

УДК 536.253

**С.В. Романов** – ассистент

**А.М. Зиганшин** – кандидат технических наук, доцент

**В.Н. Посохин** – доктор технических наук, профессор

E-mail: [amziganshin@kgasu.ru](mailto:amziganshin@kgasu.ru)

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

## ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНВЕКЦИИ НАД ЗАГЛУБЛЕННЫМ ПРОТЯЖЕННЫМ ТЕПЛОИСТОЧНИКОМ

### АННОТАЦИЯ

Численным методом решается система уравнений турбулентного движения над заглубленным протяженным теплоисточником. Получены распределения осевых скорости, температуры, а также расхода по длине плоской конвективной струи.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** конвективная струя, заглубленный теплоисточник, численные методы.

**S.V. Romanov** – assistant

**A.M. Ziganshin** – candidate of technical sciences, associate professor

**V.N. Posohin** – doctor of technical sciences, professor

Kazan State University of Architecture and Engineering

## NUMERICAL RESEARCH OF CONVECTION ABOVE A DEEPENED EXTENDED HEAT SOURCE

### ABSTRACT

It has been numerically computed the system of equations of the turbulent flow above a deepened extended heat source. The distribution of axial velocity, temperature and flow rate in a flat convective jet has been obtained.

**KEYWORDS:** convective jet, deepened heat source, numerical methods.

Известны аналитические решения задач о конвективных струях над круглыми и протяженными теплоисточниками, заделанными заподлицо в ограничивающую плоскость [1]. Гораздо меньше информации имеется о конвекции над теплоисточниками при сложных условиях формирования струи. Можно упомянуть только экспериментальные работы [2, 3], в которых исследовалась конвекция над теплоисточниками в виде объемных цилиндра и параллелепипеда.

В этой статье решается задача о свободной конвективной струе, возникающей над заглубленным протяженным теплоисточником (рис. 1). Координата  $x$  отсчитывается от точки  $O$ .

Решение ведется численным методом, с помощью комплекса программ *Fluent*. При этом решается полная система уравнений плоского турбулентного движения, включающая: уравнение неразрывности; уравнения движения (Рейнольдса); уравнение переноса конвективной и лучистой энергии; уравнения модели турбулентности; уравнение состояния.

Для замыкания системы уравнений используется стандартная  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентности ( $k$  – кинетическая энергия турбулентности;  $\epsilon$  – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности).

Размеры расчетной области  $H=11$ ,  $V=11$ , размеры углубления изменялись, в пределах  $b = 0,3 \div 0,6$ ,  $h = 0,15 \div 0,9$ . Границы  $ACDE$  проницаемы,  $ALKGFE$  – непроницаемы.

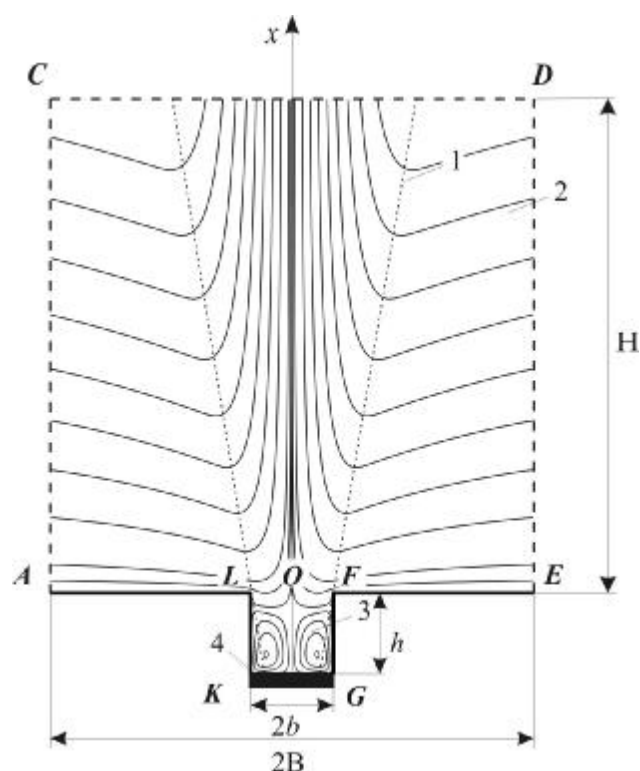


Рис. 1. Схема течения:

- 1 – струя;
- 2 – течение вне струи;
- 3 – циркуляционное течение в углублении;
- 4 – теплоисточник.

На проницаемых участках назначаем граничные условия *Pressure Outlet*, т.е. на границе задается величина избыточного давления.

Принято:

- избыточное давление на границе –  $Dp=0$ ;
- $\mathbf{u} = u_n$  – скорость на границе направлена по нормали к ней;
- граница обладает свойствами абсолютно черного тела;
- параметры возвратного течения:  $T_\infty = 293,15\text{ K}$ ,  $k=0$ ,  $e=0$ .

Все остальные величины вычисляются экстраполяцией изнутри расчетной области.

Предполагается, что непроницаемые участки границы **GFE** и **ALK** имеют ту же температуру, что и подтекающий извне воздух  $T_\infty = 293,15\text{ K}$ . Теплота равномерно выделяется только на участке **KG**. Тогда граничные условия для непроницаемых участков имеют вид:

отрезки **GFE** и **ALK**

- удельный тепловой поток  $Q_0=0$ ;
- условие непроницаемости –  $\partial u_n / \partial n = 0$ ,  $\partial k / \partial n = 0$ , где  $\mathbf{n}$  – единичный вектор, направленный

по нормали к поверхности;

- коэффициент отражения равен 1;
- генерация кинетической турбулентной энергии, в пристенной области, равна ее диссипации.

отрезок **KG**

- удельный тепловой поток  $Q_0=400\text{ Вт/м}$ .

Остальные граничные условия те же, что и для других непроницаемых отрезков.

Полная система уравнений решалась методом конечных объемов, при значениях параметров, указанных в таблице.

Распределение температуры на отрезке **KG** ( $T_n$ ), конвективная ( $Q_k$ ) и лучистая ( $Q_l$ ) составляющие общей тепловой мощности определялись программой в процессе счета.

Таблица

| № численного эксперимента | Исходные параметры |          |              | Рассчитанные параметры |                       |                  |
|---------------------------|--------------------|----------|--------------|------------------------|-----------------------|------------------|
|                           | $h$ , м            | $2b$ , м | $Q_o$ , Вт/м | $Q_k$ , Вт/м           | $Q_{\text{л}}$ , Вт/м | Ra               |
| $\bar{h} = h/b = 1$       |                    |          |              |                        |                       |                  |
| 1                         | 0,15               | 0,3      | 400          | 64,5                   | 335,5                 | $7,3 \cdot 10^7$ |
| 2                         | 0,25               | 0,5      | 400          | 114,8                  | 285,2                 | $3,3 \cdot 10^8$ |
| 3                         | 0,3                | 0,6      | 400          | 130,9                  | 269,1                 | $5,7 \cdot 10^8$ |
| $\bar{h} = h/b = 2$       |                    |          |              |                        |                       |                  |
| 4                         | 0,5                | 0,5      | 400          | 118,3                  | 281,7                 | $3,3 \cdot 10^8$ |
| 5                         | 0,6                | 0,6      | 400          | 135,6                  | 264,4                 | $6,2 \cdot 10^8$ |
| 6                         | 0,9                | 0,9      | 400          | 215,2                  | 184,8                 | $1,9 \cdot 10^8$ |
| $\bar{h} = h/b = 3$       |                    |          |              |                        |                       |                  |
| 7                         | 0,45               | 0,3      | 400          | 61,2                   | 338,8                 | $9,1 \cdot 10^7$ |
| 8                         | 0,75               | 0,5      | 400          | 110,9                  | 289,2                 | $4,0 \cdot 10^8$ |
| 9                         | 0,9                | 0,6      | 400          | 131,6                  | 268,4                 | $6,7 \cdot 10^8$ |

Вычислялось также значение критерия Рэлея:

$$Ra = \frac{(2b)^3 g b \Delta T_{\text{п}}}{n a},$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $b$  – коэффициент температурного расширения;  $n, a$  – кинематическая вязкость и теплопроводность воздуха;  $\Delta T = T_{\text{п}} - T_{\infty}$  – разность средней температуры поверхности источника и температуры окружающего воздуха. Во всех случаях  $Ra > 2 \cdot 10^7$ , что согласно [4] свидетельствует о том, что тепловая конвекция – развитая турбулентная.

Решение задач с использованием вычислительного комплекса *Fluent* начинается с построения расчетной области и сетки в препроцессоре *Gambit*. Результаты решения представляются графически и анализируются с помощью постпроцессора *Tecplot*. В результате решения получены распределения скорости  $u$  и избыточной температуры  $\Delta T$  в исследуемой области.

На рис. 2, 3 представлены типичные картины течений в углублении и в самой струе.

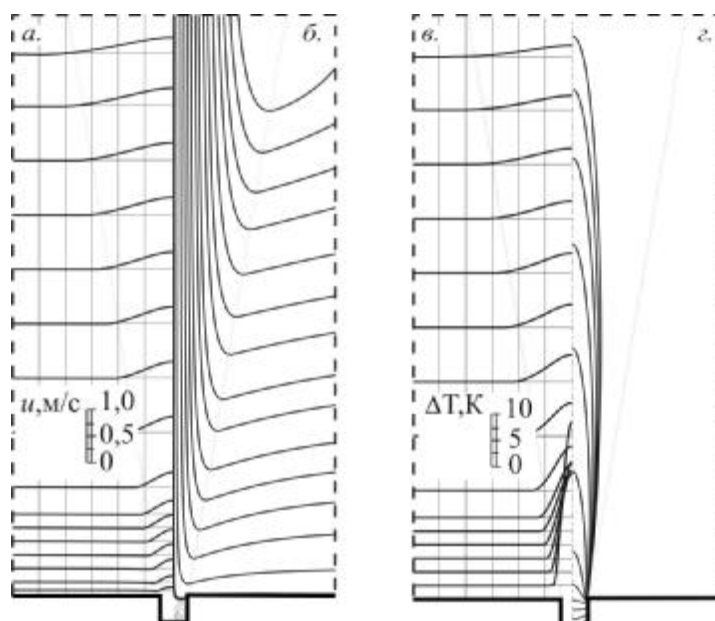


Рис. 2. Картины течения в численном эксперименте № 4  
 а – профили продольной компоненты скорости; б – линии тока;  
 в – профили избыточной температуры; г – изотермы

Угол раскрытия динамических границ струи, определенный по профилям продольной скорости, равен  $a_u = 18^\circ$ , тепловые границы струи несколько шире –  $a_T = 21^\circ$ .

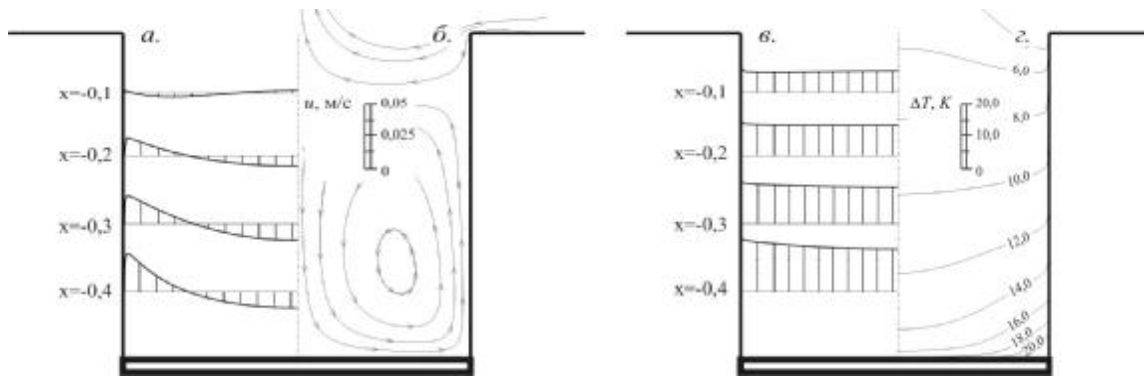


Рис. 3. Картины течения в углублении, в численном эксперименте № 4  
 а – профили продольной компоненты скорости; б – линии тока;  
 в – профили избыточной температуры; г – изотермы

Полученные значения осевых скорости  $u_x$ , избыточной температуры  $\Delta T_x$  и расхода воздуха по сечениям струи  $L_x$  сравнивались с расчетами по формулам Шепелева [1], выведенным для случая, когда  $h=0$ :

$$\bar{u}_x = \frac{u_x}{\sqrt[3]{\frac{gQ_k}{c_p r_\infty T_\infty}}} = \sqrt[6]{\frac{1+Pr_T}{6Pr_T}} \bar{x}^{1/3} \left[ \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}c} \frac{1}{\bar{x}} \right) \right]^{1/3}; \quad (1)$$

$$\Delta \bar{T}_x = \frac{\Delta T_x \cdot B}{\sqrt[3]{\frac{T_\infty Q_k^2}{c_p^2 r_\infty^2 g}}} = \sqrt[6]{\frac{6Pr_T}{1+Pr_T}} \cdot \frac{1}{2\bar{x}^{1/3}} \frac{\operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{1+Pr_T}}{\sqrt{2}c} \frac{1}{\bar{x}} \right)}{\left[ \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}c} \frac{1}{\bar{x}} \right) \right]^{1/3}}; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{L}_x = \frac{L_x}{\sqrt[3]{\frac{gQ_k}{c_p r_\infty T_\infty}} \cdot B} &= \sqrt[6]{\frac{1+Pr_T}{3p Pr_T}} \sqrt{2\bar{x}^{1/3}} \int_0^\infty \left\{ \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} \frac{\bar{y}+1}{c\bar{x}} \right) - \right. \\ &- \left. \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} \frac{\bar{y}-1}{c\bar{x}} \right) \right\} d\bar{y} = 1,107 \bar{x}^{1/3} \int_0^\infty \left\{ \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} \frac{\bar{y}+1}{c\bar{x}} \right) - \right. \\ &- \left. \operatorname{erf} \left( \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} \frac{\bar{y}-1}{c\bar{x}} \right) \right\} d\bar{y}; \quad (3) \end{aligned}$$

здесь  $c_p$  – теплоемкость воздуха;  $r_\infty$  – плотность окружающего воздуха,  $Pr_T$  – турбулентное число Прандтля (рекомендуемое программой *Fluent* значение  $Pr_T=0,85$ ),  $c$  – эмпирическая константа, рекомендуемое значение которой  $c=0,082$ ,  $\bar{x} = x/b$ .

На рис. 4 графики распределений  $\bar{u}_x$ , полученные в численных экспериментах, сопоставлены с расчетами по формуле (1). Здесь и далее безразмерное расстояние определялось как  $\bar{x} = x/b + h/b$ . Все кривые, полученные в численном эксперименте, на основном участке практически совпадают друг с другом и с расчетом по формуле (1). Значение безразмерной скорости здесь примерно равно  $\bar{u}_x \approx 2,165$ , что соответствует [5]. Протяженность разгонного участка, где скорость возрастает от нуля до указанного выше значения, составляет примерно  $x_p \approx 20b$ . Заметим, что согласно [4]  $x_p \approx 4b$ .

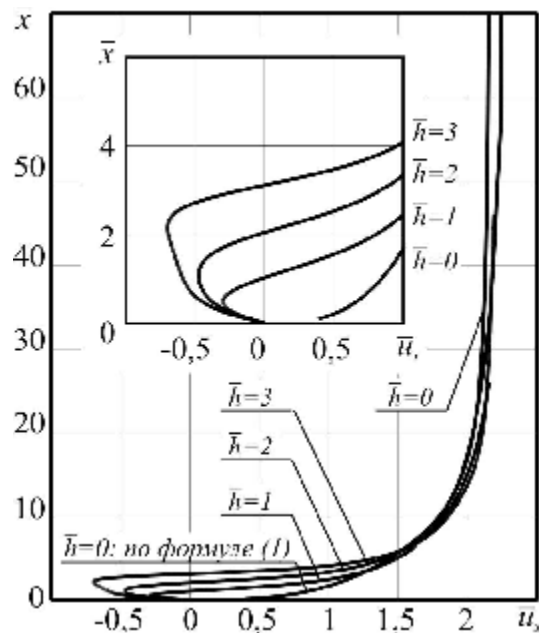


Рис. 4. Безразмерная осевая скорость

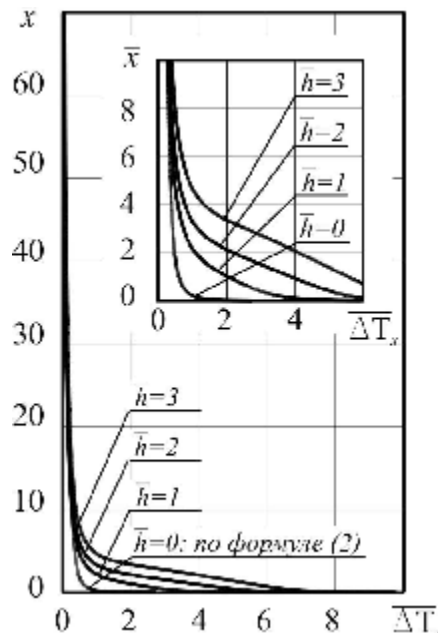


Рис. 5. Безразмерная избыточная осевая температура

Распределение скорости в разгонном участке существенно зависит от параметра заглубления  $\bar{h} = h/b$ . Здесь имеется зона отрицательных скоростей, обусловленная наличием циркуляционных колец в заглублении. Но, уже начиная с  $\bar{x} \approx 5$ , все кривые сливаются в одну.

Рис. 5 иллюстрирует изменение безразмерной осевой избыточной температуры. Результаты численного эксперимента совпадают с вычислениями по формуле (2) на расстояниях  $\bar{x} > 5$ . На этом участке результаты хорошо аппроксимируются формулой

$$\Delta \bar{T}_x \approx 2,2 / \bar{x}.$$

В разгонном участке распределение температур также зависит от относительной глубины. С увеличением  $\bar{h}$  температура на поверхности источника возрастает.

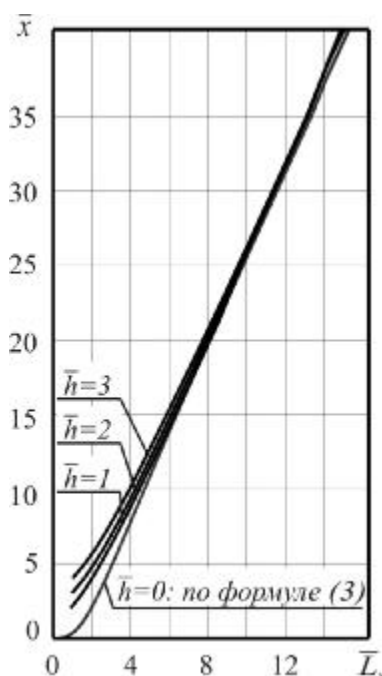


Рис. 6. Безразмерный расход по сечениям струи

На рис. 6 представлены графики изменения  $\bar{L}_x$ . При  $\bar{x} > 10$  связь между модифицированной координатой  $\bar{x}$  и расходом может быть представлена линейным уравнением  $\bar{L}_x \approx 0,38 \cdot \bar{x}$ .

На разгонном участке расход возрастает тем интенсивнее, чем меньше  $\bar{h}$ .

Полученные результаты могут быть использованы при расчете вентиляционных устройств и систем: аэрация, местные отсосы, воздушные завесы и др.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М.: Стройиздат, 1978. – 145 с.
2. Гилязов Д.Г. Исследование влияния высоты заглубления источника тепла на параметры конвективного потока // Межвуз. сб. Гидромеханика в отопительно-вентиляционных устройствах. – Казань, 1982. – С. 34-36.
3. Эльтерман В.М. Вентиляция химических производств. – М.: Стройиздат, 1967. – 175 с.
4. Батурин В.В., Эльтерман В.М. Аэрация промышленных зданий. – 2-е изд., исп. и доп. – М.: Госстройиздат, 1963. – 317 с.
5. Посохин В.Н., Зиганшин А.М. Численное исследование конвекции над протяженным теплоисточником // Изв. вузов. Строительство, 2005, № 2. – С. 58-63.

УДК 628.8: 631.2

**М.В. Бодров** – кандидат технических наук, ассистент

E-mail: [tes84@inbox.ru](mailto:tes84@inbox.ru)

**Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет**

## ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ПОМЕЩЕНИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

### АННОТАЦИЯ

Разработана методика расчета теплоустойчивости животноводческих зданий и овощекртофелехранилищ, для которых характерна цикличность поступления теплоты в течение суток. При нормировании теплотехнических характеристик наружных ограждений за расчетный должен приниматься цикл естественной вентиляции, в котором складываются наиболее неблагоприятные температурные условия.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** коэффициенты теплоусвоения и теплоустойчивости ограждения и помещения, циклы работы систем активной и естественной вентиляции.

**M.V. Bodrov** – candidate of technical sciences, assistant

**Nizhniy Novgorod State University of Architecture and Engineering**

## THERMAL STABILITY OF THE PRODUCTION AGRICULTURAL BUILDINGS

### ABSTRACT

Is developed the procedure of calculation of the thermal stability of cattle-breeding buildings, vegetable storages and the potato storehouses, for which the cyclic recurrence of the entering of heat in the course of twenty-four hours is characteristic. During rate setting of the thermo-technical characteristics of external enclosures for the calculated must start the cycle of natural ventilation, in which are added the most unfavorable temperature conditions.

**KEYWORDS:** the coefficients of heat-mastering and thermal stability of enclosure and accommodation, the cycles of the work of the systems of the active and natural ventilation.

**Введение.** Под теплоустойчивостью помещений понимают их свойство поддерживать относительное постоянство температур при периодически изменяющихся теплопоступлениях. В животноводческих помещениях температурный режим, соответствующий максимальной продуктивности животных, можно рассчитывать как для гражданских и промышленных зданий по приводимым в нормативной и специальной литературе зависимостям [1, 2]. Этот вывод базируется на постоянстве (стационарности в течение суток) поступления теплоты в помещения, сток теплоты в них зависит только от изменения температуры наружного воздуха. Тепловой режим хранилищ картофеля и овощей отличается цикличностью (в соответствии с режимами работы систем активной вентиляции) поступления теплоты в свободный объем помещения в течение суток. В статье рассмотрены особенности расчета теплоустойчивости помещений для содержания животных и разработана методика расчета теплоустойчивости помещений овощекртофелехранилищ.

**Теплоустойчивость животноводческих и птицеводческих помещений.** Укажем основные особенности и последовательность расчета теплоустойчивости животноводческих помещений. Соотношение между колебаниями теплового потока и температуры на поверхности ограждения определяется коэффициентом теплоустойчивости  $Y$ . Зависимость теплового потока от температуры воздуха выражается коэффициентом теплопоглощения ограждения  $B = A_q / A_{t_b}$ . Затухание амплитуды температуры воздуха  $A_{t_b}$  при переходе тепловой волны от помещения к внутренней поверхности ограждения, на которой амплитуда колебания равна  $A_{\Phi_b}$ , рассчитывается по формуле:

$$A_{t_b} / A_{\Phi_b} = 1 + Y_1 / \bar{b}_b, \quad (1)$$

где  $Y_1$  – коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения;  $Y_1 = A_q / A_{\Phi_b}$ ; индекс у коэффициента показывает порядок отсчета слоев в ограждении по направлению движения теплового потока  $q$ .

Коэффициент теплопоглощения ограждения  $B$  показывает колебания амплитуды теплового потока, проходящего через поверхность ограждения, к вызывающей этот поток амплитуде колебания температуры окружающего воздуха. Значение коэффициента теплопоглощения  $B$ , Вт / (м<sup>2</sup>°C), равно:

$$B = A_q / A_{t_b} = Y_1 / (1 + Y_1 / \delta_b) = 1 / (1/Y_1 + 1/\delta_b). \quad (2)$$

Амплитуда изменения теплового потока  $A_q$ , поглощаемого поверхностью при колебаниях температуры среды  $A_{t_b}$ , составляет  $A_q = B A_{t_b}$ . Если ограждение имеет площадь  $F$ , то амплитуда  $A_Q$  изменения всего количества теплоты, поглощаемого этой поверхностью, составляет  $A_Q = B F A_{t_b}$ . Так как в животноводческих помещениях амплитуда колебаний температуры воздуха для всех ограждающих поверхностей одинакова, а в каждый момент между количеством теплоты, подаваемой в помещение и поглощаемой его поверхностями, существует равенство – амплитуда теплопоступлений  $A_Q$  равна амплитуде теплопоглощений всеми поверхностями:

$$A_Q = \sum B F A_{t_b}. \quad (3)$$

Из (3) имеем основное уравнение теплоустойчивости:

$$A_{t_b} = A_Q / P. \quad (4)$$

В (4)  $P = \sum Y F$  – показатель теплопоглощения помещения, равный суммарной теплопоглощающей способности всех поверхностей в помещении. Приведенные зависимости позволяют с достаточной точностью провести расчет колебаний температуры воздуха в животноводческих помещениях.

**Теплоустойчивость овощекртофелехранилищ.** Проведенные исследования [3, 4] позволяют сделать вывод о большой тепловой инерционности как насыпей сочного растительного сырья (СРС), так и хранилищ в целом. Выполненные теплофизические расчеты по определению теплоустойчивости наружных ограждений типовых хранилищ дают значения показателя затухания температурных колебаний для бесчердачных покрытий  $n \approx 700$  и для наружных стен  $v \approx 400$ , показателя запаздывания сквозного проникновения температур соответственно  $\varepsilon \approx 23$  ч и 26 ч. Поэтому суточные колебания температуры наружного воздуха не оказывают практического влияния на температуру их внутренних поверхностей. Подтверждением этого положения являются полученные нами термограммы и гигрограммы параметров воздуха в зимний период года (рис. 1) в полузаглубленном картофелехранилище. На термограмме отчетливо наблюдаются моменты включения и продолжительность работы систем активной вентиляции по характерному снижению температуры. Параметры относительной влажности воздуха в хранилище  $j_b^x$  более стабильны.

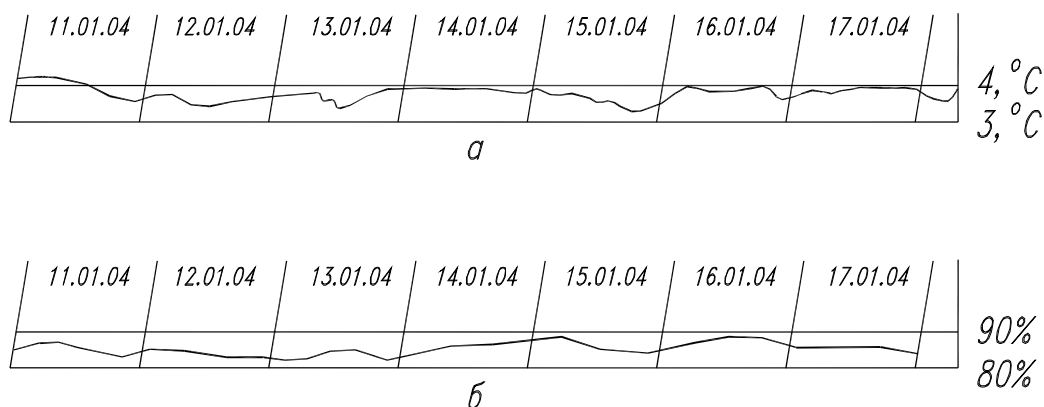


Рис. 1. Изменение параметров воздуха над насыпью клубней: а – термограмма; б – гигрограмма

Выявим периоды наиболее неблагоприятных температурных условий в свободном объеме хранилища  $V_c$ , создающихся при цикличной работе систем активной вентиляции (САВ). Такие исследования необходимы для уточнения минимальной мощности систем отопления, а также для

обоснования выбора объективных исходных данных при нормировании и расчете теплотехнических характеристик наружных ограждений хранилищ.

Количество теплоты, поступающей в верхнюю зону хранилища, меняется во времени. Во время цикла естественной конвекции (ЕК), когда САВ не работают, максимальное количество поступающей теплоты равно:

$$Q_{ЕК}^{max} = Q_6 \psi_k. \quad (5)$$

Коэффициент  $\psi_k$  показывает отношение удаляемой естественной конвекцией теплоты из насыпи картофеля или овощей к теплоте дыхания продукции. Он принимается по полученной нами экспериментальной зависимости (6) или по рис. 2, полученному на основе анализа литературных данных.

$$\psi_k = 2,95 u_E / h q_{СРС}. \quad (6)$$

Естественная конвекция может снять всю теплоту дыхания при значении комплекса  $q_{СРС} h / u_E \leq 2,95$ . Доля биологической теплоты, удаляемой естественной конвекцией, снижается с уменьшением скорости воздуха в насыпи  $u_E$ , м/с, с увеличением высоты насыпи  $h$ , м, и интенсивности удельных тепловыделений сочного растительного сырья  $q_{СРС}$ , Вт/т.

Среднечасовое количество теплоты, вносимое за цикл ЕК в свободный объем хранилищ, составляет  $Q_{ЕК}^{cp} = Q_{ЕК}^{max}$ . В период цикла вынужденной конвекции (ВК), длящегося  $m$  ч, доля теплоты дыхания не превышает для картофеля и свеклы 1,8 %, для моркови 1,9 %, для капусты 2,8 % [6]. Основное количество теплоты поступает в хранилище с воздухом, нагреваемым в слое СРС. Выразим его среднеарифметической величиной теплоступлений в начале и в конце цикла ВК  $Q_{ВК}^{cp} = (Q_{ВК}^{max} + Q_{ВК}^{min}) / 2$ .

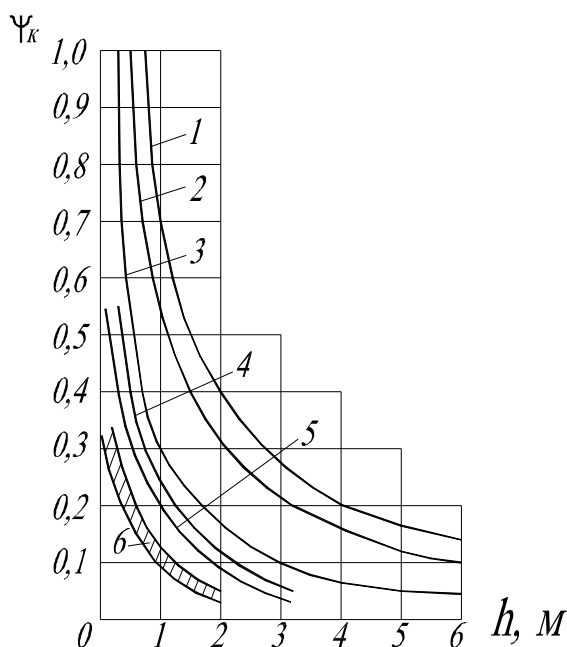


Рис. 2. Значения коэффициента  $\psi_k$  для насыпей клубней и кочанов: 1 – нетравмированные клубни с  $q_{СРС}$  по [5]; 2 – травмированные клубни с  $q_{СРС}$  по [5]; 3 – средне реализуемая насыпь клубней [6]; 4 – нетравмированные кочаны с  $q_{СРС}$  по [5] до усадки; 5 – средне реализуемая насыпь кочанов до усадки [6]; 6 – нетравмированные кочаны с  $q_{СРС}$  по [5] после усадки [6]

При расчете теплоустойчивости помещений хранилищ возмущающие воздействия в свободной верхней зоне за полный цикл работы САВ можно представить количественно следующими величинами: подача теплоты отсутствует в период ЕК длительностью  $(1 - K_b)$ , где  $K_b = m / T$  – доля времени цикла вынужденной конвекции; количество теплоты равно постоянной величине  $Q_{ВК}^{cp}$  в период цикла ВК длительностью  $K_b$  (жирная пунктирная линия на рис. 3).

Среднечасовое количество теплоты определяется из выражения:

$$Q_{BK}^{cp} = [q_{CPC} G_p K_B + Q_{EK}^{cp} (1 - K_B)] / K_B. \quad (7)$$

Коэффициент прерывистости  $\Omega$  зависит от величины коэффициента  $K_B$  и момента времени  $z / T$ , для которого определяется значение  $\Delta\phi_{в.п.}$ . Максимальное повышение температуры поверхности ограждения соответствует моменту времени окончания подачи теплоты, то есть моменту окончания цикла ВК (рис. 3).

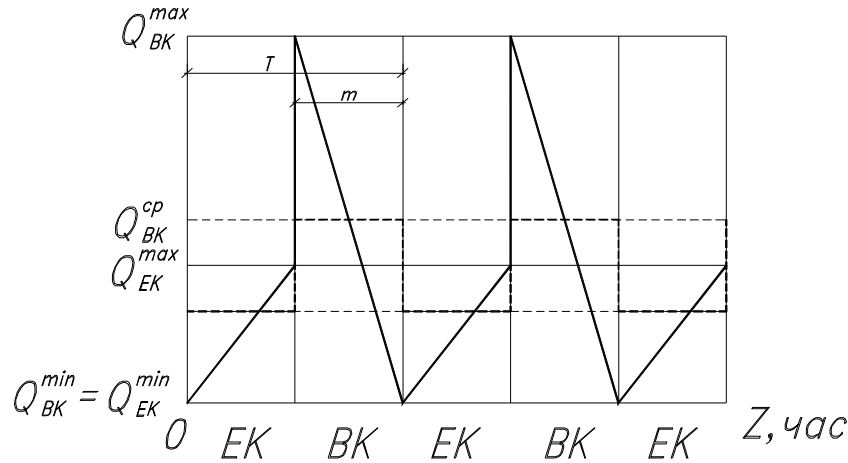


Рис. 3. Интенсивность поступления теплоты в верхнюю зону хранилища

Показатель теплопоглощения помещения определяется по значениям показателей теплопоглощения  $Y_i$  и площадей  $F_i$  отдельных ограждений аналогично значению  $P$  в формуле (4):

$$Y_n = \sum Y_i F_i.$$

Полный перепад температур поверхностей за время  $T$  составляет:

$$\phi_{в.п.}^{max} - \phi_{в.п.}^{min} = Q_{BK}^{cp} (\Omega_{max} - \Omega_{min}) / Y_n, \quad (8)$$

где  $\Omega_{max}$  и  $\Omega_{min}$  – максимальное и минимальное значения коэффициента прерывистости [1].

При циклическом притоке теплоты в хранилище изменение температуры воздуха свободного объема  $\Delta t_{в.п.}$  отличается от изменения температур поверхностей наружных ограждений  $\Delta t_{в.п.}$ :

$$\Delta t_{в.п.} = \Delta \phi_{в.п.} + Q_{BK}^{cp} / \Lambda. \quad (9)$$

Полный перепад температуры воздуха за период времени  $T$  выразится зависимостью:

$$t_{в.п.}^{max} - t_{в.п.}^{min} = t_{в.п.}^{max} - t_{в.п.}^{min} + Q_{BK}^{cp} / \Lambda, \quad (10)$$

где  $\Lambda = \sum a_{ki} F_i$  – показатель конвективного теплообмена в помещении.

Отклонение температур поверхностей и воздуха в помещении в любой момент через  $z$  ч после начала тепловыделений определяется по методике, приведенной в [1].

*Пример.* Определим теплоустойчивость помещения типового хранилища.

Навальное картофелехранилище имеет емкость  $G_p = 1200$  т, высота насыпи  $h = 3,0$  м, интенсивность биологических тепловыделений  $q_{CPC} = 17,0$  Вт/т, объем насыпи клубней  $V_k = 1850$  м<sup>3</sup>. Температура поступающего в насыпь воздуха  $t_{в.о} = 1,5^\circ\text{C}$ , допустимое колебание температуры насыпи  $t_{к max} - t_{к min} = 2^\circ\text{C}$ , минимальная температура воздуха в хранилище в конце цикла вынужденной конвекции  $t_b = 2,5^\circ\text{C}$ , коэффициент  $K_B = 0,229$  ( $m = 5,5$  ч).

Интенсивность естественной конвекции в насыпи (м/ч) при средней разности температур клубней и воздуха хранилища  $\Delta t_{BE} = 2^\circ\text{C}$  равна [6]:

$$u_E = 0,94 \cdot 10^{-3} 3600 \Delta t_{в.е} = 0,94 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 6,76 \text{ м/ч.}$$

По (7) определим среднечасовое количество теплоты, удаляемой из насыпи:

$$\begin{aligned} Q_{в.к}^{cp} &= [q_{CPC} G_p K_B + 0,587 G_p u_E (1 - K_B) / h] / K_B = \\ &= [17,0 \cdot 1200 \cdot 0,229 + 0,587 \cdot 1200 \cdot 6,76 (1 - 0,229) / 3] / 0,229 = 25750 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

При  $m = 5,5$  ч,  $T = 24$  ч значения  $\Omega_{max} = 0,829$ ,  $\Omega_{min} = -0,545$  [1].

Значения показателя теплоусвоения помещения  $Y_n$  находим по [1]. Наружная стена выполнена из силикатного кирпича  $\delta = 0,64$  м,  $F_{ст} = 595$  м<sup>2</sup>. Бесчердачное покрытие  $F_{покp} = 1080$  м<sup>2</sup> состоит из водоизоляционного ковра, выравнивающего слоя, теплоизоляции (керамзита), пароизоляционного слоя и несущих железобетонных ребристых плит. Внутренние стены площадью  $F_v = 120$  м<sup>2</sup> из силикатного кирпича, пол из асфальтобетона  $F_{пл} = 108$  м<sup>2</sup>. Поверхность картофеля в теплопоглощении не участвует.

Вычисленные значения показателей теплоусвоения для отдельных видов ограждений равны: для наружных стен  $Y_n = 9,75$  Вт/(м<sup>2</sup> °С); для покрытия  $Y_{п} = 8,50$ ; для внутренних стен  $Y_v = 6,53$ ; для пола  $Y_{п} = 32,6$  Вт/(м<sup>2</sup> °С). Показатель теплоусвоения хранилища:

$$Y_{п} = 35,07 \cdot 595 + 30,58 \cdot 1080 + 23,5 \cdot 120 + 117,36 \cdot 108 = 19\,270 \text{ Вт} / ^\circ\text{C}.$$

Полный перепад температур поверхностей

$$\phi_{в,п}^{max} - t_{в,п}^{min} = Q_{в,к}^{cp} (\Omega_{max} - \Omega_{min}) / Y_{п} = 25750[0,829 - (-0,545)] / 19270 = 1,84 ^\circ\text{C}.$$

Для предотвращения конденсации влаги на ограждениях минимальное значение перепада температур внутреннего воздуха и внутренних поверхностей принимаем равным  $0,6 ^\circ\text{C}$ .

По [7] коэффициенты конвективной теплоотдачи для помещений с повышенной относительной влажностью для вертикальных и горизонтальных поверхностей равны:

$$\alpha_{к,в} = 10,9\sqrt[3]{(t_v - \tau_v)}; \alpha_{к,г} = 13,4\sqrt[3]{(t_v - \tau_v)}.$$

$$\text{Тогда } \bar{b}_{к,в} = 10,9\sqrt[3]{0,6} = 9,22 \text{ Вт} / (\text{м}^2 ^\circ\text{C}); \bar{a}_{к,г} = 13,4\sqrt[3]{0,6} = 11,33 \text{ Вт} / (\text{м}^2 ^\circ\text{C}).$$

Показатель конвективного теплообмена в помещении  $\Lambda = 17730$  Вт/°С. Полный перепад за цикл работы САВ по (10) составляет  $(t_{в,п}^{max} - t_{в,п}^{min}) = 1,84 + 25750 / 17730 = 1,84 + 1,45 = 3,29 ^\circ\text{C}$ .

Для г. Нижнего Новгорода с  $t_n = -31 ^\circ\text{C}$  разница в теплотериях хранилищем между началом и концом цикла работы САВ составляет  $\{100[2+3,29-(-31)]/\{2-(-31)\}\} - 100 = 11 \%$ .

**Заключение.** Теплоустойчивость животноводческих помещений рассчитывается по методике для производственных зданий, приводимой в нормативной и специальной литературе. Разработанная методика расчета теплоустойчивости овощекртофелехранилищ позволила выявить, что наиболее неблагоприятные температурные условия в помещениях хранилища создаются в цикле естественной конвекции, когда теплоступления в верхнюю зону минимальны. Поэтому период цикла естественной конвекции должен приниматься в качестве расчетного при нормировании теплотехнических характеристик наружных ограждающих конструкций: минимальные температуры  $t_v$  и максимальные значения относительной влажности внутреннего воздуха  $\phi_v$  из рекомендуемых [5] для каждого из видов хранившейся продукции.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. – М.: Высшая школа, 1982. – 415 с.
2. Кувшинов Ю.А. Развитие теории теплоустойчивости // Сб. трудов II съезда АВОК, т. 1, 1992. – С. 35-43.
3. Волков М.А. Тепло- и массообменные процессы при хранении пищевых продуктов. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 272 с.
4. Жадан В.З. Влагообмен в плодощехранилищах. – М.: Агропромиздат, 1985. – 197 с.
5. ОНТП 6-86. Общесоюзные нормы технологического проектирования зданий и сооружений для хранения и переработки картофеля и плодощной продукции. – М.: Минплодощхоз СССР, 1986. – 40 с.
6. Бодров В.И. Хранение картофеля и овощей: Инженерные методы создания и поддержания технологического микроклимата. – Горький: Волго-Вятск. кн. изд-во, 1985. – 220 с.
7. Егiazаров А.Г., Кокорин О.Я., Прыгунов Ю.М. Отопление и вентиляция сельскохозяйственных зданий. – Киев: Будівельник, 1976. – 223 с.