

## РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ И ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА В ОХЛАЖДАЕМЫХ ТУПИКОВЫХ ВЫРАБОТКАХ

Самуся В.И., докт. техн. наук, проф.,  
Оксень Ю.И., канд. техн. наук, доц., Данилюк Ю.Н., магистр  
Национальный горный университет

*Решена задача и разработан метод расчета температуры и влажности воздуха в охлаждаемых тупиковых выработках. Приведены результаты расчетов.*

*The problem is solved and the computational method of temperature and damp of air in cooled blind drifts designed. The results of calculations are given.*

### ***Проблема и ее связь с научными или практическими задачами***

При охлаждении воздуха в тупиковых выработках на наружной и внутренней поверхностях вентиляционного трубопровода может происходить конденсация содержащегося в воздухе водяного пара, которая оказывает существенное влияние на формирование микроклимата выработок.

### ***Анализ исследований и публикаций***

Существующие методы тепловых расчетов шахт этот фактор не учитывают [1], либо учитывают недостаточно строго [2], в связи с чем, в случаях, когда указанные процессы имеют место, результаты расчета температуры и влажности воздуха, потребной холодильной мощности охлаждающих устройств могут быть отягощены существенной погрешностью.

### ***Постановка задачи***

Целью настоящего исследования является решение задачи и разработка метода расчета температуры и влажности воздуха в охлаждаемых тупиковых выработках с учетом конденсации водяного пара на наружной и внутренней поверхности вентиляционного трубопровода.

### ***Изложение материала и результаты***

В охлаждаемых тупиковых выработках с воздухоохладителями, встроенными в воздухопровод, можно выделить следующие характерные элементы: участки с воздухопроводом, воздухоохладители, и

призобойную зону (рис. 1). Воздухоохладители могут размещаться перед входным пунктом 1 и в любом сечении выработки. Предполагается, что их может быть несколько.

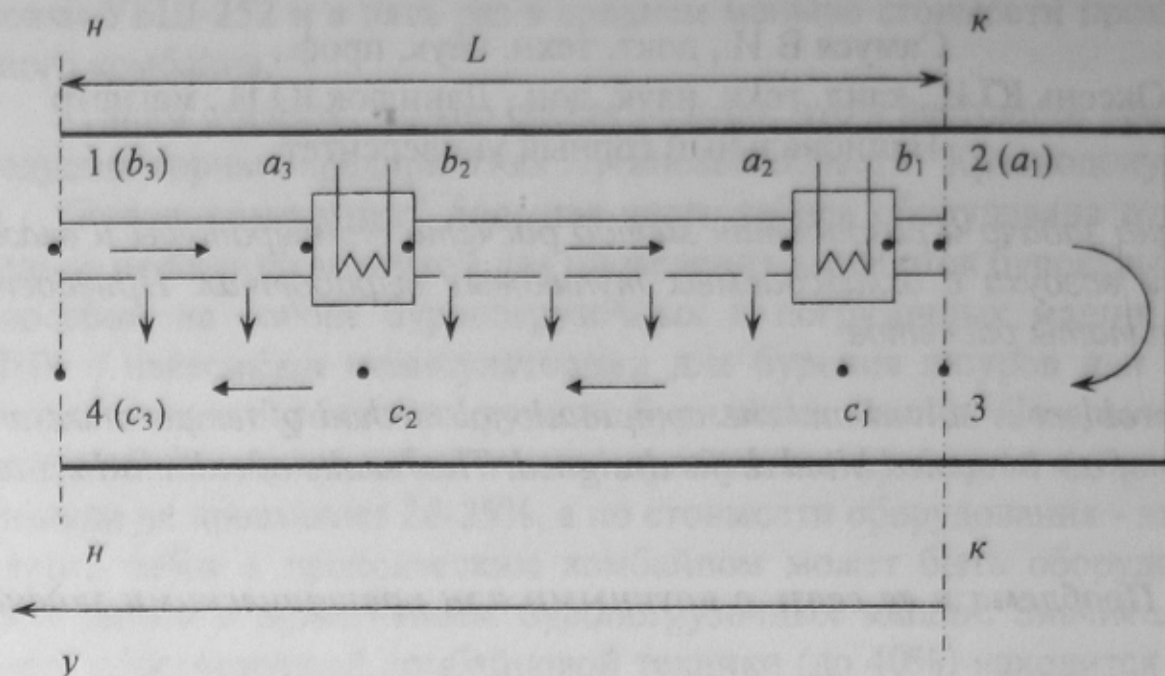


Рисунок 1 – Схема охлаждаемой тупиковой выработки

В качестве математической модели теплового взаимодействия вентиляционной струи с горным массивом на участках с воздухопроводом и в призобойной зоне принимается модель [3], разработанная нами ранее для расчета температуры и влажности воздуха в неохлаждаемых тупиковых выработках. Процесс поступления влаги в вентиляционную струю, эта модель рассматривает как процесс испарения ее на стенках выработок. При этом в качестве характеристики влажностного состояния стенок выработки на участках с воздухопроводом используется коэффициент влажности  $\psi$ , представляющим собой отношение периметра смоченной части периметра  $U_{вс}$  ко всему периметру  $U$  поперечного сечения выработки

$$\psi = U_{вс} / U. \quad (1)$$

При расчете учитывается изменение расхода воздуха по длине трубопровода и выработки вследствие утечек через материал и стыки отдельных звеньев вентиляционных трубопроводов по формуле [4]

$$G = G_n e^{-bl}, \quad (2)$$

где  $G$  и  $G_n$  – расход воздуха в рассматриваемом (текущем) и начальном сечениях трубопровода;  $l$  – длина участка трубопровода между начальным и текущим сечениями;  $b$  – параметр, определяющий негерметичность трубопровода.

В связи с возможностью конденсации влаги на наружной и внутренней поверхности трубопровода плотность теплового потока через его стенку определяется как сумма явного и скрытого тепловых потоков

$$q_{\text{тр}} = q_{\text{тр яв н}} + q_{\text{тр скр н}} = q_{\text{тр яв в}} + q_{\text{тр скр в}}. \quad (3)$$

где  $q_{\text{тр яв н}}$  и  $q_{\text{тр скр н}}$  – плотности явного и скрытого тепловых потоков, направленных от воздуха в выработке к наружной поверхности стенки трубопровода, а  $q_{\text{тр яв в}}$  и  $q_{\text{тр скр в}}$  – то же от воздуха в трубопроводе к внутренней поверхности стенки.

Явные тепловые потоки рассчитываются по формулам

$$q_{\text{тр яв н}} = \alpha_{\text{н тр}} (t - t_{\text{н тр}}), \quad (4)$$

$$q_{\text{тр яв в}} = \alpha_{\text{в тр}} (t_{\text{тр}} - t_{\text{в тр}}), \quad (5)$$

а скрытые – в соответствии с [5] по формулам

$$q_{\text{тр скр н}} = 0,0165 \alpha_{\text{н тр}} (p - p_{\text{н тр}}), \quad (6)$$

$$q_{\text{тр скр в}} = 0,0165 \alpha_{\text{в тр}} (p_{\text{тр}} - p_{\text{в тр}}), \quad (7)$$

где  $\alpha_{\text{н тр}}$  и  $\alpha_{\text{в тр}}$  – коэффициенты теплоотдачи от воздуха в выработке к наружной поверхности стенки трубопровода и от воздуха в трубопроводе к внутренней поверхности стенки;  $t$  и  $p$  – температура воздуха в выработке и парциальное давление содержащегося в нем водяного пара;  $t_{\text{тр}}$  и  $p_{\text{тр}}$  – температура воздуха в трубопроводе и парциальное давление содержащегося в нем водяного пара;  $t_{\text{н тр}}$  и  $t_{\text{в тр}}$  – температура соответственно наружной и внутренней поверхно-

стей стенки трубопровода;  $p_{н\text{тр}}$  и  $p_{в\text{тр}}$  – давление насыщенного водяного пара при температурах  $t_{н\text{тр}}$  и  $t_{в\text{тр}}$ .

Конденсация влаги на наружной и, соответственно, внутренней поверхности трубопровода происходит, если

$$p > p_{н\text{тр}} \quad (8)$$

и

$$p_{\text{тр}} > p_{в\text{тр}}. \quad (9)$$

Плотность теплового потока через стенку трубопровода находится следующим образом.

Вначале она рассчитывается в предположении, что конденсация влаги отсутствует. В этом случае

$$q_{\text{тр}} = \frac{t - t_{\text{тр}}}{\frac{1}{\alpha_{н\text{тр}}} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_{в\text{тр}}}}, \quad (10)$$

где  $\lambda_{\text{тр}}$  и  $\delta_{\text{тр}}$  – удельная теплопроводность материала и толщина стенки трубопровода.

Затем определяются температуры наружной и внутренней поверхностей стенки трубопровода  $t_{н\text{тр}}$  и  $t_{в\text{тр}}$  и для этих температур рассчитывается давление насыщенного водяного пара  $p_{н\text{тр}}$  и  $p_{в\text{тр}}$ . Если выполняется одно из условий (8) или (9), то производится уточнение найденного значения  $q_{\text{тр}}$  методом последовательных приближений с учетом явных и скрытых тепловых потоков.

При конденсации влаги на наружной поверхности трубопровода в результате решения трансцендентного уравнения

$$\alpha_{н\text{тр}}(t - t_{н\text{тр}}) + 0,0165\alpha_{н\text{тр}}(p - p_{н\text{тр}}) = \left( \frac{\lambda_{\text{тр}}}{\delta_{\text{тр}}} + \alpha_{в\text{тр}} \right) (t_{н\text{тр}} - t_{\text{тр}})$$

находится  $t_{н\text{тр}}$ , а затем по формулам (4), (6) и (3) –  $q_{\text{тр}}$ . При конденсации влаги на внутренней поверхности – в результате решения уравнения

$$\alpha_{в\ тр}(t_{тр} - t_{в\ тр}) + 0,0165\alpha_{в\ тр}(p_{тр} - p_{в\ тр}) = \left( \frac{\lambda_{тр}}{\delta_{тр}} + \alpha_{н\ тр} \right) (t_{в\ тр} - t)$$

находится  $t_{в\ тр}$ , а затем по формулам (5), (7) и (3) –  $q_{тр}$ .

Коэффициенты теплоотдачи от потоков воздуха снаружи и внутри трубопровода к его стенке рассчитываются в соответствии с [1].

Связь между параметрами воздуха на концах отдельных участков выработки с воздухопроводом устанавливается путем интегрирования системы дифференциальных уравнений:

$$\frac{dt}{dy} = \frac{1}{c_p G} [\alpha (t_{сэ} - t)U - q_{тр\ яв\ н} \pi D_{тр} + Q_l - gG \sin \gamma + bG c_p (t_{тр} - t) - 3bG \frac{w_{тр}^2}{2}]; \quad (11)$$

$$\frac{dx}{dy} = \frac{1}{r_0 G} [\beta r_0 (p_{нвс} - p) \psi U - q_{тр\ скр\ н} \pi D_{тр}] + b(x_{тр} - x); \quad (12)$$

$$\frac{dt_{тр}}{dy} = -\frac{1}{c_p G} \left( q_{тр\ яв\ в} \pi D_{тр} - gG \sin \gamma + 3bG \frac{w_{тр}^2}{2} \right); \quad (13)$$

$$\frac{dx_{тр}}{dy} = -\frac{q_{тр\ скр\ в} \pi D_{тр}}{r_0 G}, \quad (14)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от стенок выработки вентиляционной струе;  $t_{сэ}$  – эквивалентная температура частично увлажненной стенки выработки;  $Q_l$  – тепловыделения от абсолютных источников тепла, отнесенные к единице длины выработки;  $\gamma$  – угол наклона выработки к горизонту;  $\beta$  – коэффициент массоотдачи при испарении влаги на стенках выработки;  $p_{нвс}$  – давление насыщенного водяного пара при температуре влажной части стенки выработки  $t_{вс}$ ;  $g$  – ускорение свободного падения;  $c_p$  – изобарная теплоемкость воздуха;  $r_0$  – удельная теплота парообразования;  $x$  и  $x_{тр}$  – влагосодержание влаж-

ного воздуха в выработке и в трубопроводе;  $D_{\text{тр}}$  – диаметр трубопровода;  $w$  и  $w_{\text{тр}}$  – скорость воздуха в выработке и в трубопроводе;  $y$  – координата сечения выработки (см. рис. 1). Величины  $t_{\text{сэ}}$ ,  $t_{\text{вс}}$  и  $p_{\text{нвс}}$  рассчитываются в соответствии с [3].

При известных параметрах воздуха на одном из концов участка выработки с воздухопроводом задача интегрирования системы уравнений (11)-(14) представляет собой задачу Коши и может быть решена методом Рунге-Кутты. Проблема, однако, состоит в том, что известными являются только лишь параметры воздуха на входе в воздухопровод – в пункте 1 (рис. 1). На других границах участков интегрирования, которыми являются воздухоохладители и призабойная зона, известными являются зависимости, описывающие скачкообразные изменения температуры и влагосодержания воздуха в этих элементах системы. В связи с отмеченными особенностями задача расчета температурно-влажностного режима охлаждаемых тупиковых выработок представляет собой совокупность краевых задач интегрирования систем дифференциальных уравнений (11)-(14) с изменяющимися по определенным законам граничными условиями.

Она решена в оптимизационной постановке с помощью известного метода комплексов в сочетании с методом Рунге-Кутты.

В качестве искоемых независимых переменных приняты: температура  $t_2$  и влагосодержание  $x_2$  воздуха на выходе из трубопровода – в пункте 2 (рис. 1), а также влагосодержание воздуха  $x_{a_i}$  перед каждым  $i$ -м воздухоохладителем.

Решение задачи состояло в определении таких значений этих величин, при которых полученные в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений температура  $t'_1$  и влагосодержание  $t'_{bn_i}$  воздуха в пункте 1 в пределах погрешности расчета были бы близки к заданным  $t_1$  и  $x_1$  и обеспечивалась бы корректность моделирования процессов охлаждения воздуха в воздухоохладителях и изменения его состояния в воздухопроводе и в выработке. В соответствии с этим функция цели была сформулирована в следующем виде:

$$\Phi = \left( \frac{t'_1 - t_1}{\delta t} \right)^2 + A_1 \left( \frac{x'_1 - x_1}{\delta x} \right)^2 +$$

$$+ A_2 \sum_1^n \left( \frac{t'_{b_i} - t'_{b_{n_i}}}{\delta t} \right)^2 + A_3 \sum_1^m \left( \frac{x'_{b_j} - x'_{b_{n_j}}}{\delta x} \right)^2 \rightarrow 0, \quad (15)$$

где  $\delta t$  и  $\delta x$  – требуемые погрешности расчета температуры и влагосодержания воздуха;  $t'_{b_i}$  и  $t'_{b_{n_i}}$  – расчетная температура после  $i$ -го воздухоохладителя, получаемая в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений для участка выработки с воздухопроводом, и температура насыщенного влажного воздуха при расчетном влагосодержании  $x'_{b_i}$  (интегрирование производится в направлении оси)  $y$ ;  $x'_{b_j}$  и  $x'_{b_{n_j}}$  – расчетное влагосодержание на  $j$ -м участке выработки с воздухопроводом и влагосодержание насыщенного влажного воздуха при расчетной температуре  $t'_{b_j}$ ;  $n$  – число воздухоохладителей;  $m$  – число участков выработки с воздухопроводом;  $A_1, A_2, A_3$  – весовые коэффициенты.

Третье слагаемое в выражении (15) обеспечивает корректность моделирования процессов охлаждения воздуха в воздухоохладителях. Его составляющие учитываются, если  $x'_{b_i} + \delta x < x_{a_i}$ . На значения  $x'_{b_i}$  накладывается ограничение  $x'_{b_i} < x_{a_i} + \delta x$ .

Четвертое слагаемое введено для контроля корректности моделирования процессов изменения состояния воздуха в воздухопроводе. Его составляющие учитываются при  $x'_{b_j} > x'_{b_{n_j}}$ .

Метод расчета реализован в виде компьютерной программы, составленной в Delphi 6.

В качестве примера результатов моделирования температурно-влажностного режима охлаждаемой тупиковой выработки на рис. 2 приведены полученные расчетом графики изменения температуры и влагосодержания воздуха в выработке (линии 1 и 3) и трубопроводе (линии 2 и 4). При расчете принято: температура пород  $39^\circ\text{C}$ , расход воздуха в начальном и конечном сечениях трубопровода 10,0 и  $7,0 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $\psi = 1,0$ ,  $D_{\text{тр}} = 0,8 \text{ м}$ ,  $Q_l = 0$ . Холодильная мощность воздухоохладителя, установленного на расстоянии  $l = 1800 \text{ м}$  от устья выработки – 85 кВт.

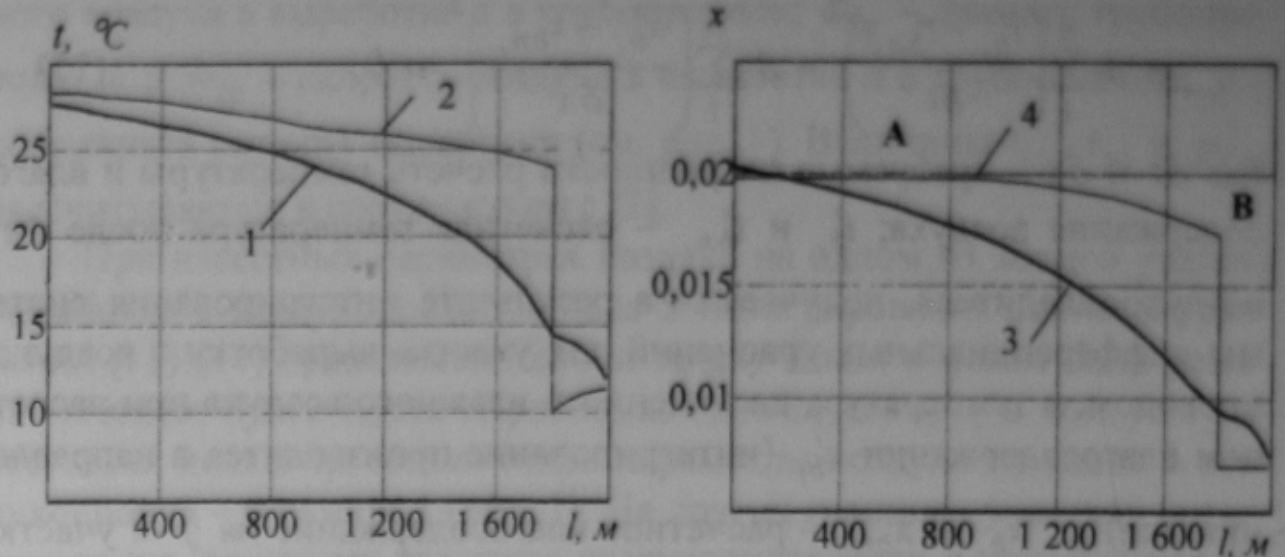


Рисунок 2 – Изменение состояния воздуха в воздухопроводе и свободном сечении тупиковой выработки

На рисунке скачкообразное изменение температуры и влагосодержания воздуха соответствует охлаждению его в воздухоохладителе. Изменение влагосодержания воздуха на участке *AB* кривой 4 свидетельствует о конденсации влаги внутри трубопровода.

### **Выводы и направление дальнейших исследований**

Разработаны математическая модель и метод расчета температурно-влажностного режима охлаждаемых тупиковых выработок, отличающиеся учетом возможности конденсации влаги на наружной и внутренней поверхности трубопровода.

В дальнейшем они будут использованы при разработке методов проектирования кондиционирования воздуха в тупиковых выработках глубоких шахт.

Список источников.

1. Единая методика прогнозирования температурных условий в угольных шахтах / МакНИИ. – Макеевка–Донбасс, 1979. – 196 с.
2. Черняк В.П. Тепловые расчеты подземных сооружений. – К.: Наук. думка, 1993. – 199 с.
3. Оксень Ю.И. Метод расчета микроклимата тупиковых горных выработок // Наук. вісник НГАУ. – 2000. – № 2. – С. 41-44.
4. Пак В.В., Иванов С.К., Верещагин В.П. Шахтные вентиляционные установки местного проветривания. – М.: Недра, 1974. – 240 с.
5. Семешко Э.Г., Цейтлин Ю.А. Исследование тепломассообмена между вентиляционной струей и трубопроводами холодоносителя в горной выработке // Физ.-техн. проблемы разработки полезных ископаемых. – 1985. – № 3. – С. 53-59.