

Интернет-журнал «Наукоедение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 9, №4 (2017) <http://naukovedenie.ru/vol9-4.php>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/63TVN417.pdf>

Статья опубликована 06.09.2017

Ссылка для цитирования этой статьи:

Степанов О.А., Моисеев Б.В., Чекардовский М.Н., Аксенов Б.Г., Шаповал А.Ф. Физико-математическая модель нестационарного теплового режима подземных воздухопроводов // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №4 (2017) <http://naukovedenie.ru/PDF/63TVN417.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

УДК 697.34

Степанов Олег Андреевич

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Россия, Тюмень¹
Заведующий кафедрой «Промышленной теплоэнергетики»
Доктор технических наук, профессор
E-mail: stepanova@tyuiu.ru
РИНЦ: https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=650951

Моисеев Борис Вениаминович

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Россия, Тюмень
Научный консультант кафедры «Транспорт углеводородных ресурсов»
Доктор технических наук, профессор
E-mail: moiseevbv@tyuiu.ru
РИНЦ: https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=386892

Чекардовский Михаил Николаевич

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Россия, Тюмень
Профессор кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция»
Доктор технических наук, доцент
E-mail: chekardovskijmn@tyuiu.ru
РИНЦ: https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=471356

Аксенов Борис Гаврилович

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Россия, Тюмень
Заведующий кафедрой «Математика»
Доктор физико-математических наук, профессор
E-mail: aksenovbg@tyuiu.ru
РИНЦ: https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=517757

Шаповал Анатолий Филиппович

ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», Россия, Тюмень
Научный консультант кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция»
Доктор технических наук, профессор, член-корреспондент РААСН
E-mail: Conf_nauka@tyuiu.ru
РИНЦ: https://elibrary.ru/author_profile.asp?id=779162

¹ 625000, Тюменская обл., г. Тюмень, ул. Володарского 38, к. 337а

Физико-математическая модель нестационарного теплового режима подземных воздухопроводов

Аннотация. В статье приведены результаты исследования изменения режимов эксплуатации подземных воздухопроводов при нестационарном исполнении. При решении данной проблемы использована физико-математическая модель, основанная на том, что имеется два одинаковых подземных воздухопровода вдоль левой и правой части жилого здания. Каждый воздухопровод имеет одинаковые длину, диаметр и глубину расположения от поверхности земли. Разработана схема воздухопровода для постановки задачи нестационарного теплообмена. Это необходимо с целью подачи охлажденного воздуха в жилое помещение для поддержания нормального климата в жилом помещении при летних условиях.

В общей постановке задачи математический анализ физической модели включает уравнение температурного поля стенки и уравнение конвективного теплообмена от поверхностей стенки к движущемуся потоку воздуха. Для расчета теплового режима подземных воздухопроводов были применены следующие допущения:

- лучистый теплообмен, настолько мал, в подземных воздухопроводах (ПВВ), что им можно пренебречь и считать теплообмен конвективным;
- переносом теплоты теплопроводностью в направлении течения можно пренебречь.

В результате проведенных исследований были получены математические зависимости, позволяющие рассчитать среднее значение коэффициента теплоотдачи конвективного теплообмена и получаемый при нем тепловой баланс.

Ключевые слова: энергоэффективность системы теплоснабжения; нормируемый и фактический расход теплоносителя; нормируемая и фактическая температура теплоносителя; давление теплоносителя в тепловой сети; пьезометрический график

Рассмотрим общую постановку задачи. Имеются два одинаковых подземных воздухопровода вдоль левой и правой части жилого здания. Каждый воздухопровод длиной L , м и диаметром d , м, расположенный на глубине h , м, от поверхности земли. На рисунке 1 изображена схема воздухопровода для иллюстрации постановки задачи нестационарного теплообмена. Это необходимо с целью подачи охлажденного воздуха в жилое помещение для поддержания нормального климата в жилом помещении при летних условиях [1].

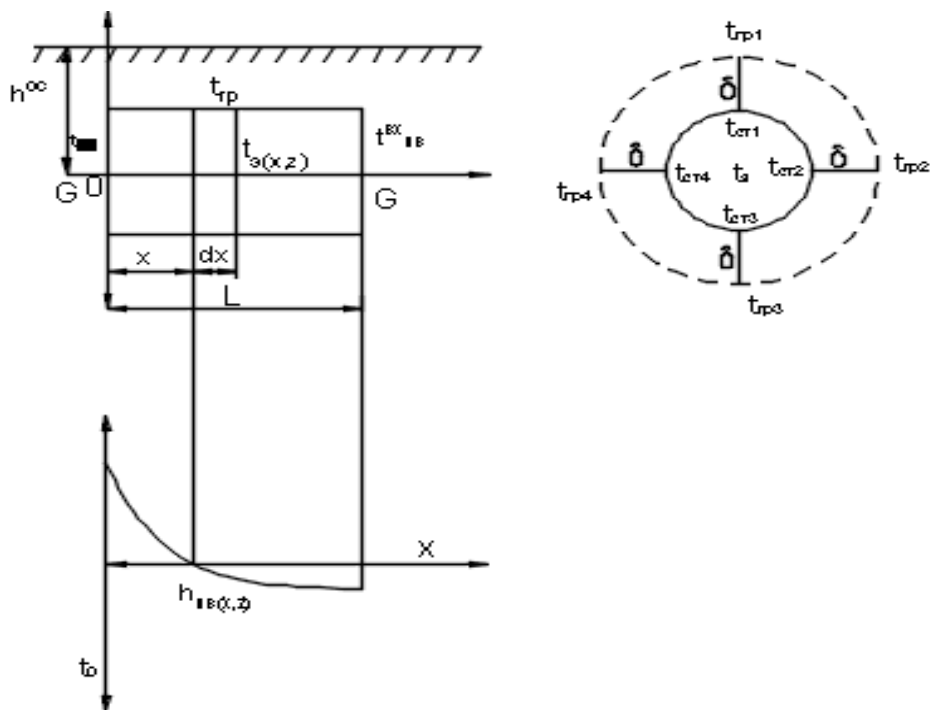


Рисунок 1. Схема воздуховода для иллюстрации нестационарного теплообмена (составлено [1, с. 64])

В воздуховоды с постоянной скоростью ω , м/с поступает воздух с температурой на входе $t_{н.в.}$, °С, который омывает внутренние стенки воздуховода. Воздух поступает в воздуховоды за счет создаваемого разрежения в них при работе вентиляторов системы кондиционирования воздуха. Изменение температуры наружного воздуха ($t_{н.в.}$, °С) в течение расчетных суток описывается зависимостью [10]:

$$t_{н.в.} = t_{н.в.}^{cp} + At_{н.в.} + \cos \frac{2\pi}{\tau_0} (z - z_{н.в.}^{макс}) \quad (1)$$

где: $t_{н.в.}^{cp}$, °С – среднее значение температуры наружного воздуха; $At_{н.в.}$, °С – амплитуда колебания температуры наружного воздуха или её максимальное отклонение от температуры наружного воздуха; τ_0 – период колебания температуры, ч; z – период времени, ч; $z_{н.в.}^{макс}$ – время суток, в котором наблюдают наиболее максимальную температуру наружного воздуха, ч.

Процесс теплообмена в воздуховодах зависит от колебания температуры наружного воздуха, входящего в воздуховоды и колебания температуры грунта [8]. Объем воздуховодов не содержит посторонних предметов.

Режим работы подземных тепловых воздуховодов является периодическим и для их теплового расчета можно воспользоваться положениями теории теплоустойчивости для цилиндрических стенок.

В общей постановке задачи математический анализ физической модели включает уравнение температурного поля стенки и уравнение конвективного теплообмена от поверхностей стенки к движущемуся потоку воздуха. Для расчета теплового режима подземных воздуховодов были применены следующие допущения:

- лучистый теплообмен, настолько мал, в подземных воздуховодах (ПВВ), что им можно пренебречь и считать теплообмен конвективным;
- переносом теплоты теплопроводностью в направлении течения можно пренебречь [5];
- численный анализ условий работы показал, что левая часть уравнения [50] на много меньше второго слагаемого в правой части.

Принятые основные допущения позволяют составить систему уравнений теплообмена в сечении ПВВ, которая, по терминологии Ю. А. Табунщикова, представляет собой физико-математическую модель.

В систему уравнений входит уравнение баланса конвективного тепла в элементарном объеме длиной dx ПВВ по закону сохранения энергии. Поэтому уравнение теплового режима подземных воздуховодов приобретает следующий вид [4]:

$$(V_{\epsilon} \cdot C_{\epsilon} \cdot \rho_{\epsilon}) \frac{dt}{dx} = (t_i - t_{\epsilon}) \cdot \alpha_i \cdot d_i \cdot dx \quad (2)$$

где: V_{ϵ} – расход воздуха, м³/с; C_{ϵ} – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); ρ_{ϵ} – плотность воздуха, кг/м³; t_i – температура внутренней поверхности воздуховода, °С; t_{ϵ} – средняя температура воздуха в ПВВ, °С; α_i – коэффициент конвективного теплообмена внутренней поверхности, Вт/(м²·К); d_i – диаметр поперечного сечения одного ПВВ, м².

Тепловой баланс внутренней поверхности одного ПВВ, без учета лучистого теплообмена [9], имеет вид:

$$\lambda_{zp} \frac{\partial t_{cm}}{\partial n} = \alpha_k (t_{cm} - t_{\epsilon}) \quad (3)$$

где: λ_{zp} – коэффициент теплопроводности грунта, Вт/(м·К); t_{cm} – температура поверхности стенки ПВВ, °С; n – нормаль к стенке ПВВ; α_k – коэффициент теплоотдачи конвективного теплообмена, Вт/(м²·К). В этом уравнении рассматривается тепловой поток, направленный в глубину грунта по нормали к внутренней поверхности воздуховода, между которым и движущимся по ПВВ воздухом осуществляется конвективный теплообмен.

Температура внутренней поверхности воздуховода [9] по его длине меняется постепенно по сравнению с незначительным изменением температуры стенок по диаметру воздуховода. Температура стенки ($t_{cm,i}$) ПВВ может быть определена следующим образом, °С:

• температура t_{cm} определяется по значению температуры $t_{zp,i}$

$$t_{zp,i} = t_{cp}^{zod} + 0,5\Delta t + \frac{h_{zp}}{30} - \frac{h_{zp}}{200} \pm \frac{At_{zod}}{e^{h_{zp}} \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot \rho_{zp} \cdot C_{zp}}{\lambda_{zp} \cdot T'}}} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{T'} \cdot z - h_{zp} \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot \rho_{zp} \cdot C_{zp}}{\lambda_{zp} \cdot T'}}\right) \quad (4)$$

где: t_{cp}^{zod} – среднегодовая температура грунта исследуемого района, °С; Δt – разность температуры грунта на глубине заложения оси ПВВ и температуры воздуха в ПВВ, °С; $h_{гр}$ –

глубина грунта до оси заложения ПВВ, м; $\frac{h_{cp}}{30}$ – величина, учитывающая постоянный приток тепла от центра земли (среднегодовая температура грунтов увеличивается по мере погружения

в глубь земли примерно на 1 °С на каждый 30 м); $\frac{h_{cp}}{200}$ – поправка на геодезическую отметку

данной местности; $A_{t_{zod}}$ – амплитуда годового колебания температуры поверхности грунта, °С; $\rho_{гр}$ – плотность грунта, кг/м³; $C_{гр}$ – удельная теплоемкость грунта, Дж/кг·К; $\lambda_{гр}$ – коэффициент теплопроводности грунта, Вт/м·К; $T = 8760$ ч – годовой период колебания температуры; z – период времени, ч.

Зная пропорцию составляющих частей почвы, определяют коэффициент теплопроводности грунта. Коэффициент теплопроводности в большой степени зависит от температуры и влагосодержания грунта (отношение объема воды заполняющей поры W_v на

объем пористости почвы W , то есть $w_{вл} = \frac{W_v}{W}$) для плодородной и песчаной почвы. Теплоемкость грунта определяется как сумма теплоемкости составляющих его элементов. Значение теплоемкости грунта мало изменяется, при среднем влагосодержании грунта равно 1 Дж/(кг·К).

Для определения коэффициента теплопроводности λ_{cp} , Вт/м·К можно воспользоваться следующими формулами [7]:

$$\lambda_{cp} = D_i \cdot C_{cp} \quad (5)$$

$$\text{где } D_i = 2\rho_{cp}^{0,8} - 0,0039(w_{вл} - 17)^2.$$

Удельная теплоемкость C_{cp} , Дж/(кг·К) определялась с учетом влагосодержания $W_{вл}$ и плотности ρ_{cp} грунта по формуле [7]:

$$C_{cp} = (C_{cn} + \frac{W_{вл}}{100}) \cdot \rho_{cp} \quad (6)$$

где $C_{cn} = \frac{0,714 + 0,798}{2} = 0,756 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – удельная теплоемкость разных почв в сухом состоянии [7], величина которой колеблется в весьма малых пределах 0,714÷0,798 Дж/(кг·К).

Среднее значение коэффициента теплоотдачи конвективного теплообмена α_k , Вт/(м²·К) для воздуха по длине воздуховода равно [6]:

$$\alpha_k = (0,896 + 1,51 \cdot 10^{-3} t) \frac{(\omega_g \cdot \rho_g) \cdot \Delta t^{0,1}}{d^{0,5}} \xi_1 \quad (7)$$

где: t – средняя температура воздуха, °С; ω_e – скорость воздуха, м/с; ρ_e – плотность воздуха, кг/м³; Δt – разность температур воздуха и поверхности воздуховода, °С; $d_{вн}$ – внутренний диаметр воздуховода, м; ξ_1 – коэффициент гидравлического сопротивления ПВВ,

полученный из соотношения $\frac{l}{d}$ [6, 11].

Для каналов весьма большой длины величина Nu становится практически постоянной:

$$Nu = 4 \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (8)$$

Для воздуха при $Pr = Pr_{ст}$ коэффициент теплоотдачи конвективного теплообмена α_k ,

$$\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}: \alpha_k = \frac{4\lambda_e}{d} \quad (9)$$

Для воздуха при $Pr = 0,703$ и $\frac{Pr}{Pr_{cm}} \approx 1$ выражение (8) принимает вид:

$$Nu = 0,0018 \cdot Re^{0,8} \cdot \xi_1 \quad (10)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи конвективного теплообмена α_k , Вт/(м²·К) [3] определяется по формуле:

$$\alpha_k = 4,08 \cdot \omega_e^{0,8} \cdot D^{0,2} \cdot \xi_1 \quad (11)$$

где: ω_e – скорость воздуха в воздуховоде, м/с; D – диаметр воздуховода, м.

Приведенные выше уравнения справедливы для воздуха, движущегося в воздуховоде с гидравлическими гладкими поверхностями.

Уравнения теплового баланса, Вт [2, 6]:

$$Q = W_1 \Delta \tau = kF\Theta_m \quad (12)$$

где: $W_1 = M_e C_e$ – водяной эквивалент охлаждаемого воздуха, Вт/К; $\Delta \tau = \tau_2 - \tau_1$ – изменение температуры охлаждающего воздуха К; k – коэффициент теплопередачи подземного воздуховода, Вт/м²·К; F – поверхность теплообмена с подземным грунтом, м²; θ_m – среднелогарифмическая разность температур (К) процесса теплообмена определялась для рассматриваемого случая по уравнению:

$$\theta_m = \frac{\Delta \tau}{\ln \frac{t_{гр} - \tau_1}{t_{гр} - \tau_2}} \quad (13)$$

где: $t_{гр} = t_{cm}$ – температура грунта, которая постоянна и равна температуре стенки воздуховода, °С; τ_1, τ_2 – соответственно температуры воздуха на входе и выходе подземного воздуховода, °С.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гайфуллин В. Р. Разработка методов и способов охлаждения воздуха в подземных воздуховодах на компрессорных станциях. Магистерская диссертация (ВКР). Руководитель Чекардовский М. Н. Тюменский индустриальный университет. – 2016, 80 с.
2. Богословский В. Н. Строительная теплофизика. – М.: Высшая школа, 1982, 415 с.
3. Бродов Ю. М., Аронсон К. Э., Бухман Г. Д. и др. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок. Екатеринбург: УГТУ, 1996, – 298 с.
4. Ву Ван Дай. Оптимизация теплофизических параметров и конструктивных решений подземного теплового аккумулятора для охлаждения приточного воздуха. Канд. диссертация. – М.: 2002, 150 с.
5. Зудин Ю. Б. Влияние теплофизических свойств стенки на коэффициент теплоотдачи. Теплоэнергетика № 3 – 1988, с. 31-33.
6. Ким В. Д., Вардиашвили А. Б. Экспериментальное исследование теплоаккумулирующих характеристик подпочвенного аккумулятора тепла с галечной насадкой. Гелиотехника, 1981, № 6, с. 32-34.
7. Михеев М. А., Михеев И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977, 336 с.
8. Цодиков В. Я. Вентиляция и теплоснабжение метрополитенов. – М.: Недра, 1975, 102 с.
9. Чудновский А. Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. – М.: Изд-во физ. мат. лит-ры, 1962, 456 с.
10. Шкловер А. М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях. – М.: Госэнергоиздат, 1961, 80 с.

Stepanov Oleg Andreevich

Industrial university of Tyumen, Russia, Tyumen
E-mail: stepanovoa@tyuiu.ru

Moiseev Boris Veniaminovich

Industrial university of Tyumen, Russia, Tyumen
E-mail: moiseevbv@tyuiu.ru

Chekardovsky Mikhail Nikolaevich

Industrial university of Tyumen, Russia, Tyumen
E-mail: chekardovskijmn@tyuiu.ru

Aksenov Boris Gavrilovich

Industrial university of Tyumen, Russia, Tyumen
E-mail: aksenovbg@tyuiu.ru

Shapowal Anatoly Phillipovich

Industrial university of Tyumen, Russia, Tyumen
E-mail: Conf_nauka@tyuiu.ru

Physico-mathematical model of non-stationary thermal regime of underground air ducts

Abstract. The article presents the results of a study of the changes in operating modes of underground ducts for non-stationary execution. In solving this problem, a physico-mathematical model based on the fact that there are two identical underground ducts along the left and right side of the residential building is used. Each duct has the same length, diameter and depth from the ground. A scheme of the air duct has been developed for setting the problem of non-stationary heat transfer. This is necessary for the purpose of supplying chilled air to a dwelling to maintain a normal climate in a residential area under summer conditions.

In the general formulation of the problem, the mathematical analysis of the physical model includes the equation of the wall temperature field and the equation of convective heat transfer from the wall surfaces to the moving air flow. To calculate the thermal regime of underground air ducts, the following assumptions were applied:

- radiant heat exchange, so small, in underground air ducts (PVV), which can be neglected and can be considered convective heat transfer;
- heat transfer by heat conduction in the direction of flow can be neglected.

As a result of the studies, mathematical dependences were obtained that allow calculating the average value of the heat transfer coefficient of convective heat transfer and the heat balance obtained with it.

Keywords: energy efficiency of the heat supply system; the normalized and actual flow of the heat carrier; the normalized and actual temperature of the heat carrier; the heat carrier pressure in the heating network; the piezometric graph