



МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ТОННЕЛЯХ, РАСПОЛОЖЕННЫХ В СУРОВЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

С.Г.ГЕНДЛЕР, С.В.СИНЯВИНА

Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия

Рассмотрены климатические и горно-технические условия, определяющие образование наледей. Отмечено, что радикальным средством для предотвращения образования наледей следует считать создание в тоннелях в зимний период положительного теплового режима за счет подогрева поступающего холодного наружного воздуха. Сформулированы задачи, решение которых позволит разработать инженерную методику расчета параметров системы подогрева. Приведены результаты теоретических исследований, основанных на математическом моделировании и аналитических решениях, и данные инструментальных измерений в натурных условиях, которые обработаны с помощью чисел подобия. Сопоставлены результаты математического моделирования по определению количества воздуха, поступающего в тоннель, при наличии ворот на порталах и данных вычислений на основе экспериментально определенного коэффициента местного сопротивления. Доказана энергетическая эффективность размещения ворот на порталах тоннеля. Обосновано расположение относительно портала мест подачи в тоннель подогретого в калориферах воздуха и удаления из него охлажденного воздуха, обеспечивающее максимальный энергетический эффект.

Ключевые слова: тоннель, калорифер, подогрев воздуха, образование наледей, математическое моделирование, теплообмен воздуха с бетонной обделкой, аэротермодинамические процессы

Как цитировать эту статью: Гендлер С.Г. Методика определения параметров системы подогрева воздуха в железнодорожных тоннелях, расположенных в суровых климатических условиях / С.Г.Гендлер, С.В.Синявина // Записки Горного института. 2017. Т. 224. С. 215-222. DOI: 10.18454/PMI.2017.2.215

Введение. Районы с суровыми и экстремальными климатическими условиями занимают более 2/3 территории России [9]. В этих районах сосредоточено большинство разведанных запасов полезных ископаемых, располагаются имеющие большое значение для нашей страны культурные, научные и промышленные центры. Логистическая связь между ними осуществляется, в основном, по железным дорогам, неотъемлемым элементом инфраструктуры которых являются железнодорожные тоннели. Один из аспектов обеспечения безопасности эксплуатации состоит в создании необходимых условий, предотвращающих развитие негативных процессов при взаимодействии холодного наружного воздуха, поступающего в тоннели, с конструктивными элементами (крепь, контактный провод, водоотводные лотки и т.п.). К числу негативных процессов следует отнести образование наледей [11]. Возможность их появления связана, главным образом, с наличием воды, прступающей в выработки, контакт воды с холодным наружным воздухом в конечном итоге и приводит к развитию процессов наледеобразования. На формирование теплового режима железнодорожных тоннелей в отличие от горных выработок других типов оказывает влияние переменная величина расхода поступающего в них наружного воздуха. Его динамика определяется поршневым действием подвижного состава, зависящего от горно-технических параметров выработок, характеристик подвижного состава, скорости и интенсивности его движения [4, 8].

Имеющийся в России опыт свидетельствует о том, что радикальным средством для предотвращения образования наледей следует считать создание в тоннелях в зимний период положительного теплового режима за счет подогрева холодного наружного воздуха [2]. Методики для определения параметров систем подогрева, используемые на горно-добывающих предприятиях, не учитывают переменный характер расхода воздуха, зависящий от нахождения или отсутствия в тоннеле подвижного состава, и сложную пространственную динамику скоростных и температурных полей, сопровождающую процесс смешения холодного наружного и подогретого воздуха у порталов тоннелей [6].

Применительно к железнодорожным тоннелям исследованиям тепло- и массообменных процессов при создании положительного теплового режима были посвящены работы ученых Горного университета [2, 9], в которых разработаны основные принципы управления тепловым режимом горных выработок при периодическом движении транспортных средств и подогреве наружного воздуха. Подобные исследования осуществлялись учеными из Австрии и Финляндии (В.Лангнер, Б.Хагенах, Т.Гронвел), Японии, Канады [13, 16, 17].



Анализ опыта [14] эксплуатации систем подогрева наружного воздуха, поступающего в эксплуатируемые железнодорожные тоннели, показал их сравнительно невысокую энергетическую эффективность, нерациональность использования в условиях выделения из пород вредных газообразных веществ (например, радона), сложность применения этих систем при организации аварийных вентиляционных режимов.

Переход к системам подогрева воздуха нового поколения, свободных от перечисленных недостатков, возможен только при разработке научно-методических основ выбора параметров тепловентиляционных систем, которые должны базироваться не только на имеющемся опыте, но и на современных методах математического моделирования, позволяющих изучить сложные процессы теплопереноса в системе воздушная среда – горный массив.

Разработка на основе теоретических и экспериментальных исследований инженерной методики, позволяющей определять параметры систем подогрева воздуха в железнодорожных тоннелях, обеспечивающие повышение их энергетической эффективности, является актуальной задачей.

Для реализации поставленной задачи необходимо:

- определить основные факторы, оказывающие влияние на процессы образования наледей и разрушения крепи транспортных горных выработок;
- провести теоретические исследования процессов тепломассопереноса в системе воздушная среда – горный массив при изменяющихся во времени температуре и расходе поступающего воздуха;
- осуществить теоретические исследования динамики скоростных и температурных полей при смещении холодного наружного воздуха и теплого воздуха по длине транспортной выработки;
- определить эффективность устройств для снижения количества холодного наружного воздуха, поступающего в выработку, и уменьшения мощности калориферов для подогрева воздуха.

Теоретические исследования базируются на математическом моделировании теплообмена в системе воздушная среда – горный массив и аэротермодинамических процессов при поступлении в тоннель холодного наружного воздуха под действием естественной тяги и его подогрева струей подогретого воздуха, подаваемой из калориферов, с помощью программного пакета Ansys-Fluent. Помимо этого, теоретические исследования включали аналитические решения для упрощенных физических моделей, правомерность применения которых обосновывалась сопоставлением с результатами численных расчетов.

Математическое моделирование теплообмена при взаимодействии воздуха с горным массивом осуществлялось для оценки влияния ступенчатого характера изменения температуры и скорости движения воздушного потока на температуру поверхности бетонной обделки и величины теплового потока. Вид ступенчатого закона определяется периодическим движением по тоннелю подвижного состава (время $\tau_{\text{п}}$), приводящим к повышению в этот период количества воздуха ($Q_{\text{п}}$), поступающего в тоннель, относительно расхода при отсутствии поездов (время $\tau_{\text{от}}$), и снижению его температуры после подогрева ($t_{\text{п}}$) по сравнению с температурой в период $\tau_{\text{от}}$ (рис.1).

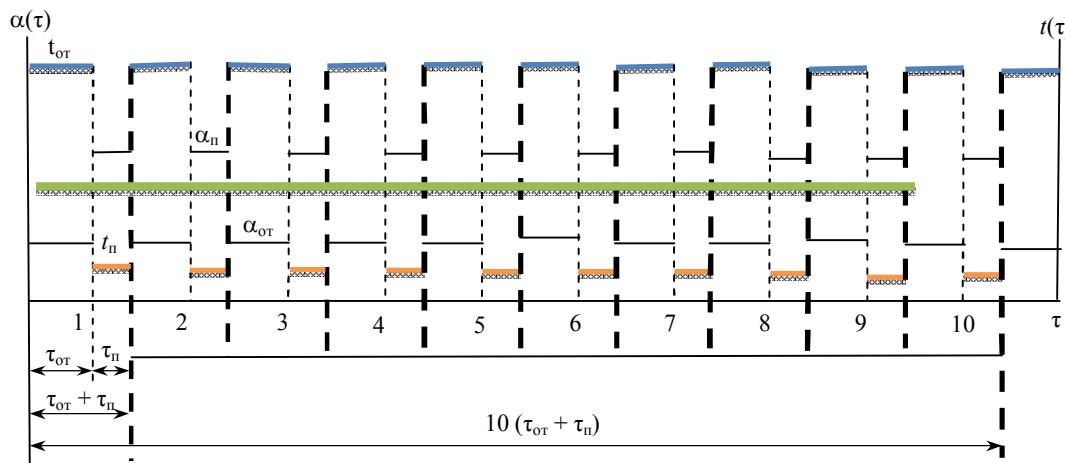


Рис.1. Характер изменения температуры (сплошные линии) и коэффициента теплоотдачи (пунктир) на входном участке выработки в зимний период



При формулировке математической модели задачи использованы следующие допущения (рис.2):

- Неоднородный горный массив заменяется изотропным массивом с эквивалентными теплофизическими свойствами и постоянной начальной температурой T_0 .

- Сечение выработки имеет прямоугольную форму с высотой и шириной, равными $2H$ и $2B$ (рис.2).

- Градиент температуры в направлении, перпендикулярном радиусу выработки (параллельно оси z) принимается равным нулю.

- Теплообмен воздуха с поверхности выработки описывается граничными условиями третьего рода при ступенчатом изменении коэффициента теплоотдачи и температуры воздуха.

- Значения коэффициентов теплоотдачи связаны только с изменениями скорости воздушного потока, определяемыми движением или отсутствием поездов по выработке и инициируемым ими поршневым эффектом.

- Колебания температур воздуха определяются как сезонными изменениями метеорологических параметров (лето, зима), так и подогревом воздуха в зимнее время.

- Выравнивание температуры при смешении холодного наружного воздуха в рассматриваемом сечении происходит за пренебрежимо малый промежуток времени, что позволяет считать температуру воздуха в сечении постоянной соответственно за периоды отсутствия и нахождения подвижного состава в выработке.

Математическая формулировка задачи при этих допущениях имеет вид:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha_r} \frac{\partial T}{\partial \tau};$$

$$T(x, y, 0) = T_0;$$

$$\alpha(\tau) [T_F(\tau) - t_\alpha(\tau)] = \lambda_r \frac{\partial T}{\partial n} \quad \text{при } x = B \text{ и } y = H;$$

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad \text{при } x \rightarrow \infty, y \rightarrow \infty (x^2 + y^2 \rightarrow \infty),$$
(1)

где λ_r , α_r – теплопроводность и температуропроводность пород; $T(x, y, \tau)$ – температура пород; n – нормаль к поверхности выработки; $t_\alpha(\tau)$ – температура воздуха; $\alpha(\tau)$ – коэффициент теплоотдачи.

Для решения задачи, соответствующей математической формулировке (1), в одномерной постановке при скачкообразном изменении коэффициента теплоотдачи и постоянной температуры воздуха применен метод пересчета, предложенный И.Р.Венгеровым [1]. Метод основан на использовании принципа автомодельности для задачи теплообмена при тепловом взаимодействии воздуха с неограниченным массивом. Решение задачи получено в виде зависимостей коэффициентов нестационарного теплообмена k_τ от времени, который представляет собой удельный тепловой поток при перепаде температур в один градус. Коэффициенты нестационарного теплообмена введены в практику горно-теплофизических расчетов А.Н.Щербанем и О.Н.Кремневым и получили широкое распространение [12]. В рассматриваемом случае формулы для расчета коэффициентов нестационарного теплообмена имеют вид:

$$k_\tau (\alpha_{\text{от}}) = \alpha_{\text{от}} [1 - f(Z_{\text{от}})]; \quad k_\tau (\alpha_n) = \alpha_n [1 - f(Z_n)],$$

$$Z_{\text{от}} = \left\{ \frac{1}{\varepsilon} \sum_{i=1}^n \left[\left(1 - \frac{1}{n} \right) \alpha_{\text{от}}^2 + \alpha_n^2 \delta \tau \right] n \tau_{\text{от}} \right\}^{0.5}; \quad Z_n = \left\{ \frac{1}{\varepsilon} \sum_{i=1}^n [\alpha_{\text{от}}^2 + \alpha_n^2 \delta \tau] n \tau_{\text{от}} \right\}^{0.5},$$
(2)

где $\delta \tau = \tau_n / \tau_{\text{от}}$; $\varepsilon = \lambda c \rho$, λ , c , ρ – соответственно теплопроводность, теплоемкость и плотность пород; n – общее количество проходящих через выработку за рассматриваемый период поездов.

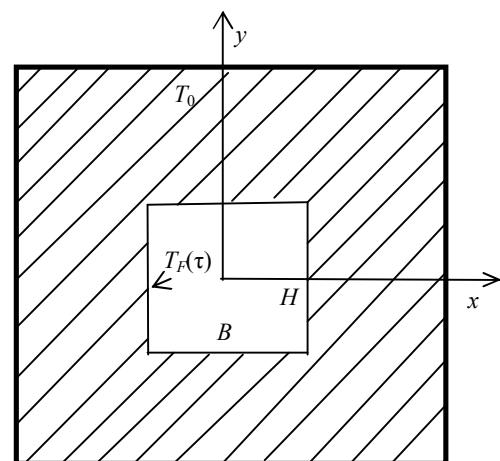


Рис.2. Расчетная схема для описания процесса теплообмена между воздушным потоком и поверхностью крепи выработок



При одновременном изменении по ступенчатому закону коэффициентов теплоотдачи и температуры воздуха для решения задачи использованы теорема Дюамеля и единичные функции Хевисайда, с помощью которых описан ступенчатый закон изменения температуры [3].

Формула для вычисления теплового потока при изменении коэффициентов теплоотдачи и температуры в соответствии с законом, показанным на рис.1, имеет вид:

$$q = k_t(\alpha_{\text{п}}, \Sigma\tau)(T_0 - t_{\text{от}}) - k_t(\alpha_{\text{п}}, [\Sigma\tau - (\tau_{\text{от}} + \tau_{\text{п}})]) \Delta t + k_t(\alpha_{\text{п}}, [\Sigma\tau - (2\tau_{\text{от}} + \tau_{\text{п}})]) \Delta t + \dots + k_t(\alpha_{\text{п}}, [\Sigma\tau - ((n-1)\tau_{\text{п}} + n\tau_{\text{от}})]) \Delta t, \quad (3)$$

где k_t – рассчитывается по формулам (2).

Правомерность предлагаемого приближенного метода расчета теплообмена воздуха с горным массивом подтверждена результатами численных расчетов, выполненных с помощью программного пакета Ansys.

На рис.3, 4 показаны результаты численных расчетов как для случая изменения только коэффициентов теплоотдачи при постоянной температуре воздуха (рис.3), так и при одновременном изменении коэффициентов теплоотдачи и температуры (рис.4).

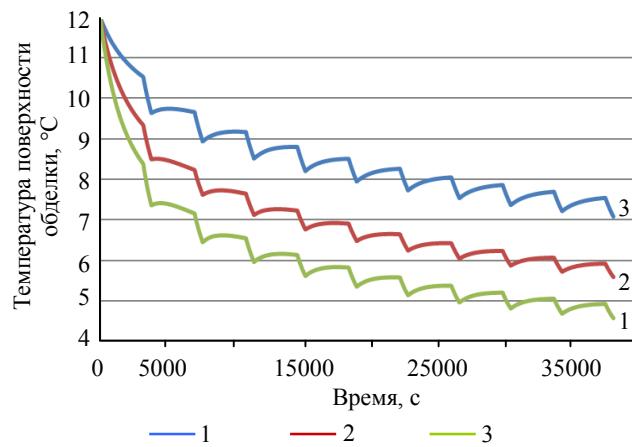


Рис.3. Температура поверхности бетонной крепи при продолжительности периодов 3200 и 600 с соответственно коэффициентам теплоотдачи $\alpha_{\text{от}}$ и $\alpha_{\text{п}}$
1 – $\alpha_{\text{от}} = 5$; $\alpha_{\text{п}} = 15$; 2 – $\alpha_{\text{от}} = 10$; $\alpha_{\text{п}} = 20$; 3 – $\alpha_{\text{от}} = 15$; $\alpha_{\text{п}} = 30$ Вт/(м·К)

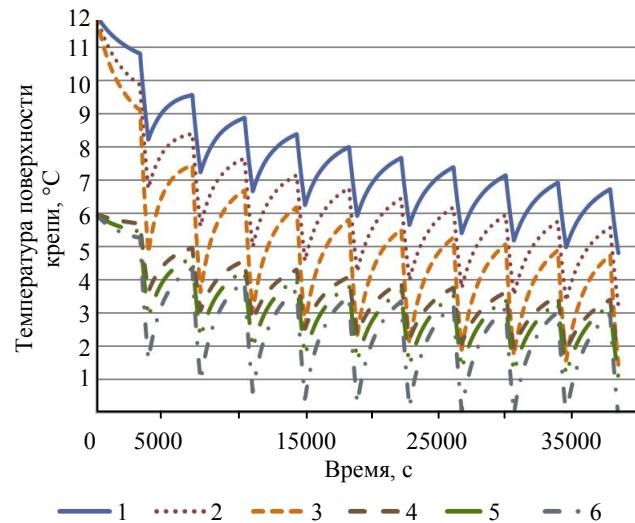


Рис.4. Температура поверхности крепи в зависимости от времени и значений коэффициента теплоотдачи
1, 2, 3 – $T_0 = 12$ °C; соответственно $\alpha_{\text{от}} = 5$, $\alpha_{\text{п}} = 15$ Вт/(м·К);
 $\alpha_{\text{от}} = 10$, $\alpha_{\text{п}} = 20$ Вт/(м·К); $\alpha_{\text{от}} = 15$, $\alpha_{\text{п}} = 30$ Вт/(м·К);
4, 5, 6 – $T_0 = 6$ °C; $\alpha_{\text{от}} = 5$, $\alpha_{\text{п}} = 15$ Вт/(м·К); $\alpha_{\text{от}} = 10$, $\alpha_{\text{п}} = 20$ Вт/(м·К);
 $\alpha_{\text{от}} = 15$, $\alpha_{\text{п}} = 30$ Вт/(м·К); $t_{\text{от}} = 4$ °C; $t_{\text{п}} = 10$ °C

Сопоставление расчетов по приближенной формуле и результатов математического моделирования показывает, что при длительности теплообмена, не превышающей один год, двухмерную задачу можно рассматривать как одномерную.

Для вывода зависимости, определяющей условие обеспечения положительной температуры поверхности тоннельной обделки [7] при завершении периода действия поршневого эффекта [5] в конце n -го цикла чередований периодов с температурой $t_{\text{от}}$, коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{\text{от}}$ и температурой $t_{\text{п}}$, коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{\text{п}}$, было принято, что температура воздуха может быть представлена в виде среднеинтегральной температуры за период, предшествующий последнему ($n-1$) циклу изменений температуры и коэффициенту теплоотдачи, и температуры воздуха в течение n -го цикла, когда она ступенчато изменяется от $t_{\text{от}}$ до $t_{\text{п}}$ (см. рис.1).

Уравнение для вычисления температуры поверхности тоннельной обделки T_F записывается в виде:

$$\alpha_{\text{п}}(T_F - t_{\text{ср.п}}) = k_t(\alpha_{\text{п}}, \Sigma\tau)(t_{\text{ср}} - t_{\text{ср.от}}) + k_t(\alpha_{\text{п}}, (\tau_{\text{от}} + \tau_{\text{п}}))(t_{\text{ср.от}} - t_{\text{ср.п}}), \quad (4)$$

где $k_t(\alpha_{\text{п}}, \Sigma\tau)$, $k_t(\alpha_{\text{п}}, (\tau_{\text{от}} + \tau_{\text{п}}))$ – коэффициенты нестационарного теплообмена, определенные при полном времени чередований n циклов изменений температур и коэффициентов теплоотдачи и времени двух последних значений температур $t_{\text{ср.от}}$, $t_{\text{ср.п}}$ (формулы (2)).



Принимая во внимание, что

$$t_{\text{ср.от}} = N_{\text{кал}}/c_p G_{\text{от}} + t_h; \quad t_{\text{ср.п}} = N_{\text{кал}}/c_p G_{\text{п}} + t_h, \quad (5)$$

получим

$$t_{\text{ср}} = (t_{\text{ср.от}} \tau_{\text{от}} + t_{\text{ср.п}} \tau_{\text{п}}) / (\tau_{\text{от}} + \tau_{\text{п}}), \quad (6)$$

где $G_{\text{от}} = \rho_h Q_{\text{от}}$ и $G_{\text{п}} = \rho_h Q_{\text{п}}$ – массовые расходы воздуха в периоды отсутствия и нахождения поезда в тоннеле, кг/с; c_p – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°C); $N_{\text{кал}}$ – мощность калориферных установок, кВт.

Поставив формулы (5) и (6) в уравнение (4) и решив его относительно мощности калориферных установок $N_{\text{кал}}$, получим:

$$N_{\text{кал}} = \frac{(T_F - t_h)}{\frac{1}{G_{\text{п}}} + \left(\frac{1}{G_{\text{от}}} - \frac{1}{G_{\text{п}}} \right) Y} c_p, \quad (7)$$

где $Y = [k_t(\alpha_{\text{п}}, \Sigma \tau) - k_r(\alpha_{\text{п}}, (\tau_{\text{от}} + \tau_{\text{п}})\Delta \tau_{\text{п}})]/\alpha_{\text{п}}$, $\Delta \tau_{\text{п}} = \tau_{\text{п}}/(\tau_{\text{п}} + \tau_{\text{от}})$.

Использование зависимости (7) дает возможность установить мощность калориферов для подогрева наружного воздуха, обеспечивающую в тоннеле в зимний период положительный тепловой режим, гарантирующий предотвращение образования наледей.

Весовой расход циркуляционного воздуха и температура его подогрева рассчитываются по формулам:

$$G_{\text{п}} = N_{\text{кал}}/c_p(t_{\text{под}} - t_{\text{ср.от}}); \quad t_{\text{под}} = t_{\text{ср.от}} + N_{\text{кал}}/c_p G_{\text{п}}. \quad (8)$$

Таким образом, при известной мощности калориферов, принимая величину температуры воздуха после калориферов, можно вычислить расход циркуляционного воздуха и аэродинамические характеристики вентилятора.

На основе зависимостей (2), (7), (8) были рассчитаны мощности калориферов, обеспечивающих подогрев наружного воздуха до температуры, гарантирующей отсутствие образования наледи тоннельной обделки. Расчет выполнялся при следующих исходных данных: протяженность тоннеля $L_t = 6700$ м, средняя площадь поперечного сечения $S_t = 34 \text{ м}^2$, температура наружного воздуха -35°C , количество поездов, проходящих через тоннель за сутки, 19, скорость поезда 60 км/ч, расчетная длина поезда 1100 м, величина естественной тяги 50-400 Па. Результаты расчета, представленные в таблице, показали, что мощность калориферов может достигать 16,8 МВт.

Расходы воздуха в тоннеле Q и мощность калориферов N при наличии ворот на порталах тоннеля и их отсутствии

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$ $N, \text{ кВт}$	$h_e, \text{ Па}$					
	50	100	150	200	300	400
$Q_{\text{от.вор}}/Q_{\text{от.без вор}}$	12,2/95	17,2/134	21,1/165	24,3/190	29,8/233	34,27/270
$Q_{\text{п.вор}}/Q_{\text{п.без вор}}$	57,8/332	61,3/339	64,2/345	66,3/352	71,2/365	75,1/380
$N_{\text{вор}}/N_{\text{без вор}}$	1030/7610	1380/9990	1640/11685	1850/12980	2200/15050	2470/16780

Снижение потребляемой мощности возможно только в случае сокращения количества наружного воздуха, поступающего в тоннель под действием естественной тяги и поршневого эффекта от поездов. Анализ опыта эксплуатации Северо-Муйского тоннеля показал, что наиболее эффективным средством для этого является установка ворот на порталах тоннеля (рис.5). Для оценки эффективности влияния порталных ворот на количество воздуха, поступающего в тоннель под действием естественной тяги, было осуществлено математическое моделирование.

Математическая формулировка задачи представлена в виде осредненных по Рейнольдсу нерегулярных уравнений Навье – Стокса, которые дополнены k - ε -моделью турбулентности, записанной в виде системы двух нелинейных диффузионных уравнений. Результаты математического моделирования (рис.6, 7) показали, что при полностью закрытых воротах, за исключением отвер-

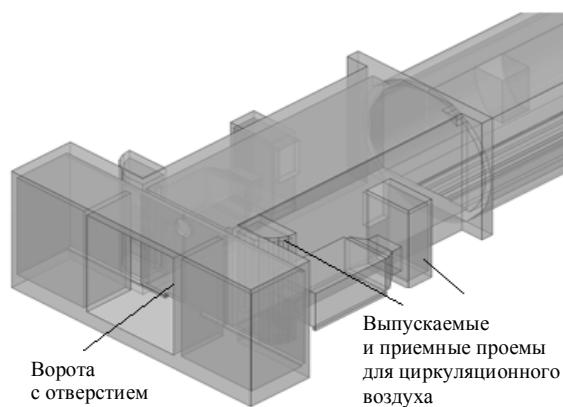


Рис.5. Внешний вид портала Байкальского тоннеля с вентиляционными воротами и системой для подогрева и подачи в тоннель теплого воздуха

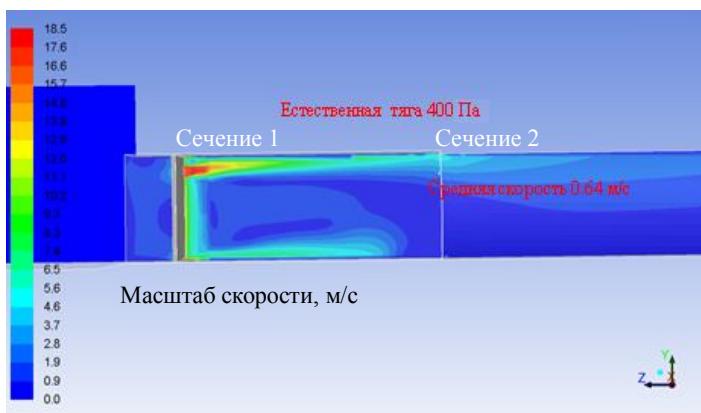


Рис.6. Распределение скорости воздуха в сечении, прилегающем к вентиляционным воротам у западного портала при значении естественной тяги 400 Па

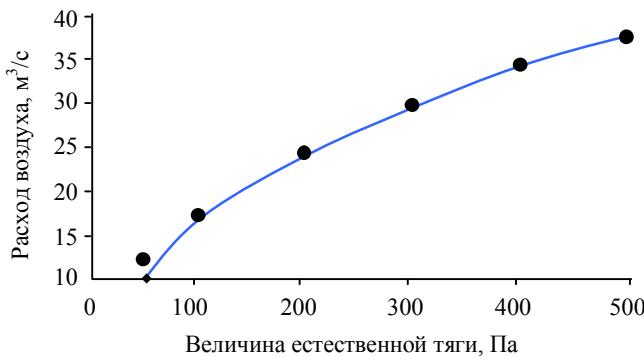


Рис.7. Зависимость расхода воздуха, поступающего в тоннель, от величины естественной тяги (сплошная линия – результаты математического моделирования; точки – данные расчетов при экспериментально определенном коэффициенте местного сопротивления)

подогрева поступающего наружного воздуха можно обеспечить только за счет такого смешения струй холодного и подогретого воздуха, при котором обеспечивается максимальный обмен тепловой энергии между взаимодействующими потоками.

Предварительные оценки, основанные на анализе результатов математического моделирования скоростных полей, показали, что сформулированное условие выполняется при определенном размещении мест выпуска в выработку подогретого воздуха. Проверка этого допущения была осуществлена с помощью математического моделирования аэротермодинамических процессов,

стия для пропуска контактного провода, количество воздуха, поступающего в тоннель, составляет в зависимости от величины естественной тяги $10\text{--}40 \text{ м}^3/\text{s}$, что почти в восемь раз ниже, чем при открытых воротах. Проведенные специалистами ОАО «НИПИИ Ленметрогипротранс» и Горного университета на восточном портале Северо-Муйского тоннеля экспериментальные исследования не только подтвердили данные численных расчетов, но и позволили установить зависимость между числом Эйлера $Eu = \Delta P / \rho V_t^2$ и величиной перекрытия тоннеля $S_{\text{пер}} = (1 - S_{\text{св.с}} / S_t)$; $S_{\text{св.с}}$ – свободное для прохода воздуха сечение). Эта зависимость с корреляционным соотношением 0,97 при статистической надежности, характеризующейся вероятностью 95 %, описывается уравнением вида

$$Eu = \exp(0,33e^{2,95S_{\text{пер}}}). \quad (9)$$

Кроме того, в результате обработки экспериментальных данных была определена величина коэффициента местного сопротивления вентиляционных ворот $\zeta_{\text{вор}}$. Она оказалась равной удвоенному числу Эйлера ($\zeta_{\text{вор}} = 2Eu$) и при полностью закрытых воротах составила 698.

Выполненные на основе уравнения (7) расчеты показали, что в случае эксплуатации тоннеля при условии периодического закрытия ворот на порталах тоннеля в период отсутствия в нем подвижного состава мощность калориферов может быть снижена более, чем в 6,8–7,4 раз (см. таблицу).

При закрытых воротах на устье выработки воздушная струя поступает в нее через отверстие в верхней части, используемое для пропуска контактного провода. Скорость воздушной струи на выходе из отверстия может достигать 17–18 м/с. Результатом этого является формирование в своде тоннеля потока воздуха, движущегося с большой скоростью и имеющего отрицательную температуру. Требуемый уровень

при расположении мест выпуска подогретого воздуха непосредственно у портальных ворот и на расстоянии 8 м от них. При этом в первом случае скорость воздуха на выходе из выпускного устройства составляла 10 м/с, а во втором – 20 м/с.

Для описания процесса теплопереноса дополнительно к осредненным по Рейнольдсу нерегулярным уравнениям Навье – Стокса было использовано уравнение энергии, описывающее изменение энталпии идеального газа в зависимости от давления воздушного потока, его температуры и эффективной теплопроводности, включающей турбулентную теплопроводность, вычисляемую в соответствии с принятой ранее моделью турбулентности [10].

Результаты расчетов представлены в виде карт распределения температурных полей по сечениям выработки, отстоящих от устья на различные расстояния, и динамики изменения температуры в контрольных точках сечения, расположенного в 8 м от устья (рис.8, 9).

Анализ результатов математического моделирования подтвердил предположение о влиянии места выпуска подогретого воздуха в выработку и его скорости на формирование температурных полей.

В случае переноса места выпуска подогретого воздуха вглубь тоннеля на расстояние 8 м от его портала удается обеспечить положительную среднюю температуру воздуха в месте выпуска, что объясняется повышением эффективности теплового взаимодействия между потоками холодного наружного и подогретого воздуха, связанного с существенным снижением скорости потока в поступающей через ворота воздушной струе.

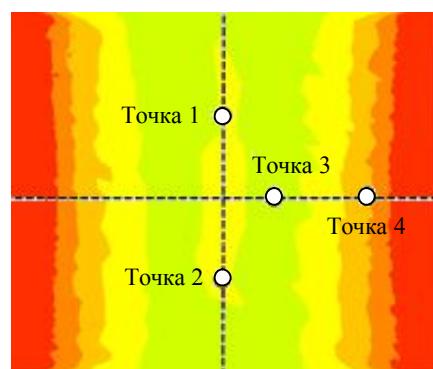


Рис.8. Расположения контрольных точек в сечении выработки, где осуществляется выпуск подогретого воздуха, и распределение температур

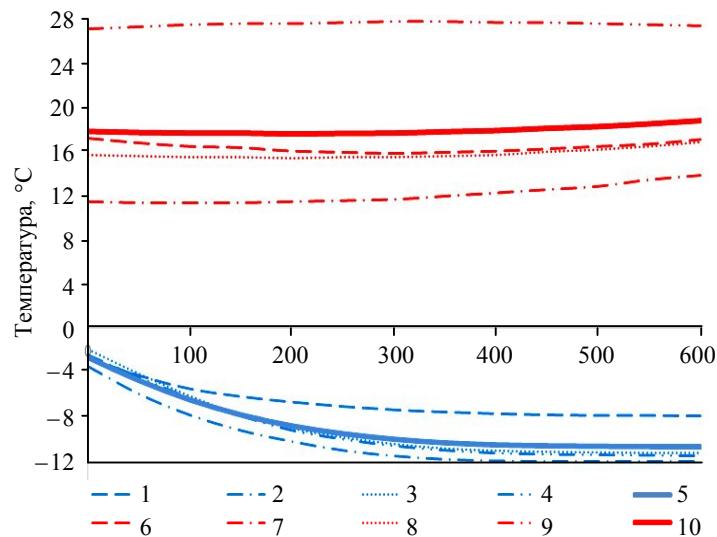


Рис.9. Динамика температур воздушного потока в контрольных точках сечения и ее усредненного значения по сечению выработки (синий цвет – температуры при подаче подогретого воздуха у устья выработки, красный – непосредственно в сечении, где осуществляется выпуск подогретого воздуха)
1-5 – опыт 1; 6-10 – опыт 2; 1, 6 – точка 1, сечение 2; 2, 7 – точка 2, сечение 2; 3, 8 – точка 3, сечение 1; 4, 9 – точка 4, сечение 2; 5, 10 – усредненные значения

1-5 – опыт 1; 6-10 – опыт 2; 1, 6 – точка 1, сечение 2; 2, 7 – точка 2, сечение 2; 3, 8 – точка 3, сечение 1; 4, 9 – точка 4, сечение 2; 5, 10 – усредненные значения



4. Установка вентиляционных ворот у порталов тоннелей приводит к сокращению количества поступающего воздуха и снижению в 6,8-7,4 раз установленной мощности калориферного оборудования для подогрева воздуха.

5. Показано, что повышение эффективности системы подогрева воздуха достигается за счет размещения проемов для выпуска нагретого воздуха на расстоянии не менее 8 м от устья выработки с воротами и увеличения скорости подачи теплого воздуха до 20 м/с.

ЛИТЕРАТУРА

1. Венгеров И.Р. Метод пересчета для решения задач горной теплофизики // Создание безопасных условий труда в угольных шахтах. Макеевка-Донбасс: Изд-во МакНИИ, 1985. С. 50-52.
2. Гендлер С.Г. Принципы создания теплового режима // Метрострой. 1989. № 5. С. 19-20.
3. Гендлер С.Г. Тепловой режим подземных сооружений / Ленинградский горный институт. Л., 1987. 102 с.
4. Гендлер С.Г. Управление тепловым режимом тоннелей в суровых климатических условиях // Транспортное строительство. 1991. № 11. С. 15-17.
5. Гендлер С.Г. Влияние поршневого эффекта подвижного состава на проветривание тоннелей / С.Г.Гендлер, В.А.Плескунов // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: Материалы 6-й Международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. Тула: ТулГУ. 2010. Т. 1. С. 85-88.
6. Гендлер С.Г. Особенности управления вентиляционным режимом нового Байкальского железнодорожного тоннеля / С.Г.Гендлер, С.В.Синявина // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 11. С. 173-179.
7. Гендлер С.Г. Управление тепловым режимом железнодорожных тоннелей, расположенных в суровых климатических условиях / С.Г.Гендлер, С.В.Синявина // Горный информационно-аналитический бюллетень. Специальный выпуск. 2015. № 7. С. 32-38.
8. Главатских В.А. К вопросу определения расчетных температур воздуха в железнодорожных тоннелях, расположенных в районах с суровыми климатическими условиями // Исследование работы искусственных сооружений: Труды НИИЖТа. Новосибирск, 1977. Вып. 186. С. 136-143.
9. Дядькин Ю.Д. Основы горной теплофизики для шахт и рудников Севера. М.: Недра, 1968. 256 с.
10. Михеев Н.И. Метод и результаты оценки параметров модели турбулентности $k-\epsilon$ на основе экспериментальных полей скоростей / Н.И.Михеев, И.И.Саушин // Труды Академэнерго. 2013. № 3. С. 17-25.
11. Третьяков Ю.Н. Некоторые рекомендации по предотвращению промерзания дренажных и железнодорожных тоннелей в зимнее время / Ю.Н.Третьяков, Б.Е.Славин, Н.Н.Протасов // Труды Всесоюзного совещания-семинара по обмену опытом строительства в суровых климатических условиях. Т. 7. Вып. 4. Красноярск: Красноярский Промстройпроект, 1970. С. 123-128.
12. Щербань А.Н. Научные основы расчета и регулирования теплового режима глубоких шахт / А.Н.Щербань, О.А.Кремнев. Киев: Изд-во АН СССР, 1959. Т. 1. 431 с.
13. Charlwood R.G. The Design ventilation system for long railway tunnels F Case study for the Canadian National railway / R.G.Charlwood, J.R.Hugget, J.R.Pringle // American Railway Engineering Association. 1982. Vol. 84. 689 p.
14. Gendler S.G. Control for heat regime of the railway tunnels located in severe climatic condition // 9th International Conference on Aerodynamics and Ventilation of Vehicle of Vehicle Tunnels. Italy. 1997. P. 397-411.
15. Gendler S.G. The results of ventilation tests during practical use of the Severomujsky railway tunnel / S.G.Gendler, V.A.Sokolov // BHRG 12th International Symposium Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels. Portoroz, Slovenia. 2006. P. 451-462.
16. Takeo I. Faceless of the Seikan Tunnel / I.Takeo, K.Shouichi, K.Tadoo // Japanese Railway Eng. 1988. № 106. P. 20-25.
17. Weiss H.H. An investigation of the atmospheric pressure differences affecting the longitudinal ventilation of road tunnels / H.H.Weiss, K.Dolejsky // Paper D1, 5th International Symposium on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels, Organised by BHRG. France. May 1985. P. 72-76.

Авторы: С.Г.Гендлер, д-р техн. наук, профессор, sgendler@mail.ru (Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия), С.В.Синявина, канд. техн. наук, ведущий инженер, ssv.1207@yandex.ru (Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия).

Статья принята к публикации 21.12.2016.