому алгоритму расчёта и упрощает программирование расчётов,

сводя их к составлению математической модели, реализуемой при составлении таблицы тепловоздушного баланса в **Mathcad** или **Excel**.

2.4. Методики расчета интенсивности испарения

Известны [8]

Методики расчета интенсивности испарения

1. Формула стандарта VDI 2086 (Общество немецких инженеров)

$$W = e \cdot A \cdot (P_B - P_L); \quad W = 1 \text{ [г/час]}, \quad (a)$$

2. Формула Бязина-Крумме

Формула Бязина-Крумме для расчета интенсивности испарения влаги чаще всего используется в Великобритании.

Существует две формулы:

а. Для периода, когда в бассейне находятся купающиеся (период использования):

$$W = \left[0,118 + \left(0,01995 \cdot a \cdot \frac{P_B - P_L}{1,333} \right) \right] \cdot A, \quad W = 1 \text{ [кг/час]}, \quad (б)$$

б. Для периода, когда в бассейне отсутствуют купающиеся (период бездействия):

$$W = \left[-0,059 + \left(0,0105 \cdot \frac{P_B - P_L}{1,333} \right) \right] \cdot A, \quad W = 1 \text{ [кг/час]}, \quad (в)$$

3. **Источник [9]** предлагает определять количество поступающей влаги с поверхности бассейна по формуле

$$W_B = \frac{A \cdot F \cdot \sigma_{ис} (d_w - d_a)}{1000}, \text{ кг} / \text{ч} \quad (г)$$

4. В **Источнике [10]** авторы сообщают: в отечественной практике для расчета количества влаги, испаряющейся с открытой водной поверхности, широкое применение получила зависимость, предложенная сушильной лабораторией Всесоюзного Теплотехнического Института (г. Москва), которая базируется на результатах обширных опытов,

В опытах обеспечивались условия испарения близкие к адиабатическому процессу.

Разработанная при этом зависимость была включена в «Указания по проектированию отопления и вентиляции» (СН 7-57), а затем в «Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха» кн. 1, изд. 1992 г. (СПВ) в следующем виде:

$$W = 7.4 \cdot (a_t + 0.017 \cdot u) \cdot (P_n - P_B) \frac{101.3}{P_{\text{бар}}} \cdot F \quad \text{кг/ч (д)}$$

Необходимо отметить, что при одинаковых данных о бассейне, результаты расчётов по формулам указанных источников заметно отличаются.

Сравнивая формулы (а,б,в,г,д), можно отметить их общее написание в виде

$$W = B \cdot (P_B - P_w)$$

так как влагосодержание, например, формулы (г) можно записать как функцию давления насыщенного пара (см. формулы (3) и (4)). Значения же коэффициентов $B = \text{const}$, в формулах (а,б,в,г,д) записываются в авторском виде.

2.5. Предлагаемая модель влагообмена

Предлагается количество насыщенного водяного пара, передаваемого от воды к воздуху, определять по формуле (13). Сравнение с этой формулой более наглядно потому, что она, как и формулы (а,б,в,г,д) не использует начальные параметры воздуха, кроме его количества G_1 .

Запишем формулу (25) в сопоставимом виде с формулами источников

$$\omega = G_1 \cdot (D_w - d_2) \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w \cdot F_w}{G_1}} - 1 \right) = G_1 \cdot 0.82 \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w \cdot F_w}{G_1}} - 1 \right) \cdot (P_w - \phi_2 \cdot P_B)$$

Для сокращения записи назовем

$$A = G_1 \cdot 0.82 \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w \cdot 1}{G_1}} - 1 \right) = \text{const}$$

где: P_B - максимальное давление насыщенного пара в воздухе;

P_w - давление насыщенного пара в воде, мм.рт.ст.

Тогда, в общем виде **Формула расчёта интенсивности испарения** принимает вид

$$\omega = A \cdot (P_w - \phi_2 \cdot P_B)$$

Назначаем $A = B$ и по опытным данным, из равенства величин, находим значения количества воздуха, коэффициента влагоотдачи и площади влагообменной поверхности, зависящую от волнения воды и которую можно выразить через количество купающихся людей.

Пример

Исходные данные: бассейн; температура уходящего воздуха $t_2 = 28^\circ\text{C}$; относительная влажность уходящего воздуха $f_2 = 0,6$; температура воды $t_1 = 26^\circ\text{C}$; площадь поверхности воды $F_w = 1 \text{ м}^2$; поверхность воды – зеркально гладкая.

Исходная формула стандарта VDI 2086 (Общество немецких инженеров), при расчётах давлений в мм.рт.ст., запишется как

$$W = \frac{e \cdot F_w}{0.75} \cdot (P_w - f_2 \cdot P_B) \quad \text{г/час}$$

$$W = 54.67 \text{ г/час}$$

Равенство коэффициентов в Формуле расчёта интенсивности испарения и исходной формуле принимает вид

$$A = G_1 \cdot 0.82 \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w \cdot F_w}{G_1}} - 1 \right) = \frac{e \cdot F_w}{0.75} = 6.667$$

где, согласно источнику,

e – эмпирический коэффициент, равный:

0,5 – закрытая поверхность бассейна;

5 – неподвижная поверхность бассейна;

15 – небольшой частный бассейн с ограниченным временем использования;

20 – общественный бассейн для отдыха и развлечений;

28 – большие бассейны для отдыха и развлечений;

30 – аквапарки с водяными горками и значительным волнообразованием

Откуда, находим значение комплекса,

$$G_1 \cdot \left(e^{\frac{\alpha_w \cdot F_w}{G_1}} - 1 \right) = 8.13$$

которое можно использовать при обработке результатов для одинаковых условий опытов, не зная значений количества наружного воздуха и коэффициента влаготдачи

2.6. Об одной особенности взаимодействия источника тепла и водяных паров с потоком влажного воздуха

Количество явного тепла, отдаваемое источником, определяется по формуле:

$$q = c \cdot (t_n - t_1) \cdot \left(1 - e^{\frac{-kF}{cG}}\right) = c \cdot (t_n - t_2) \cdot \left(e^{\frac{kF}{cG}} - 1\right) \quad (35)$$

Количество водяных паров, которое воздух может ассимилировать при различных начальном и конечном значениях относительной влажности

$$w = G \cdot (\phi_2 \cdot D_2 - d_1) \quad (36)$$

Максимально возможное количество общего тепла, которое воздух способен ассимилировать при взаимодействии с источником тепла и влаги

$$Q_0 = q + r \cdot w \quad (37)$$

или, в развёрнутом виде

$$Q_0 = G \cdot \left[c \cdot (t_n - t_2) \cdot \left(e^{\frac{\alpha \cdot F}{cG}} - 1\right) + r \cdot \left[\phi_2 \cdot 4.58 \cdot e^{\frac{17.14 t_2}{235.31 + t_2}} \cdot (0.00016 \cdot t_2 + 0.82) - d_1 \right] \right] \quad (38)$$

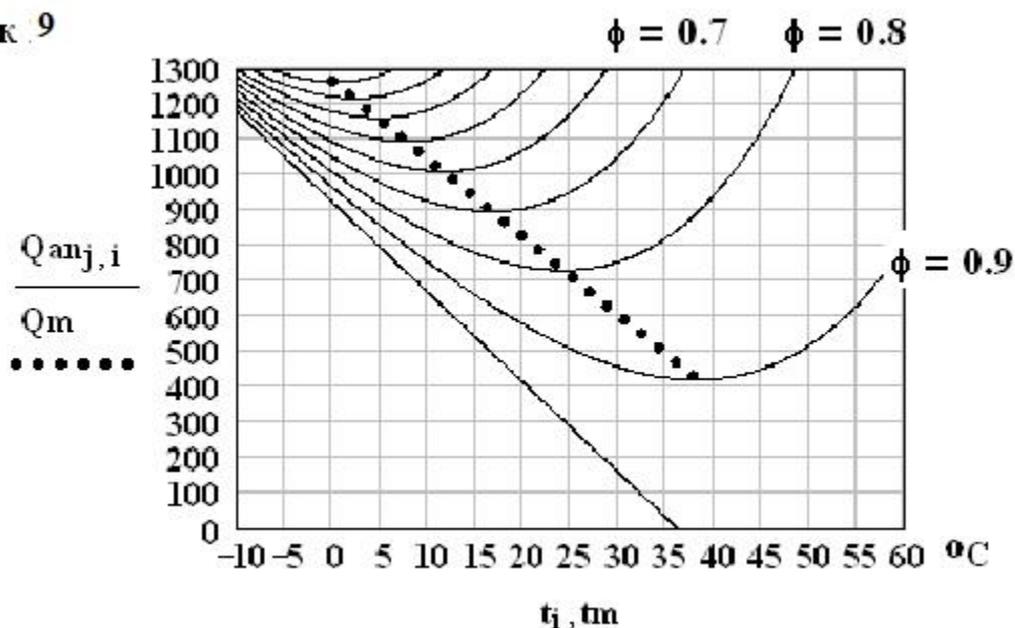
где : t_n - температура поверхности источника;

t_1 - начальная температура воздушного потока

t_2 - конечная температура воздушного потока

Рассмотрим графическое изображение развёрнутой формулы (38).

График 9



На графике сплошные линии показывают максимальное количество

общего тепла, которое может ассимилировать воздух в количестве G кг., принимающий после контакта с источником заданную температуру и относительную влажность.

Точечная линия на графике соединяет минимальные значения общего тепла, воспринимаемого данным воздухом.

2.7. Другие особенности формирования микроклимата

Существующий метод расчёта параметров микроклимата с использованием температурных коэффициентов даёт одинаковый результат для любой точки пространства помещения, что можно считать правильным лишь для одного источника или их небольшой группы.

Большое количество источников представляет собой новую единицу - группа, геометрические размеры которой и технология её размещения могут существенно влиять на формирование микроклимата.

Главным фактором формирования микроклимата служит воздушный поток, омывающий источники. Управляемыми величинами потока являются его начальные или текущие параметры.

Балансовое дифференциальное уравнение теплообмена в **потоке приточного воздуха** имеет составляющие испарения со смоченных и открытых водных поверхностей, что даёт громоздкое решение. Поэтому, если это допускается, воспользуемся практикой проектирования, где эти испарения учитываются поправочным процентным коэффициентом " m " к тепло и влаговыделениям источника и придадим ему значение поправочного коэффициента к площадям тепло и влагообмена источника. Тогда, в первом приближении, дифференциальное уравнение теплового баланса принимает вид:

$$\frac{m_q \cdot k_{an} \cdot (t_{an} - t_2) \cdot n \cdot f_{an} \cdot y_o}{F} \cdot dx - q_b \cdot (t_2 - t_{at}) \cdot y_o \cdot dx - c \cdot G_1 \cdot dt_2 = 0$$

где: m - поправочный коэффициент ($m_q \sim 0.96$ для свободных тепловыделений и $m_w \sim 1.1$ - для влаговыделений);

t_2 - температура воздуха помещения;

F - занятая источником площадь пола, омываемая потоком воздуха;

n - количество источников на площади F ;

f_{an} - площадь теплообмена одного источника;

y_o - ширина воздушного потока;

x - расстояние от начала потока по его длине;

q_b - удельные теплотери (телопоступления через строительные конструкции, включая инсоляцию, отнесённые к 1 м^2 пола.

t_{at} - температура наружного воздуха;

t_1 - температура приточного (наружного) воздуха, после его обработки

оборудованием для микроклимата.

Интегрируя это уравнение при граничных условиях $x=0$, $t_2=t_1$, получаем

$$t_2 = t_1 \cdot e^{-\frac{(B+q_b)}{cG_1} \cdot y_0 x} + \left(\frac{B}{B+q_b} \cdot t_{an} + \frac{q_b}{B+q_b} \cdot t_{at} \right) \cdot \left[1 - e^{-\frac{(B+q_b)}{cG_1} \cdot y_0} \right] \quad (38)$$

$$D_2 = 4.579 \cdot (0.00015 \cdot t_2 + 0.817) \cdot e^{\frac{17.14 t_2}{235.31 + t_2}} \quad (39)$$

$$\phi_2 = 1 - \left(1 - \frac{d_1}{D_2} \right) \cdot e^{-\frac{\alpha_w f_w m_w y_0 x}{G_1 F}} \quad (40)$$

где: $B = \frac{m_q \cdot n \cdot k_{an} \cdot f_{an}}{F}$

Уравнения (38), (39) и (40) представляют собой систему уравнений, подлежащую решению.

Относительная влажность потока воздуха на отметке "x" находится с помощью формул

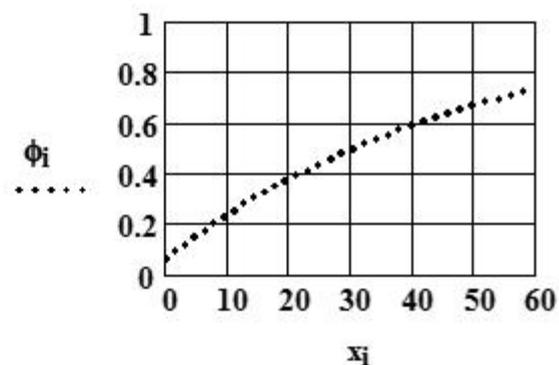
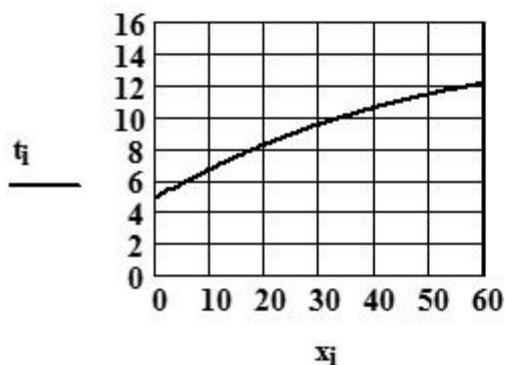
$$D_2 = 4.579 \cdot (0.00015 \cdot t_2 + 0.817) \cdot e^{\frac{17.14 t_2}{235.31 + t_2}} \quad (41)$$

$$\phi_2 = 1 - \left(1 - \frac{d_1}{D_2} \right) \cdot e^{-\frac{\alpha_w f_w m_w y_0 x}{G_1 F}} \quad (42)$$

При расчёте бассейна, суммарная величина тепло и влагообменных площадей источников заменяется на площадь поверхности воды.

Общий вид изменения температуры и влажности потока воздуха, при туннельном вентилировании помещения, представлен на рисунках

Температура воздуха Относительная влажность воздуха по длине помещения по длине помещения



М.

Литература:

1. Н.И. Карякин и др. «Краткий справочник по физике», Москва, 1964.
2. М.Ф. Бромлей «Гидравлические машины и холодильные установки», Москва, 1971.
3. Н.Н. Ларионов «Общая теплотехника», Москва, 1975.
4. В.Н. Богословский и др. «Отопление и вентиляция» Часть 2, Москва, 1976.
5. В.П. Исаченко и др. «Теплопередача», Москва, 1981.
6. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха, Стройиздат, Москва, 1978.
7. Е.М. Белова «Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами», ЕВРОКЛИМАТ, Москва, 2003.
8. В.А. Ананьев и другие «Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика», ЕВРОКЛИМАТ, Москва, 2003.
9. ГосАгроПром СССР «Общесоюзные нормы технологического проектирования»
 - предприятий крупного рогатого скота, ОНТП 1-77
 - свиноводческих предприятий, ОНТП 2-85
 - птицеводческих предприятий, ОНТП 4-85

10. «Рекомендации по расчету и проектированию систем обеспечения микроклимата животноводческих помещений с утилизацией теплоты выбросного воздуха», ГосАгроПром СССР, Подотдел проектных организаций, Гипронисельхоз, Москва, 1981.

11. А.Г. Степанов, И.В. Ильин «Физико-математическая модель формирования микроклимата в животноводческих помещениях», Сборник научных трудов, том 12, ГНУ ВНИИМЖ, г. Подольск, 2003.

12. Методики расчета интенсивности испарения.

http://pasaw.ucoz.com/news/metodiki_rascheta_intensivnosti_isparenija/2013-10-25-249

13. Вентиляция бассейнов. Пример расчета.

<http://www.xiron.ru/content/view/31210/28/>

14. А. Е. Алейников, д. т. н. А. Б. Федоров «Испарение влаги с водных поверхностей в условиях крытых аквапарков».

15. Расчет вентиляции бассейна – Вентидеал.

http://www.ventideal.ru/ventilyaciya_basseina/ras_ven_bas/index.php

ПРИЛОЖЕНИЕ №1

Handbook for the Meteorological Observation

Koninklijk Nederlands Meteorologisch Instituut KNMI

September 2000

http://www.knmi.nl/samenw/hawa/pdf/Handbook_H01_H06.pdf

.....

5.2 Calculation of the saturation vapour pressure

The most accurate calculation of the saturation vapour pressure $e_s(t)$ is done using what is

known as the Goff-Gratch polynomial (ref. 5). The WMO has adopted this polynomial as the

standard formula. Because of the complexity of this formula and the highly intensive

calculation it requires, the WMO advises using the following approximations:

For water vapour in equilibrium with (or possibly supercooled) a flat water surface:

$$eS(t) = 6.112 * e \left\{ \frac{17.62}{t/(t+243.12)} \right\} \quad (1)$$

Above ice:

$$eS(t) = 6.112 * e \left\{ \frac{22.46}{t/(t+272.62)} \right\} \quad (2)$$

(ref. 1)

The above formulae are applicable to pure water vapour. If the situation involves humid air,

i.e. both air and water vapour, then a small correction should be applied. However, given the

required accuracy, this deviation is negligible. The conclusion is then that using formulae 1

and 2 achieves a very good approximation in the range -40 to +35°C for the parameter to be

derived. These items meet the accuracy requirements.

Alternative approximation formulae (Magnus, Tetens, Bolton, Sprung) also provide the

required accuracy. These are described in KNMI-TR 153 (ref. 5) and KNMI-TR 140 (ref. 11).

The KNMI has adopted its own formula for derivation of the dew point temperature in the

SYNOP and the METAR:

$$eS(t) = 6.11 * e \left\{ \frac{17.504}{t/(t+241.2)} \right\} \quad (3)$$

This formula is used both for the water and the ice conditions, since the relative humidity

sensor provides a measurement relative to the water saturation. This formula has been

implemented in the software of the SIAM (ref. 13). The Insa calibration laboratory uses the

following formula, providing close agreement with (3):

$$eS(t) = 6.11213 * e \{17.5043 t/(t+241.3)\} \quad (4)$$

Using formulae (3) and (4) for the calculation also produces a derived parameter that meets

the accuracy requirements.

When the SYNOP data is archived in the Climatological Information System (KIS), the dew

point temperature is treated as a basic parameter from which the synchronous value of the

relative humidity is derived. This process is the inverse of the process described above. The

derivation is based on Sprung's formulae.

Above water:

$$eS(t) = 6.107 * e \{17.27 t/(t+237.3)\} \quad (5)$$

стр. 67

Above ice:

$$eS(t) = 6.107 * e \{21.87 t/(t+265.5)\} \quad (6)$$

(ref. 6)

Summary:

Standard formula:

$$eS(t) = A * \exp \{B t/(t+C)\} \quad (7)$$

Water surface

A	B	C
---	---	---

WMO 2	6.112	17.62	243.1
KNMI (SYNOP, METAR, SIAM)	6.11	17.504	241.2
KNMI (Insa Calib.Lab.)	6.11213	17.5043	241.3
KNMI (KIS)	6.107	17.27	237.3

Ice surface

	A	B	C
WMO 2	6.112	22.46	272.6
KNMI (SYNOP, METAR, SIAM)		not applicable	
KNMI (Insa Calib.Lab.)		not applicable	
KNMI (KIS)	6.107	21.87	265.5

5.3 Calculation of the vapour pressure: e

Given that $RH = \{e / eS(t)\} * 100\%$,

it follows that $e = \{RH * eS(t)\} / 100\%$ (8)

5.4 Calculation of the dew point temperature Td

Given that $eS(Td) = e$ and using the standard formula (7), we obtain:

$$A * \exp \{B Td / (Td + C)\} = e \quad (9)$$

Conversion of this formula produces:

$$Td = C * \{\ln e - \ln A\} / \{B - \ln e + \ln A\} \quad (10) \text{ or}$$

$$Td = C / [\{B / (\ln e - \ln A)\} - 1] \quad (11)$$

5.5 Calculation of RH from t and Td

- $eS(t)$ is calculated using (7)
- e is then obtained by filling in $t = Td$ in (7): $e = eS(Td)$
- RH is calculated using $RH = \{e / eS(t)\} * 100\%$.