

УДК 697.922.564

**Давыдов А.П.** – кандидат технических наук, доцентE-mail: [ap\\_Davidov@mail.ru](mailto:ap_Davidov@mail.ru)**Валиуллин М.А.** – кандидат технических наук, доцентE-mail: [posohin@kgasu.ru](mailto:posohin@kgasu.ru)**Казанский государственный архитектурно-строительный университет**

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

### Методика расчета всасывающих воздухопроводов с присоединением расхода по пути (Метод коэффициентов расхода)

#### Аннотация

*Постановка задачи.* Целью работы является разработка методики расчета воздухоприемных устройств различной геометрии при стационарной и не стационарной режимах работы.

*Результаты.* При удалении вредных выделений от технологического оборудования используются воздухоприемники различной конструкции. Высокая эффективность работа таких устройств зависит от точности расчета указанных устройств, обеспечивающих заданный объем удаляемого воздуха. Регулирование расхода воздуха по площади воздухоприемника осуществляется изменением коэффициента расхода, который определяется предлагаемой методикой расчета.

*Выводы.* Значимость для строительной отрасли заключается в возможности рассчитать воздухоприемное устройство любой геометрии при стационарном и не стационарном режимах работы.

**Ключевые слова:** методика расчета всасывающих воздухопроводов, равномерно-всасывающий воздухопровод, отверстие, внутренний экран, коэффициент расхода.

В вентиляционной практике для расчета всасывающих воздухопроводов наиболее распространенными являются методики В.Н. Посохина [1, 2]. В известной мере это объясняется достаточной упрощенностью этих методов расчета. Упрощения приводят на практике к существенным отклонениям от поставленных задач, а также завышенным энергетическим затратам (большое сопротивление всасывающих воздухопроводов, завышенные объемы удаляемого воздуха). Специальные исследования по оптимизации конструкций всасывающих воздухопроводов отсутствуют. Цель работы – разработка методики расчета воздухоприемных устройств различной геометрии при стационарной и нестационарных условиях работы.

Рассмотрим собирающий воздухопровод произвольной геометрии (рис. 1). Пусть направление движение воздуха в воздухоприемнике произвольное вдоль осей  $x, y, z$  со скоростью  $W$ . Вход воздуха проходит непрерывно через стенки воздухоприемника в плоскостях  $XOY$  (4'-1-3-3'),  $XOZ$  (1-4-4'-1'),  $YOZ$  (1-2-3-4) соответственно со скоростью  $V_{xy}$ ,  $V_{xz}$ ,  $V_{yz}$ . Стенки воздухоприемника бесконечно тонкие. Каждая грань воздухоприемника имеет собственную проницательную способность характеризуемую коэффициентом расхода на всасывание  $\mu_{u,xy}$ ,  $\mu_{u,xz}$ ,  $\mu_{u,yz}$  и на истечение  $\mu_{v,xy}$ ,  $\mu_{v,xz}$ ,  $\mu_{v,yz}$ . Скорость истечения соответственно  $W_x$ ,  $W_y$ ,  $W_z$ . Течение воздуха рассматривается как течение не сжимаемой жидкости. Течение изотермическое. Скорость всасывания принимается  $V_i$ ; скорость в воздухопроводе –  $W_{xyz}$ .

Основной задачей является – рассчитать воздухопровод таким образом, чтобы удельные расходы по площадям всасывания соответствовали поставленным требованиям. В общем случае удельный расход воздуха через грани воздухоприемника при нестационарной работе можно записать в виде:

$$q_i = f(x, y, z, t). \quad (1)$$

Или в соответствии плоскостям всасывания:

$$q_{xoz} = f(x, z; t); \quad q_{yoz} = f(y, z; t); \quad q_{xoy} = f(x, y; t). \quad (2)$$

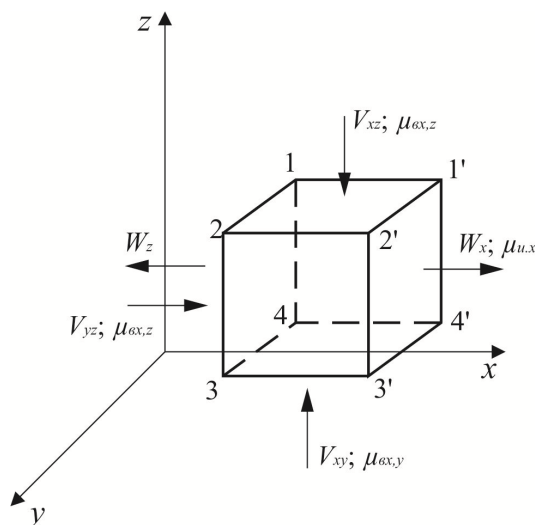


Рис. 1. Расчетная схема воздухопровода (схема течения)

**Стационарное всасывание воздуха**

При стационарной работе воздухоприемного устройства вход воздуха проходит через соответствующие грани. По оси *x* грань 1-1'-4'-4 со скоростью входа  $V_{xz}$  и переменным коэффициентом расхода  $\mu_{v,x,z}$ . По оси *y* грань 1-2-3-4 со скоростью входа  $V_{yz}$  и переменным коэффициентом расхода  $\mu_{v,y,z}$ . По оси *z* грань 4-3-3'-4' со скоростью входа  $V_{xy}$  и переменным коэффициентом расхода  $\mu_{v,x,y}$ .

Истечение воздуха происходит через соответствующие грани. По оси *x* через грань 1'-2'-3'-4' скорость истечения  $W_x$  коэффициент расхода истечения  $\mu_{u,x}$ . По оси *y* через грань 2-2'-3'-3 скорость истечения  $W_y$  коэффициент расхода истечения  $\mu_{u,y}$ . По оси *z* через грань 1-1'-2'-2 скорость истечения  $W_z$  коэффициент расхода истечения  $\mu_{u,z}$ .

При неравномерном заборе воздуха по плоскостям всасывания скорости всасывания будут равны:

$$V_{xz} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial z}\right)^2}; \tag{3a}$$

$$V_{yz} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{yz}}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{yz}}{\partial z}\right)^2}; \tag{3б}$$

$$V_{xy} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{xy}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{xy}}{\partial y}\right)^2}. \tag{3в}$$

Скорость воздуха во всасывающих плоскостях можно определить по выражению:

$$V_{xz} = \frac{j_x}{(\sqrt{e_x + z_{e,x}})} \sqrt{\frac{2dP_x}{df_x r}}; \tag{4a}$$

$$V_{yz} = \frac{j_y}{(\sqrt{e_y + z_{e,y}})} \sqrt{\frac{2dP_y}{df_y r}}; \tag{4б}$$

$$V_{xy} = \frac{j_z}{(\sqrt{e_z + z_{e,z}})} \sqrt{\frac{2dP_z}{df_z r}}. \tag{4в}$$

где  $\varphi_i$  – коэффициент скорости;  $\varepsilon_i$  – коэффициент сжатия струи;  $\zeta_i$  – коэффициент местного сопротивления.

Для нашего случая, можно принять,  $\varphi = 1$ ,  $\varepsilon = 1$  учитывая, что стенка имеет бесконечно малую толщину. Обозначая величину соотношения  $\frac{1}{\sqrt{1+z_{e,i}}} = m_{e,i}$ , как локальный коэффициент расхода можем записать:

$$m_{e,xz} = \left( \sqrt{\left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial z}\right)^2} \right) \sqrt{\frac{df_x r}{2dP_x}}; \tag{5a}$$

$$m_{e,yz} = \left( \sqrt{\left(\frac{\partial q_{yz}}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{yz}}{\partial z}\right)^2} \right) \sqrt{\frac{df_y r}{2dP_y}}; \tag{5б}$$

$$m_{e,xy} = \left( \sqrt{\left(\frac{\partial q_{xy}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{xy}}{\partial y}\right)^2} \right) \sqrt{\frac{df_z r}{2dP_z}}. \tag{5в}$$

**Нестационарное всасывание воздуха**

Для нестационарного потока скорость входа можно выразить в зависимости от изменения удельного расхода по площади всасывания:

$$V_{xz} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} dt\right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} dt\right)^2}; \tag{6a}$$

$$V_{yz} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{yz}}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{yz}}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial t} dt\right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} dt\right)^2}; \tag{6б}$$

$$V_{xy} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{xy}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{xy}}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} dt\right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial t} dt\right)^2}. \tag{6в}$$

В случае нестационарной (квазистационарной) работы всасывающих устройств коэффициент расхода можно определить из выражений:

$$m_{e,xz} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} dt\right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} dt\right)^2} \sqrt{\frac{df_x r}{2dP_x}}; \tag{7a}$$

$$m_{e,yz} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{yz}}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{yz}}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial t} dt\right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} dt\right)^2} \sqrt{\frac{df_y r}{2dP_y}}; \tag{7б}$$

$$m_{e,xy} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{xy}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{xy}}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} dt\right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial t} dt\right)^2} \sqrt{\frac{df_z r}{2dP_z}}. \tag{7в}$$

Выражения (7а-7в) позволяют рассчитать величину коэффициента расхода для любой всасывающей поверхности воздухопровода.

Для определения необходимой величины коэффициента расхода, регулирующего расчетный расход воздуха, необходимо знать распределение удельного расхода по плоскостям всасывания, а также закономерность изменения давления по пути движения воздуха внутри воздухопровода.

Наиболее простой случай работы всасывающего воздухоприемного устройства – воздухопровод постоянного поперечного через одну грань которого равномерно входит поток воздуха.

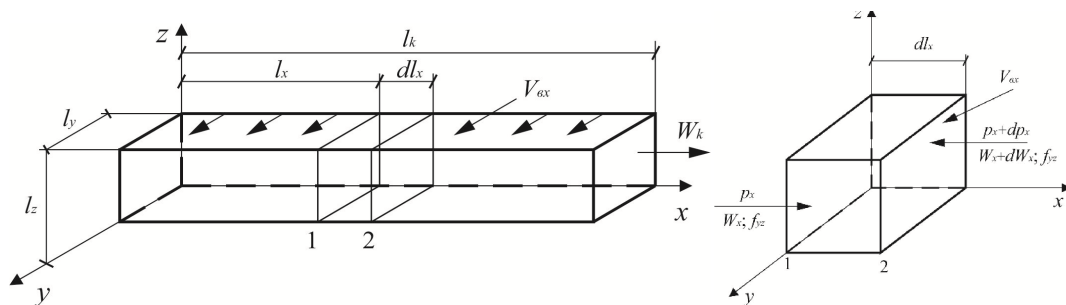


Рис. 2. Расчетная схема воздухопровода постоянного поперечного сечения, входящий в поток не вносит составляющей количества движения

Рассмотрим всасывающий воздухопровод постоянного поперечного сечения  $f=l_y \times l_z$  и длиной  $l_{x(x)}$  (рис. 2). Примем, что воздух поступает в воздухопровод непрерывно и равномерно через грань  $l_x \times l_z$ , скорость входящего потока обозначим через  $V_{вх}$ .

Для рассматриваемого случая коэффициент расхода будет равным:

$$m_{вх} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{xz}}{\partial z}\right)^2} \sqrt{\frac{df_x r}{2dP_x}}. \quad (8)$$

При условии, что воздух поступает в воздухопровод непрерывно и равномерно через грань  $l_x \times l_z$ , а также  $\partial q_{xz} / \partial z = 0$  (по оси  $z$  отсутствует изменение давления),  $V_{вх} = const$  и  $\partial q_{xz} / \partial x = V_{вх}$  скорость всасывания по оси  $x$  в расчетном сечении не меняется и остается постоянной, уравнение (8) примет вид:

$$m_x = V_{вх} \sqrt{\frac{df_x r}{2dP_x}}. \quad (9)$$

При условии, что  $V_{вх} = m_0 \sqrt{\frac{2p_{l_0}}{r}}$  и  $dP_x = p_{l_x} \times df_x$  коэффициент расхода в точке на расстоянии  $l_x$  находим из выражения:

$$m_{l_x} = m_0 \sqrt{\frac{p_{l_0}}{p_{l_x}}}. \quad (10)$$

Для определения величины  $\mu_{l_x}$  необходимо знать величину давления в начале воздухопровода –  $p_{l_0}$  и в расчетном сечении –  $p_{l_x}$ .

Поскольку ось  $x$  расположена горизонтально, представляется возможным исключить из учета силы тяжести.

Выделим два сечения 1 и 2, соответственно на расстоянии  $l_x$  и  $l_x + dl_x$ . Допустим одновременно, что давление в плоскости, перпендикулярной оси  $x$  постоянно, а распределение давления подчиняется гидростатическому закону.

В общем виде уравнение изменения проекции количества движения системы (11), равное сумме проекций импульсов внешних сил и при отсутствии инерционных сил, можно записать:

$$\int_{f_{yz}} r(W_x + dW_x)^2 [df_{yz}] - \int_{f_{yz}} rW_x^2 df_{yz} \pm \int_{f_{yz}} rV_{вх}^2 \cos q_x df_{yz} = p_x f_{yz} - (p_x + dp_x) [f_{yz}] - [(t_x) f_{yz}]. \quad (11)$$

Решим уравнение (11) относительно величины давления учитывая, что:

$$\int_{f_{yz}} rW_x^2 df_{yz} = r b_x W_{cp,x}^2 f_{yz}, \quad (12)$$

где  $\beta_x$  – коэффициент Буссинеско.

После преобразования уравнения (12) и пренебрегая составляющими второго порядка малости, учитывая, что  $\cos \theta = 0$  получим:

$$2\rho\beta_x W_{cp,x} = dp_x - dt. \quad (13)$$

Записывая относительно  $dp_x$ , получим:

$$-dp_x = -2\rho\beta_x W_{cp,x} - dt. \quad (14)$$

Здесь представляется целесообразней выразить среднюю скорость в расчетном сечении –  $W_{cp,x}$  через конечную среднюю скорость –  $W_{cp,k}$  в конце воздухопровода.

В нашем случае равномерного присоединения потока по длине:

$$W_{cp,x} = W_{cp,k} \frac{l_x}{l_k}. \quad (15)$$

Подставляя выражение (15) в уравнение (14) опуская индексы ср. получим:

$$-dp_x = -2r b_x W_k^2 \frac{l_x dl_x}{l_k^2} - dt. \quad (16)$$

Принимая

$$dt = \frac{l}{d_{экв}} r \frac{W_k^2}{2} \frac{3l_x^2 dl_x}{l_k^2}. \quad (17)$$

В этом случае уравнение (14) примет вид:

$$dp_x = -2r b_x W_k^2 \frac{l_x dl_x}{l_k^2} - \left[ \frac{l}{d_{экв}} r \frac{W_k^2}{2} \frac{3l_x^2 dl_x}{l_k^2} \right]. \quad (18)$$

В этом уравнении не раскрыта зависимость изменения коэффициента сопротивления трения –  $\lambda$  по длине воздухопровода для движения воздуха с переменным по пути расходом. Обычно здесь принимается –  $\lambda = const$ , что для приближенных расчетов допустимо, но, конечно, не отражает истинной картины. Основная сложность заключается в том, что для различных рассматриваемых сечений воздухопровода число Re, по которому принято определять величину коэффициента трения, неодинаково.

Определения коэффициента трения в настоящее время становится возможным лишь по эмпирическим формулам. Вполне приемлемо дающая хорошую сходимость с опытными данными для области работы воздухопроводов является формула А.Д. Альштуля [3]:

$$l = 0,11 \left( \frac{K_e}{d_{экр}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (19)$$

Подставив это значение (19) в уравнение (18) имеем:

$$dp_{l_x} = -2rb_x W_k^2 \frac{l_x dl_x}{l_k^2} - 0,11 \left( \frac{\kappa}{d_{экр}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \left[ r \frac{W_{cp,\kappa}^2}{2d_{экр,x}} \frac{3l_x^2 dl_x}{l_k^2} \right], \quad (20)$$

где  $k$  – коэффициент абсолютной шероховатости, м;  $d_{экр}$  – эквивалентный диаметр, м;

$Re = \frac{d_{экр} W_k \frac{l_x}{l_k}}{J}$  – критерий Рейнольдса; 0,11 и 68 – эмпирические коэффициенты.

Записывая уравнение (20) в интегральной форме получим:

$$\int_0^{l_x} dp_{l_x} = - \int_0^{l_x} 2rb_x W_k^2 \frac{l_x dl_x}{l_k^2} - \int_0^{l_x} 0,11 \left( \frac{\kappa}{d_{экр}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \left[ r \frac{W_{cp,\kappa}^2}{2d_{экр}} \frac{3l_x^2 dl_x}{l_k^2} \right]. \quad (21)$$

Интегрируя уравнение (21) в установленных пределах при условии, что  $\cos \theta = 0$  т.е. входящий поток присоединяется к основному под углом  $\theta = 90^\circ$ , а  $\beta_x = \beta = const$ .

$$p_{l_x} = p_{l_0} + rb W_k^2 \frac{l_x^2}{l_k^2} + 0,11 \left( \frac{\kappa}{d_{экр}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \left[ r \frac{W_{cp,\kappa}^2}{2d_{экр}} \frac{l_x^3}{l_k^2} \right], \quad (22)$$

где

$$p_{l_0} = \frac{V_{ex}^2}{2m_0^2} r.$$

Решая совместно уравнение (10) и уравнение (22) получим:

$$m_{l_x} = m_{l_0} \sqrt{\frac{V_{ex}^2}{V_{ex}^2 + 2m_{l_0}^2 b W_k^2 \left( \frac{l_x}{l_k} \right)^2 + 0,11 m_{l_0}^2 \frac{W_k^2 l_x^3}{2d_{экр} l_k^2} \left( \frac{\kappa}{d_{экр}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}}}. \quad (23)$$

Выражение (23) позволяет определить коэффициент расхода по длине линейного воздухопровода постоянного поперечного сечения для случая, когда входящий поток воздуха не вносит составляющей количества движения.

Используя рассматриваемую методику, представляется возможным рассчитать воздухоприемное устройство любого назначения и любой геометрии [4, 5].

#### Список библиографических ссылок

1. Посохин В. Н., Сафиуллин Р. Г., Бройда В. А. Вентиляция. М. : АСВ, 2015. 624 с.
2. Посохин В. Н. Аэродинамика вентиляции. М. : АВОК-ПРЕСС, 2008. 209 с.
3. Альштуль А. Д. Гидравлические сопротивления. М. : Недра, 1970. 248 с.
4. Давыдов А. П., Валиуллин М. А. Уравнение движения воздуха в кольцевом равномерно-всасывающем воздухопроводе переменного сечения // Известия КГАСУ. 2011. № 2 (16). С. 142–146.
5. Давыдов А. П., Ланцов А. Е., Ахмерова Г. М. Работа равномерно-всасывающей панели с отверстиями круглого сечения // ООО «Скрипта». 2013. С. 461–465.
6. Давыдов А. П., Валиуллин М. А. Коэффициент расхода всасывающей щели с внутренним экраном // Известия КГАСУ. 2011. № 3 (17). С. 85–89.
7. Давыдов А. П., Ланцов А. Е., Ахмерова Г. М. Зависимость коэффициента расхода всасывающего отверстия круглого сечения от числа Re: сб. докладов международной научно-технической конф. «Теоретические основы расчета систем ТГВ» / МГСУ. М., 2013. С. 201–204.

8. Усманов Р. А., Давыдов А. П., Валиуллин М. А. Расчет воздухопроводов равномерной раздачи и всасывания с внутренними экранами, установленными под углом // Вестник КТУ. 2014. № 12. С. 138–140.
9. Посохин В. Н., Зиганшин А. М., Варсегова Е. В. К расчету потерь давления в местных сопротивлениях. Сообщение 3 // Известия высших учебных заведений. Строительство. 2016. № 6. С. 58–65.
10. Kumada T., Hirota T., Tamura N., Ishiguro R. Heat and mass transfer with liquid evaporation into a turbulent air stream // Letters in Heat and Mass Transfer. 2012., № 1. P. 1–9.
11. Volchkov E. P. Concerning the heat and mass transfer features on permeable surfaces // Inter. J. Heat Mass Transfer. 2013. P. 755–760.

**Davydov A.P.** – candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: [ap\\_Davidov@mail.ru](mailto:ap_Davidov@mail.ru)

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

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

**Kazan State University of Architecture and Engineering**

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

### **Method of calculation of suction air pipes with flow connection along the way (Method of flow coefficients)**

#### **Abstract**

*Problem statement.* The aim of the work is to develop a methodology for calculating air-intake devices of various geometries for stationary and non-stationary operation modes.

*Results.* When removing harmful emissions from the process equipment used air inlets of various designs. The high efficiency of such devices depends on the accuracy of the calculation of these devices, providing a given volume of air being removed. The air flow rate is regulated by the air intake area by changing the flow coefficient, which is determined by the proposed calculation procedure.

*Conclusions.* Significance for the construction industry is the ability to calculate the air receiver device of any geometry for stationary and non-stationary modes.

**Keywords:** calculation technique of suction air ducts, uniformly suction air line, aperture, internal screen, flow coefficient.

#### **References**

1. Posohin V. N., Safiullin R. G., Broida V. A. Ventilation. M. : ASV, 2015. 624 p.
2. Posohin V. N. Aerodynamics of ventilation. M. : AVOK-PRESS, 2008. 209 p.
3. Alshutl A. D. Hydraulic resistance. M. : Nedra, 1970. 248 p.
4. Davydov A. P., Valiullin M. A. The equation of motion of air in the ring evenly-suction air duct of variable cross section // Izvestiya KGASU. 2011. № 2 (16). P. 142–146.
5. Davydov A. P., Lantsov A. E., Akhmerova G. M. Work evenly - the suction plate with the holes of circular cross section // ООО «Scripta»2013. P. 461–465.
6. Davydov A. P., Valiullin M. A. Flow Coefficient suction slot with inner screen // Izvestiya KGASU. 2011. № 3 (17). P. 85–89.
7. Davydov A. P. Lantsov A. E., Akhmerova G. M. Dependence of the flow issasyvayuschego holes of circular cross section of the number Re: Proceedings of the International / MGSU. M., 2013. P. 201–204.
8. Usmanov R. A., Davydov A. P., Valiullin M. A. Calculation of the air ducts still – dimensional distribution and absorption of internal screens installed at an angle // Herald KТУ. 2014. № 12. P. 138–140.
9. Posokhin V. N., Ziganshin A. M., Varsegova E. V. The calculation of the pressure losses in local resistances. Message 3 // Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Stroitel'stvo. 2016. № 6. P. 58–65.
10. Kumada T., Hirota T., Tamura N., Ishiguro R. Heat and mass transfer with liquid evaporation into a turbulent air stream // Letters in Heat and Mass Transfer. 2012., № 1. P. 1–9.
11. Volchkov E. P. Concerning the heat and mass transfer features on permeable surfaces // Inter. J. Heat Mass Transfer. 2013. P. 755–760.