

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-5-482-498>

УДК 697.9

## Повышение эффективности получения тепловой энергии из бытовых стоков

С. Н. Осипов<sup>1)</sup>, А. В. Захаренко<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>ГП «Институт жилища – НИПТИС имени Атаева С. С.» (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019  
Belarusian National Technical University, 2019

**Реферат.** Основной задачей современного энергоэффективного строительства является максимальное снижение потребляемых зданиями в процессе эксплуатации энергоресурсов, вырабатываемых из невозобновляемых источников энергии. В настоящее время существуют два принципиальных решения данного вопроса: использование источников возобновляемых энергоресурсов (солнце, геотермальная энергия и т. п.) и оптимизация процесса вторичного энергопотребления. В статье рассмотрен один из главных подходов вторичного энергопотребления, который целесообразно применять в жилых зданиях, – использование теплоты бытовых стоков. Учитывая тот факт, что в современных энергоэффективных зданиях на горячее водоснабжение все еще затрачивается значительный объем энергии, одним из вариантов оптимизации данного процесса является повторное использование теплоты сточных вод в качестве первоначального источника подогрева подаваемой в здание холодной воды. Предложено конструктивно-технологическое решение теплообменника, который позволит наиболее эффективно использовать теплоту сточных вод для подогрева холодной водопроводной воды. Характерная особенность теплообменника – организация винтового движения сточных вод по внутреннему стояку. При этом холодная вода равномерно движется по его наружному контуру, постепенно нагреваясь от бытовых стоков. Ключевая задача рассматриваемого конструктивного решения – правильный выбор соответствующего уклона винтовой поверхности, который позволит обеспечить максимальную передачу теплоты холодной воде и в то же время обеспечит качественный спуск стоков, исключая вероятность засорения и застоя мелких частиц. С этой целью проведена оценка существующих теоретико-практических подходов по организации движения вод в технологических трубопроводах, которая позволяет определить оптимальное значение величины уклона такой поверхности.

**Ключевые слова:** энергоэффективность, теплообменник, бытовые стоки, смывающая скорость, бурное состояние потока, вторичные энергоресурсы

**Для цитирования:** Осипов, С. Н. Повышение эффективности получения тепловой энергии из бытовых стоков / С. Н. Осипов, А. В. Захаренко // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 5. С. 482–498. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-5-482-498>

---

### Адрес для переписки

Осипов Сергей Николаевич  
ГП «Институт жилища –  
НИПТИС имени Атаева С. С.»  
ул. Ф. Скорины, 15б,  
220114, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.: +375 17 263-81-91  
[up-niptis@rambler.ru](mailto:up-niptis@rambler.ru)

### Address for correspondence

Osipov Sergey N.  
UE “Institute of Housing –  
NIPTIS named after Ataev S. S.”  
15b F. Skoriny str.,  
220114, Minsk, Republic of Belarus  
Tel.: +375 17 263-81-91  
[up-niptis@rambler.ru](mailto:up-niptis@rambler.ru)

---

## Improving the Efficiency of Heat Power Generation from Household Drains

S. N. Osipov<sup>1)</sup>, A. V. Zakharenko<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>UE “Institute of Housing – NIPTIS named after Ataev S. S.” (Minsk, Republic of Belarus)

**Abstract.** Minimization of consumption by the buildings during exploitation of energy resources produced of non-renewable energy sources is the main objective of modern energy efficient construction. Currently, there are two principal solutions to this issue: the use of renewable energy sources (such as solar energy, geothermal energy, etc.) and optimization of secondary energy consumption. The paper considers one of the main approaches of secondary energy consumption, which is advisable to use in residential buildings, viz. the use of heat of household drains. Taking into account the fact that in modern energy-efficient buildings a significant amount of energy is still spent on hot water supply, one of the options for optimizing this process is the reuse of waste water heat as the initial source of heating of cold water supplied to the building. The design and technological solution of the heat exchanger, which will make the most efficient use of waste water heat for heating cold tap water possible, is proposed. A characteristic feature of the heat exchanger is the providing a screw movement of waste water along the internal standpipe. At the same time, cold water moves evenly along its outer contour, gradually being heated up from household drains. The key problem of the considered design solution is the correct choice of the appropriate slope of the screw surface, which will ensure the maximum transfer of heat to cold water and at the same time provide a quality drain, eliminating the possibility of clogging and stagnation of small particles. In order to solve this problem an assessment of the existing theoretical and practical approaches to the provision of water flow in technological pipelines which allows determining the optimal value of the slope of the surface has been fulfilled.

**Keywords:** energy efficiency, heat exchanger, household drains, flushing speed, turbulent flow state, secondary energy resources

**For citation:** Osipov S. N., Zakharenko A. V. (2019) Improving the Efficiency of Heat Power Generation from Household Drains. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (5) 482–498. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-62-5-482-498> (in Russian)

Снижение теплопотребления на отопление энергоэффективных жилых домов в Германии и Беларуси до 30 кВт·ч/м<sup>2</sup> в год [1], что примерно в два раза меньше годового расхода теплоты на горячее водоснабжение, обусловило необходимость оптимизации процесса утилизации теплоты «серых» (из ванн, душев и раковин) сточных вод. Основной проблемой качественного обеспечения данного процесса является предотвращение засорения сточных каналов. Однако ограничение попадания в сточные воды крупных бытовых отходов (капустных листьев, очистков, мятой бумаги, пищевых отходов и т. п.) оказывается недостаточным для предотвращения заиливания и полного засорения горизонтальных, слабонаклонных и ступенчатых каналов «серых» сточных вод. Так, известен случай выхода из строя теплообменника в одном из жилых домов г. Гомеля из-за закупорки в системе первичного нагрева холодной водопроводной воды отработанными теплыми стоками из ванн комнат. Закупорка теплообменника произошла вследствие затвердевания попавшего в него цементного раствора, слитого во внутреннюю систему канализации при косметическом ремонте квартиры. В итоге пришлось вырезать теплообменник и переходить

на традиционную систему внутренней канализации, которая оборудована вертикальными сборными трубопроводами (стояками).

Наиболее успешной для утилизации теплоты бытовых сточных теплых вод, применения в уже существующей системе водоотлива, при этом удовлетворяющей требованиям сравнительно невысокой первоначальной стоимости, быстрой окупаемости (в Канаде), не нуждающейся в специальной службе эксплуатации, является канадская Power-Pipe DWHR System [2]. Система представляет собой медную центральную трубу большого диаметра, обернутую медными трубами меньшего диаметра. Данная конструкция устанавливается вместо вертикального участка внутридомовой канализации. По трубе большого диаметра транспортируются сточные воды, по трубам меньшего диаметра – холодная вода от источника водоснабжения к водонагревателю горячей воды. Таким образом, с помощью теплоты сточных вод осуществляется предварительный подогрев воды, идущей на нужды горячего водоснабжения. Витки трубы меньшего диаметра сконструированы так, чтобы потери давления воды в них были минимальны. Это необходимо для того, чтобы мощности уже существующего насоса водоснабжения хватило для транспортировки воды и не потребовалась его замена на насос большей мощности, что привело бы к снижению энергоэффективности системы и дополнительным расходам средств заказчика. Работа системы основана на физическом принципе, называемом «эффектом падающей пленки». Он заключается в том, что падающая вертикально по трубе вода не будет находиться в центре трубы, а будет перемещаться тонкой пленкой по ее внутренней поверхности. Это позволяет максимально собрать тепловую энергию от сточной воды и передать ее через медную поверхность, известную своим высоким коэффициентом теплопроводности, водопроводной воде.

Как показали исследования [2], система длиной около 1,5 м, смонтированная на вертикальном участке стандартной для Канады канализационной трубы, поднимет температуру входящей холодной воды от 10 до 24 °С, т. е. на 14 °С, что составляет около 35 % нагрева до нормативных 50 °С. Тогда при зимней температуре холодной воды  $t_x = 5$  °С доля нагрева составит всего 30 %, что достаточно мало и обусловлено нестабильностью «эффекта падающей пленки» (в первую очередь из-за сложного взаимодействия падающей в вертикальном стояке теплой грязной воды с вытесняемым влажным воздухом), особенно при нагреве только той части воды, которая затем идет к водонагревателю и используется на нужды горячего водоснабжения.

Необходимо отметить, что слив теплой отработанной воды в зимнее время с температурой около 35 °С из ванн и душей носит сугубо нестационарный характер. Так, в утренние и особенно вечерние часы (с 22:00 до 24:00) потребление горячей воды многократно увеличивается [3, с. 302], а в ночные часы сильно уменьшается и в отдельные периоды оказывается нулевым. Кроме того, медная вставка с винтообразным припаянным медным трубопроводом увеличенного диаметра для небольшого повышения

давления подачи холодной воды многократно дороже аналогичных стальных оцинкованных труб. В целом система Power-Pipe характеризуется следующими существенными недостатками: относительно низкой эффективностью, недостаточной приспособляемостью к нестационарному режиму работы и высокой стоимостью изготовления.

В общем случае повышение надежности и эффективности работы теплообменника при использовании загрязненной жидкости для получения вторичных энергоресурсов (ВЭР), например при теплоснабжении жилых зданий с теплообменом через теплопроводную непроницаемую перегородку, возможно с учетом следующих конструктивно-технологических решений:

- обеспечить теплообмен таким образом, чтобы загрязненный первичный теплоноситель стекал под действием собственного веса внутри теплообменника, в центре которого расположен трубопровод с теплой грязной водой, а поверхности стока в виде винта должны быть расположены под углом наклона к горизонту  $\alpha$ , обеспечивающим отсутствие отложений примесей или застойных скоплений жидкости в зависимости от их физико-химических свойств;

- для увеличения интенсивности теплообмена (в случае шероховатости теплообменных поверхностей, повышенной вязкости загрязненной жидкости и т. п.) поверхности, по которым стекает загрязненный первичный теплоноситель, покрыть лиофильной пленкой;

- направление потока теплой грязной воды в узле присоединения поэтажного ответвления к стояку производить в его краевой зоне.

Загрязнение жидкости может состоять из растворимого в данной жидкости вещества, например мыла в воде, и нерастворимых мелкодисперсных (с максимальным размером до 4–5 мм в соответствии с размерами отверстий в решетках сливных выпусков) веществ, плотность которых  $\rho < 5 \text{ г/см}^3$ . В этих условиях минимальное значение угла наклона несущих загрязненный теплоноситель поверхностей должно определяться в каждом конкретном случае в соответствии с вязкостью и содержанием нерастворимых примесей в загрязненной жидкости. В целом определение минимального уклона поверхности для самотечной канализации, при котором не происходит закупорка или уменьшение поперечного сечения канала за счет различных отложений, является важнейшим элементом всего комплекса характеристик, к которым также относятся скорость движения воды, размеры канала и коэффициент его наполнения.

Ввиду важности обеспечения надежной работы канализации во многих нормативных документах и технической литературе [4–9] приведены рекомендации по определению минимальных углов наклона канализационных каналов. Так, в российских строительных правилах [4] наименьшие уклоны  $i$  трубопроводов и каналов следует принимать в зависимости от допустимых минимальных скоростей движения сточных вод: для трубы диаметром  $d = 150 \text{ мм}$   $i = 0,008$ ; диаметром  $d = 200 \text{ мм}$   $i = 0,007$ . При этом

расчетное наполнение трубопроводов и каналов любого сечения (кроме прямоугольного) следует принимать не более 0,7 диаметра (высоты).

Так, в [7] для труб  $d = 50$  мм рекомендуемый минимальный уклон  $i = 3\%$ , для  $d = 100$  мм  $i = 2\%$ . Здесь же указывается, что по европейскому стандарту EN 752:2008, который используется при проектировании нового многоэтажного жилья, для вычисления нужного уклона применяется формула Кольбрука – Уайта

$$u_{\text{cp}} = -2\sqrt{2gdi} \lg \left( \frac{k}{3,71d} + \frac{2,5iv}{d\sqrt{2gdi}} \right), \quad (1)$$

где  $u_{\text{cp}}$  – средняя скорость потока в сечении трубы, м/с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $k$  – шероховатость внутренней стенки трубы, м;  $v$  – кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с;  $d$  – диаметр трубы, м.

Также используется формула Маннинга

$$u = KR_h^{2/3}i^{1/2}, \quad (2)$$

где  $K$  – коэффициент Маннинга, м<sup>1/3</sup>·с;  $R_h$  – гидравлический радиус, м;  $i$  – гидравлический уклон.

Следует отметить, что приведенные формулы используются преимущественно для проектирования огромных водоотводящих комплексов. Для зданий с канализацией малой нагрузки в условиях непостоянного потока их применение затруднительно [7], в связи с чем можно принять  $i = 3\%$ . В данном случае важно также учитывать способность канализационного трубопровода к самоочищению от мягких и твердых загрязнений. В приведенной в [7] таблице необходимый уклон для отвода стоков для бытовой раковины при  $d = 40$  мм составляет  $i = (1/12) = 0,083$ , для ванны  $i = 0,033$ .

В [8] отмечается, что при крутом наклоне канализационной трубы (который логично принять для быстрого ухода нечистот) из-за слишком быстрого прохода воды она не успевает смыть более твердые фракции нечистот, которые затем прилипают к внутренней поверхности. Для наружной канализационной трубы максимальный уклон не должен превышать  $i \approx 0,15$  (угол наклона около 9°). Если сток производится из обычного умывальника, то опасаться заиливания не надо, и уклон можно делать достаточно большим. При этом оптимальное значение заполненности стока составляет от 0,5 до 0,6 при средней скорости стоков примерно  $v = 0,7$  м/с.

Для пластиковых трубопроводов [9] при устоявшемся турбулентном режиме движения удельные потери от преодоления сопротивления трения, соответствующие уклону дна во время протекания со свободным зеркалом жидкости, рассчитываются по формуле Дарси – Вейсбаха. Минимальный гидравлический уклон, обеспечивающий выполнение условия самоочищения пластикового канала от прилипающих к его поверхности примесей бытовых стоков, который для трубопроводов малого диаметра ( $d = 50$ – $100$  мм)

составляет около  $8^{\circ}$ – $4^{\circ}$  при скорости потока  $u \geq 0,8$  м/с, определяется из выражения

$$i_{\min} = \frac{0,815 \cdot 10^{-3} R}{dR_h}. \quad (3)$$

Угол трения для твердых частиц, содержащихся в стоке, составляет  $\theta_f = 35^{\circ}$ , что указывает на большой коэффициент трения даже в пластиковых трубопроводах.

Для расчета необходимого диаметра стоков канализации в первую очередь определяется максимальный секундный расход сточных вод [5, с. 7, (6.5)]

$$q_{\max}^w = K_{\max} q_w, \quad (4)$$

где  $q_w$  – средний секундный расход сточных вод, л/с;  $K_{\max}$  – максимальный коэффициент общей неравномерности притока сточных вод, принимаемый по табл. 6.1 [5, с. 7], в примечании к которой сказано (пункт 2), что при средних расходах сточных вод менее 5 м/с максимальный коэффициент общей неравномерности принимают равным 3.

Однако результаты статистической обработки результатов исследований В. С. Животнева [9, с. 18, табл. 1] показали, что при малых расходах воды ( $q_w < 5$  л/с) коэффициент неравномерности может составлять  $K_{\max} \geq 3,2$ .

В соответствии с п. 6.1.2 [5, с. 6] удельное водоотведение для определения расходов сточных вод от отдельных жилых зданий следует принимать по ТКП 45-4.01-54–2007 [10].

Одним из условий уноса породных загрязняющих частиц (песчинок и т. п.) с твердой гладкой поверхности (например, оцинкованной стали), по которой стекает грязная вода, является необходимая скорость потока. Эта проблема давно решена (во многом для обычной воды) в важной технической области обогащения полезных ископаемых [11].

В зависимости от соотношения сил, действующих на частицу, она по-разному перемещается в потоке: взвешенно, т. е. переносится струей воды; влечением – скользит или перекачивается по дну желоба либо слою осевшего в нем материала; скачкообразно – перемещается попеременно взвешенно и влечением [11, с. 91].

Скорость потока, при которой начинается движение частицы влечением, называется смывающей скоростью [11, с. 91]. Именно такую скорость потока отработанной грязной теплой воды необходимо обеспечить для уноса частиц грязи и смыва отложений на теплообменной поверхности.

Смывающая скорость потока воды

$$u_c = \sqrt{v_0^2 (f \cos \alpha_c - \sin \alpha_c) - c^2 f}, \quad (5)$$

где  $u_c$  – смывающая скорость, см/с;  $v_0$  – конечная скорость свободного падения частицы, см/с;  $f$  – коэффициент трения частиц о поверхности стекания;  $\alpha_c$  – угол наклона плоскости стекания, при котором начинается про-

цесс смывания, град;  $c$  – скорость струи, направленной нормально к плоскости стекания, см/с.

Из (5) получаем выражение

$$\frac{u_c^2 + c^2 f}{v_0^2} = f \cos \alpha_c - \sin \alpha_c. \quad (6)$$

Скорость восходящих струй возрастает с глубиной потока [11, с. 92]. По опытным данным, максимальную величину скорости восходящих струй можно представить как линейную функцию средней скорости потока

$$c = 0,2u_{\text{ср}}, \quad (7)$$

где  $u_{\text{ср}}$  – средняя скорость потока воды, см/с.

При этом

$$v_0^2 = \frac{(\delta - \Delta) g \pi d_r}{6 \psi \Delta}, \quad (8)$$

где  $\delta$  – плотность частицы, г/см<sup>3</sup>;  $\Delta$  – плотность среды (грязной воды), г/см<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение силы тяжести, см/с<sup>2</sup>;  $d_r$  – диаметр частицы, см;  $\psi$  – коэффициент сопротивления среды, зависящий от режима движения потока и формы частицы.

Подставляя значения  $c$  и  $v_0^2$  в (4), можно получить

$$\frac{6 \psi \Delta (u_c^2 + 0,04 u_{\text{ср}}^2 f)}{g \pi d_r (\delta - \Delta)} = f \cos \alpha_c - \sin \alpha_c. \quad (9)$$

Из уравнения (9) нельзя получить значение  $\alpha_c$  в явном виде. Поэтому приходится прибегнуть к графоаналитическому методу.

Если обозначить вспомогательный параметр

$$A = f \cos \alpha_c - \sin \alpha_c, \quad (10)$$

то можно определить зависимость  $A = \varphi(\alpha_c)$  в более простом виде, из которой получить значение  $\alpha_c$  в явном виде. Однако сначала надо найти значение коэффициента трения частиц о поверхность стекания.

Как следует из справочной литературы, коэффициент трения можно принять  $f_1 = 0,4-0,5$ . Тогда  $A = \varphi(\alpha_c)$  при  $f = 0,5$  в диапазоне  $\alpha_c = 0-20^\circ$  (расчетные точки приняты при  $\alpha_c = 0; 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ$  и  $20^\circ$ ) можно аппроксимировать прямой линией (рис. 1) с уравнением

$$A = f - b \alpha_c, \quad (11)$$

где  $b$  – эмпирический коэффициент, 1/град.

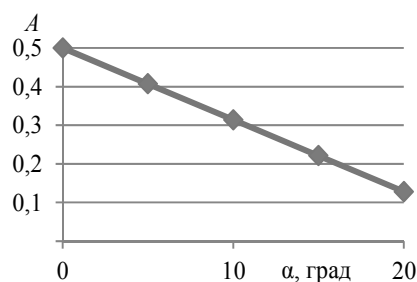


Рис. 1. Зависимость параметра  $A$  от угла наклона плоскости стекания  $\alpha$

Fig. 1. The dependence of the parameter  $A$  from the slope of the plane of the draining  $\alpha$

Диапазон  $\alpha_c = 0-20^\circ$  выбран исходя из предельных значений ( $14^\circ-15^\circ$  [11, с. 98]) наклонов головных частей моечных желобов обогатительных установок. С учетом (9), (10) и (11) можно записать

$$\frac{6\psi\Delta(u_c^2 + 0,04u_{cp}^2 f)}{g\pi d_r(\delta - \Delta)} = f - b\alpha_c, \quad (12)$$

откуда

$$\alpha_c \geq \frac{f}{b} - \frac{6\psi\Delta(u_c^2 + 0,04u_{cp}^2 f)}{g\pi d_r(\delta - \Delta)b}. \quad (13)$$

Необходимо отметить, что эмпирический коэффициент  $b$  составляет сотые доли от единицы и для зависимости (11), представленной графически на рис. 1,  $b = 0,0186$ , что при  $f = 0,5$  дает  $f/b = 0,5/0,0186 = 26,9^\circ$ . Ориентировочное значение вычитаемого в (13) составляет около  $18^\circ$ , что в итоге дает  $\alpha_c \geq 9^\circ$ .

Как следует из (13), с ростом скорости потока угол наклона поверхности для смывания твердых осадков резко уменьшается. В свою очередь, для увеличения скорости свободного потока необходимо повышение угла наклона поверхности стекания. Поэтому головные части желобов обогатительных установок имеют углы наклона  $\alpha_c = (12-15)^\circ$ , которые можно рекомендовать для уноса небольших осадков в водоотливных системах с относительно длительными (несколько минут) периодами слива сточных вод из санитарно-технических устройств с защитными решетками (ванны и раковины). Наличие защитных решеток на сливе гарантирует защиту от крупных предметов (капустных листьев, ваты, корок, очисток и т. п.) в системе теплообмена теплой сточной воды с холодной чистой водой. Поэтому для теплообменников, не выполненных по типу Power-Pipe [2], нужно устраивать отдельные стояки для слива из ванн, душей и раковин.

Однако обеспечение требуемого (для развития необходимой смывающей скорости) угла наклона поверхности стекания не является достаточным условием уноса всех твердых частиц. Следует также обеспечить



должный расход теплой грязной воды и периодическое бурное состояние потока [12, с. 301–311], который смывает предыдущие отложения, возникающие при уменьшении скорости потока в конце водных процедур при их небольшой вероятности реализации, например в ночное время суток. Бурное состояние потока характеризуется повышенной турбулентностью, напоминающей внешне горный поток, который наступает после критического состояния потока, когда удельная энергия сечения с увеличением глубины наполнения поперечного сечения русла уменьшается [12, с. 301–302].

Величина критического уклона (в ‰, что эквивалентно  $i_{кр} = \text{tg}\alpha_{кр}$  в тысячных долях ед.) определяется из выражения [12, с. 309, (15.24)]

$$i_{кр} = \frac{g\chi_{кр}}{\alpha_{ки} C_{кр}^2 B}, \quad (14)$$

где  $i_{кр}$  – продольный уклон дна русла,  $i = \sin\theta$  [13, с. 296];  $g$  – постоянная земного тяготения, м/с<sup>2</sup>;  $\chi_{кр}$  – параметр размеров потока, м;  $\alpha_{ки}$  – коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса) [12, с. 109, 160];  $C_{кр}$  – показатель сопротивления движению потока (коэффициент Шези) [12, с. 160, 309], м<sup>0,5</sup>/с;  $B$  – ширина потока по свободной поверхности [12, с. 297, рис. 15.2].

Оценить состояние потока можно по значению параметра кинетичности [12, с. 307], а именно: при  $\Pi_k < 1$  – спокойное состояние потока; при  $\Pi_k > 1$  – бурное состояние потока. Параметр кинетичности потока определяется по формуле [12, с. 298, (15.9)]

$$\Pi_k = \frac{\alpha_{ки} Q^2 B}{g\omega^3}, \quad (15)$$

где  $Q$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $B$  – ширина живого сечения по верху потока, м;  $\omega$  – площадь живого сечения, м<sup>2</sup>.

Выражение (15) с учетом  $u_{ср} = Q/\omega$  можно записать в виде

$$\Pi_k = \frac{\alpha_{ки} u_{ср}^2 B}{g\omega}. \quad (16)$$

Из (16) видно, что с повышением средней скорости потока  $u_{ср}$ , которая растет с увеличением угла наклона, величина  $\Pi_k$  возрастает. Уменьшение площади живого сечения и увеличение ширины потока также приводят к повышению значения  $\Pi_k$ , что ускоряет наступление бурного режима течения потока.

Следовательно, для надежного обеспечения удаления всех возможных отложений в канале для стока грязной теплой воды из ванн, душей и раковин угол наклона поверхности стекания к горизонту должен составлять:

$$\left. \begin{array}{l} \alpha \geq \alpha_c; \\ \alpha \geq \alpha_{кр} \end{array} \right\} \text{ или } \left. \begin{array}{l} i \geq \text{tg}\alpha_c; \\ i \geq i_{кр}. \end{array} \right\} \quad (17)$$

Как отмечается в [7], «песок и прочие минеральные вещества, будучи тяжелыми, оседают на дно трубы» со стоками. Для их выноса требуется высокая скорость потока, которая зависит от уклона канализации и существенно увеличивается с ростом уклона. Следовательно, больший уклон дает большую скорость потока, меньший – большее наполнение струи [7]. Для оценки сочетания разных параметров потока грязной воды можно использовать выкопировку номограммы [7] для внутреннего диаметра трубы  $d_{\text{вн}} = 160$  мм, приведенную на рис. 2. Так, при уклоне  $i = 200$  ‰, что соответствует чуть более 11 угловым градусам, расход грязной воды  $Q$  составляет около 60 л/с при скорости  $v \approx 3,5$  м/с.

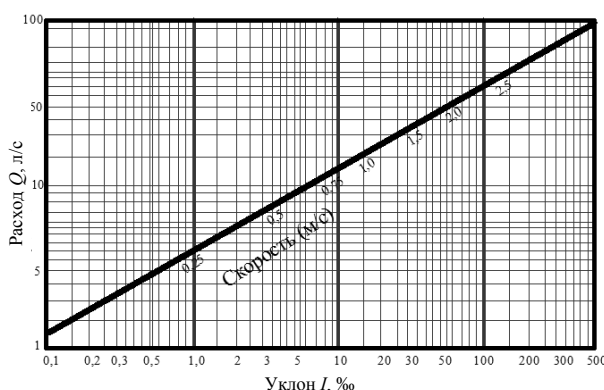


Рис. 2. Номограмма для определения скорости стекания в зависимости от расхода и уклона при внутреннем диаметре трубы 160 мм

Fig. 2. The nomogram to determine the rate of runoff depending on the flow rate and slope when the inner diameter of the pipe is 160 mm

При технических расчетах в качестве показателя наступления бурного состояния потока используется его критическая глубина  $h_{\text{кр}}$  [12, с. 301–306], которая, в частности, зависит от формы поперечного сечения смоченного периметра. Рассмотрены прямоугольные, трапецеидальные, параболические и круговые (сегментные) русла [12].

Для прямоугольного русла

$$h_{\text{кр}} = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{\text{кн}} q^2}{g}}, \quad (18)$$

где  $q = Q/B$  – удельный расход, т. е. расход на единицу ширины прямоугольного русла, м<sup>3</sup>/см;  $B$  – ширина живого сечения по верху потока, м.

Тогда при  $\alpha_{\text{кн}} = 1$  и  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> имеем

$$h_{\text{кр}} = 0,467q^{2/3}. \quad (19)$$

Для сегментного русла (при движении потока жидкости в наклонной трубе диаметром  $d_c$  без каких-либо вставок) в соответствии с предложе-

ниями И. И. Агроскина и В. М. Малышева [12, с. 308] с погрешностью до 2 % для вычисления критической глубины рекомендуются следующие выражения:

$$0,05 < \frac{h_{кр}}{d} \leq 0,4 \frac{h_{кр,с}}{d} = 1,55 \frac{h_{кр}}{d} - 0,9 \left( \frac{h_{кр}}{d} \right)^2 + 0,025; \quad (20)$$

$$0,5 < \frac{h_{кр}}{d} \leq 0,85 \frac{h_{кр,с}}{d} = 1,5 \frac{h_{кр}}{d} - 0,6 \left( \frac{h_{кр}}{d} \right)^2 + 0,018, \quad (21)$$

где  $h_{кр} = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{ки} q^2}{g \cos \alpha_{п}}}$ ;  $\alpha_{п}$  – угол наклона дна в продольном направлении по отношению к горизонтальной плоскости сравнения.

В простейшем случае для реализации предлагаемого способа пригоден теплообменник типа «теплая грязная – холодная чистая вода» в виде металлической трубы с продольной перегородкой с незначительным термическим сопротивлением, наклоненной вместе с трубой под углом к горизонту, обеспечивающим полный сток грязной воды вместе с примесями, как это показано на рис. 3 (А–А – поперечное сечение трубы с перегородкой).

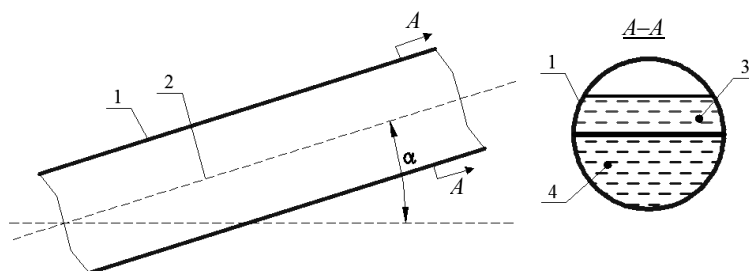


Рис. 3. Схема теплообменника в виде трубы: 1 – труба; 2 – поперечная перегородка; 3 – теплый грязный сток; 4 – холодная чистая вода

Fig. 3. The diagram of the heat exchanger in the form of a pipe: 1 – pipe; 2 – transverse partition; 3 – warm dirty drain; 4 – cold clean water

Однако такая конструкция теплообменника мало пригодна в условиях внутридомовых вертикальных стояков, где для более эффективного теплообмена между грязными стоками и чистой водой применяется винтовая форма теплообменника.

Простейшая винтовая поверхность (рис. 4а) получается, если образующая – прямая, пересекающая ось перпендикулярно к ней [13, с. 149]. Основой винтовой поверхности является винтовая линия с углом подъема  $\alpha$  (рис. 4б). Высота подъема  $h$  винтовой линии за один оборот равна  $2\pi R \tan \alpha$ , а ее длина [13, с. 148]

$$l = \sqrt{(2\pi R)^2 + h^2}, \quad (22)$$

где  $R$  – радиус окружности, в которую вписана винтовая линия, м.

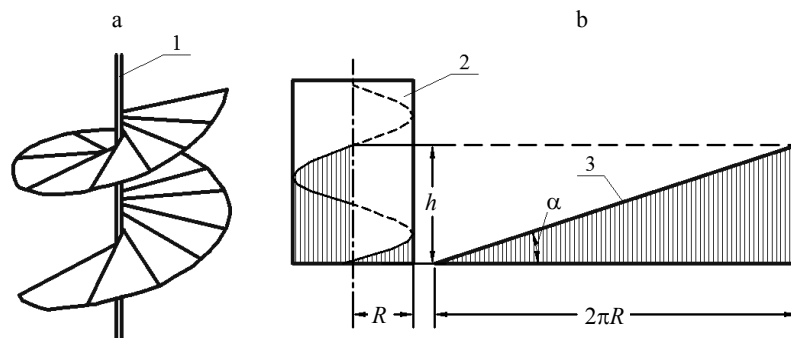


Рис. 4. Схема винтовой поверхности (а) и ее параметров (б):  
1 – ось винтовой поверхности; 2 – ограничивающая винт внутренняя поверхность трубы;  
3 – подъем винтовой линии за один оборот винта

Fig. 4. The diagram of the helical surface (a) and its parameters (b):  
1 – axis of the screw surface; 2 – limiting screw inner surface of the pipe that limits screw;  
3 – lifting the helix in one turn of the screw

Повышение энергоэффективности использования вторичных ресурсов в системе функционирования здания достигается путем применения нового способа использования винтового теплообменника для загрязненной жидкости, у которого теплообменная часть выполнена по схеме «труба в трубе» и при этом в центральной внутренней трубе находится теплая грязная жидкость, а в межтрубном пространстве, т. е. между внутренней и наружной трубами, – холодная чистая вода. При этом угол наклона внутренней винтовой поверхности внутренней трубы к горизонту на всем протяжении теплообменника должен быть не менее минимально необходимого для полного стока загрязненной жидкости значения угла в соответствии с ее вязкостью и другими физико-химическими свойствами. В случае использования загрязненных жидкостей, которые оставляют осадок, в частности при больших углах наклона поверхностей стоков, эти поверхности следует покрывать лиофильной пленкой.

Исходя из вышесказанного для применения вертикальной системы «труба в трубе» в качестве теплообменника авторы предлагают внутреннюю небольшую часть трубы с теплой грязной водой оборудовать неподвижной винтовой поверхностью, занимающей весь участок вертикального стояка, проходящего через примыкающую емкость, постоянно заполненную проходящей холодной чистой водой, которая потом нагревается до 50 °С. Для эффективной работы теплообменника винтовая поверхность, выполняющая роль спирального оребрения [14, с. 54], должна вплотную примыкать к внутренней поверхности внутренней трубы. Для этого на заводе должны быть изготовлены секции теплообменника, например путем

помещения цельной спиралевидной металлической вставки во внутреннюю полость гладкоствольной внутренней трубы.

При попадании теплой загрязненной воды на поверхность винта она не проваливается вниз, как это происходит в пустом вертикальном стояке, а стекает по поверхности винта, отдавая ему и внутренней поверхности внутренней трубы тепло. Режим стекания загрязненной воды по поверхности винта должен быть бурным, т. е. турбулентным. Данное требование обеспечивает винтовая конструкция стекающей поверхности, благодаря которой поток загрязненной теплой воды несколько раз закручивается на каждый 1 м потери высоты. Площадь поверхности винтовых выступов на 1 м высоты составляет [13, с. 50]

$$S = \pi K_R^2 R^2, \quad (23)$$

где  $K_R = \sqrt{1 + \left(\frac{h}{2\pi R}\right)^2}$ ;  $R$  – внутренний радиус внутренней трубы, см;

$h$  – полный шаг винта, см.

Примером использования предлагаемого винтового теплообменника для загрязненной жидкости может служить внутренняя система канализации жилого здания, которая должна, в частности, состоять из отдельного вертикального стояка с теплообменником типа «труба в трубе», совмещающего функции стока отработанной в ваннах, душах и умывальниках теплой воды с температурой  $t = (30-40)^\circ\text{C}$  и предварительного подогрева холодной водопроводной воды. Следует отметить, что обычно установленные в жилых домах вертикальные стояки внутренней канализации служат для транспортировки жидких бытовых отходов, которые не текут, почти не текут или падают под действием собственного веса сверху вниз до отвода от стояка к системе наружной канализации. При этом вследствие крайней нестационарности процесса стока теплой грязной воды (даже без туалетов) образование и режим стекания пленки по вертикальной внутренней поверхности стояка также имеет нестационарный характер.

В качестве примера преимущества использования бурного потока для получения ВЭР из теплой грязной воды, являющейся стоком с раковин, ванн и душей путем установки винтовых поверхностей внутри вертикального стояка, далее приводится сравнение возможной эффективности теплообменника системы Power-Pipe [2], принятого за прототип, при внутреннем диаметре  $d_b = 160$  см, для которого на рис. 2 приведена выкопировка зависимости  $Q = \varphi(i)$ .

Как следует из ТКП 45-4.01-54-2007 [10, табл. А.1], пропускная способность вертикальных вентилируемых канализационных стояков при обычном присоединении поэтажного ответвления к стояку под углом  $90^\circ$  составляет: при  $d_b = 5$  см  $Q = 0,8$  л/с, при  $d_b = 8,5$  см  $Q = 2,8$  л/с, при  $d_b = 10$  см  $Q = 4,3$  л/с; при  $d_b = 15$  см  $Q = 11,4$  л/с. При интерполяции дан-

ных значений до  $d_b = 16$  см получим  $Q = 13,3$  л/с. В этом случае средняя скорость стекания теплой грязной воды в вертикальном стояке диаметром  $d_b = 16$  см составляет  $u_{cp} = Q/S = 13300/201 \approx 66$  см/с.

Для получения такого же расхода жидкости в наклонной трубе диаметром  $d_b = 16$  см в соответствии с номограммой на рис. 2 уклон трубы должен составлять  $i = 11$  ‰ (0,011, или  $\alpha = 0^\circ 40'$ ) при средней скорости  $u_{cp} = 80$  см/с. При этом заполнение трубы жидкостью  $S_{ж} = Q/u_{cp} = 13300/80 \approx 166$  см<sup>2</sup>, или доля заполнения сечения трубы жидкостью  $\gamma = 166/201 = 0,83$ . С учетом круглого сечения стрела сегмента [15, с. 31, 50], которая является максимальной глубиной потока жидкости, составляет  $h \approx 12,6$  см. Для обозначенных условий в соответствии с выражениями (19) и (21) критическая величина глубины потока жидкости для сегмента (размерность длины – м)  $h_{кр} \approx 11,2$  см, что явно меньше  $h = 12,6$  см и свидетельствует о спокойном течении потока жидкости при таком незначительном наклоне трубы ( $i = 11$  ‰, равных уклону 0,001).

При использовании винтовой теплообменной вставки с существенным ( $i > 100$  ‰) наклоном поверхности стекания жидкости форма поперечного сечения канала стекания приближается к прямоугольной, у которой ширина примерно равна внутреннему диаметру стояка ( $b \approx d_b$ ), а высота – шагу винта  $h_b$ .

В случае  $i = 100$  ‰, что соответствует  $\alpha = 5^\circ 40'$ , и при шаге винта  $h_b = 0,1d_b = 1,6$  см, в соответствии с (18) и графиком на рис. 2 ( $Q_{max} \approx 40$  л/с;  $u_{cp} \approx 2,5$  м/с) расчетная величина

$$h_{кр} = \sqrt[3]{\frac{1}{9,81} \left( \frac{0,0133}{0,16} \right)^2} = 0,089 \text{ м (8,9 см)},$$

что почти в 5,5 раза больше расчетной величины, и при расчетной пропускной способности  $Q_{max} \approx 40$  л/с такая площадь поперечного сечения канала недостаточна для пропуска стока. Следовательно, угол наклона плоскости винта должен быть значительно больше, например  $i = 500$  ‰ ( $\alpha = 26^\circ 30'$ ). При таком уклоне ( $i = 500$  ‰)  $h_b = 8$  см = 0,08 м, что менее  $h_{кр}$ , поток стекающей жидкости окажется бурным. Площадь поперечного сечения такого канала стока  $S = 16 \cdot 8 = 128$  см<sup>2</sup> = 0,0128 м<sup>2</sup> при возможном дебите  $u_{cp} \approx 6$  м/с (рис. 2). В этом случае возможная толщина потока теплой грязной воды в канале теплообменного винта примерно равна  $h_{ж} = 1,4$  см = 0,014 м, что значительно меньше  $h_{кр}$  и обеспечивает устойчивый бурный поток.

Величина площади теплообменной поверхности с теплой загрязненной водой по системе Power-Pipe [2] на 1 пог. м стояка при  $d_b = 16$  см составляет  $S_T = \pi d_b l_T = \pi 16 \cdot 100 = 5020$  см<sup>2</sup>  $\approx 0,5$  м<sup>2</sup>. Площадь поверхности теплообмена при учете только одной стороны винта с  $h_b = 8$  см на 1 пог. м стояка

$$\begin{aligned}
 S_T &= \pi d_T l_T + K_B d_B n_B = \pi d_T l_T + \pi r^2 \sqrt{d_B^2 + h_B^2} \cdot n_B = \\
 &= \pi 16100 + \pi 8^2 \sqrt{16^2 + 8^2} \cdot \frac{100}{8} = 7800 \text{ см}^2,
 \end{aligned}
 \tag{24}$$

где  $K_B$  – коэффициент увеличения площади в винте по сравнению с трубой;  $n_B$  – количество оборотов винтовой вставки на 1 м стояка.

Площадь поверхности теплообмена со стороны холодной чистой воды (змеевик с диаметром трубопровода  $d_{з.в} = 2,5$  см и толщиной стенки 0,2 см) определяется по длине одного витка  $\pi(d_{с.н} + d_{з.н}) = \pi(16,4 + 2,9) = 60,6$  см. Тогда общая длина наружного змеевика на 1 м стояка  $l_3 = 60,6 \cdot 34,5 = 2091$  см  $\approx 21$  м. Площадь поверхности теплообмена для холодной чистой воды на 1 м стояка составляет  $\pi \cdot 0,02521 \approx 1,65$  м<sup>2</sup>.

Из приведенных элементарных расчетов видно, что в системе Power-Pipe поверхность теплообмена с холодной чистой водой в 3,3 раза больше по сравнению с поверхностью теплообмена с теплой грязной водой. Для повышения недостаточной эффективности системы Power-Pipe нужно в первую очередь повысить площадь теплообмена теплой грязной воды с теплопередающими поверхностями до уровня таковых для холодной воды, т. е., по крайней мере, в три раза, для чего следует использовать четырехзаходную винтовую поверхность для оребрения внутренней поверхности стояка. В этом случае площадь поверхности теплообмена на теплой грязной воды с теплопередающими поверхностями составит  $S_T = 0,5 + 4 \cdot 0,28 = 1,62$  м<sup>2</sup>.

Для увеличения максимальной пропускной способности вентилируемого канализационного стояка, аналогично влиянию угла присоединения поэтажного ответвления [10, с. 17, табл. А.1], необходимо, чтобы присоединение поэтажного ответвления к стояку осуществлялось в его краевой точке, а направление потока грязной теплой воды совпадало с направлением вращения потока в стояке.

Описанные условия обеспечивают эффективный теплообмен между теплой загрязненной отработанной водой при  $t \approx (30-40)$  °С и холодной водопроводной водой при  $t_x \approx 10$  °С, которая нагревается до  $(30-35)$  °С, т. е. на 50–60 % требуемой для горячей воды температуры ( $t_r \approx 55$  °С). Наружную часть винтового теплообменника желательно теплоизолировать от наружного окружающего пространства.

Отрицательным свойством применения описанного теплообменника является увеличение массы стояка внутридомовой системы канализации (пропускающей загрязненную теплую воду из ванных комнат) на несколько килограммов на 1 м при толщине четырехзаходного винта из обыкновенной стали 1–2 мм. Если расстояние между сливами в стояк соседних этажей составляет 3 м, то винтовой теплообменник типа «труба в тру-

бе» можно изготавливать из стали секциями по 2,5 м. Монтаж подобного стояка осуществляется последовательно снизу вверх. Однако массу теплообменника можно значительно уменьшить, если вместо стали 35 использовать медь, теплопроводность которой примерно в 8–10 раз больше (393 и 40 Вт/(м·град)).

### ВЫВОДЫ

1. Разработка эффективных мероприятий по организации потребления вторичных энергоресурсов в процессе эксплуатации зданий является одним из основных способов повышения их энергоэффективности.

2. Наиболее энергоемкая система даже в энергоэффективных жилых зданиях – горячее водоснабжение, на которое в современных условиях затрачивается вдвое больше энергии, чем на отопление. Частично оптимизировать данную систему позволит организация процесса вторичного использования теплоты сточных вод.

3. Внутреннее винтовое оребрение стояка для теплой грязной воды может увеличить площадь поверхности теплообмена, по крайней мере, в  $(1,62 + 1,65)/(0,5 + 1,65) = 1,5$  раза, что позволяет на 30–40 % повысить эффективность теплообменника или примерно в 1,5 раза уменьшить его требуемую длину при прежней эффективности, что соответственно уменьшает его стоимость.

4. Необходимо учитывать, что коэффициент теплоотдачи от бурного потока к нагреваемой поверхности резко увеличивается вследствие высокой скорости и турбулентности по сравнению с пленочным стеканием.

### ЛИТЕРАТУРА

1. К вопросу развития жилищного строительства с минимальным потреблением энергоресурсов / Б. М. Хрусталева [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2014. № 5. С. 45–60.
2. Утилизация тепла сточных вод [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=5462](http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=5462). Дата доступа: 29.03.2017.
3. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко. М.: Энергия, 1975. 486 с.
4. Канализация. Наружные сети и сооружения. Актуализированная редакция СНиП 2.04.03–85: СП 32.13330.2012. Введ. 01.08.2016. М.: Мин-во регион. развития Рос. Федерации, 2012. 16 с.
5. Минимальный уклон канализации [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://kanalizaciya-expert.ru/vnutrennyaya/truby/minimalnyj-uklon-kanalizacii-128>. Дата доступа: 29.02.2017.
6. Угол наклона канализационной трубы [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.forumhouse.ru/threads/214052/>. Дата доступа: 19.12.2016.
7. Канализационные трубы [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.lazar.ru/ssets/docs/trubypolytrop/grpt.doc](http://www.lazar.ru/ssets/docs/trubypolytrop/grpt.doc). Дата доступа: 29.08.2016.
8. Системы канализации населенных пунктов. Основные положения и общие требования: ТКП 45-4.01-53–2012 (02250). Введ. 01.12.2012. Минск: Минстройархитектуры, 2012. 18 с.
9. Животнев, В. С. Режим водопотребления в жилых домах / В. С. Животнев // Водоснабжение и санитарная техника. 1988. № 7. С. 18–20.
10. Системы внутренней канализации зданий. Строительные нормы проектирования: ТКП 45-4.01-54–2007 (02250). Введ. 01.09.2008. Минск: Минстройархитектуры, 2008. 21 с.



11. Горное дело: энцикл. справ.: в 11 т. / глав. ред. А. М. Терпигорев. М.: Госгортехиздат, 1960. Т. 11: Обогащение и брикетирование углей / ред. коллегия: И. Ф. Пахалок (отв. ред.) [и др.]. 519 с.
12. Штеренлихт, Д. В. Гидравлика / Д. В. Штеренлихт. М.: КолосС, 2007. 655 с.
13. Краткий политехнический словарь / Ю. А. Степанов [и др.]. М.: Гос. изд-во технико-теорет. лит., 1956. 1136 с.
14. Лебедев, П. Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. Тепломассообменные и холодильные установки / П. Д. Лебедев. М.: Энергия, 1972. 320 с.
15. Краткий технический справочник: в 2 т. / под общ. ред. В. А. Зиновьева. М.; Л.: Гос. изд-во техн.-теор. лит., 1949.

Поступила 11.05.2018 Подписана в печать 07.08.2019 Опубликовано онлайн 30.09.2019

#### REFERENCES

1. Khroustalev B. M., Pilipenko V. M., Danilevsky L. N., Nguyen T. (2014) On Problem in Development of House Building Construction with Minimum Power Resources Consumption. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Obединenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (5), 45–60 (in Russian).
2. Waste Water Heat Recovery. Available at: [http://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=5462](http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=5462). (Accessed 29 March 2017) (in Russian).
3. Isachenko V. P. (1975) *Heat Transfer*. Moscow, Energiya Publ. 486 (in Russian).
4. Updated SNiP [Version of the Construction Regulations and Rules] 2.04.03–85: SP [Code of Rules] 32.13330.2012. *Sewerage. External Networks and Structures*. Moscow, Ministry of Regional Development of the Russian Federation, 2012. 16 (in Russian).
5. *Minimum Slope of the Sewer*. Available at: <http://kanalizaciya-expert.ru/vnutrennyaya/truby/minimalnyj-uklon-kanalizacii-128>. (Accessed 29 February 2017) (in Russian).
6. *Angle of Inclination of a Sewer Pipe*. Available at: <http://www.forumhouse.ru/threads/214052/>. (Accessed: 19 December 2016) (in Russian).
7. *Sever Pipes*. Available at: [www.lazar.ru/ssets/docs/trubypolytrop/grpt.doc](http://www.lazar.ru/ssets/docs/trubypolytrop/grpt.doc). (Accessed: 29 August 2016) (in Russian).
8. ТКР 45-4.01-53–2012 (02250). *Sewage Systems of Settlements. Basic Provisions and General Requirements*. Minsk, Ministry of Architecture and Construction, 2012. 18 (in Russian).
9. Zhivotnev V. S. (1988) Mode of Water Consumption in Residential Buildings. *Vodosnabzhenie i Sanitarnaya Tekhnika = Water Supply and Sanitary Technique*, (7), 18–20 (in Russian).
10. ТКР 45-4.01-54–2007 (02250). *Systems of Internal Sewerage of Buildings. Building Design Standards*. Minsk, Ministry of Architecture and Construction, 2008. 21 (in Russian).
11. Terpigorev A. M., Pakhalok I. F. (eds.) (1960) *Mining: Encyclopedic Reference Book. Vol. 11: Coal Beneficiation and Briquetting*. Moscow, Gosgortekhizdat Publ. 519 (in Russian).
12. Shterenlikht D. V. (2007) *Hydraulics*. Moscow, KolosS Publ. 655 (in Russian)
13. Stepanov Yu. A., Brestina B. S., Znamenskii A. A., Shukhgal'ter L. Ya. (eds.) (1956) *Concise Polytechnic Dictionary*. Moscow, State Publishing House of Technical and Theoretical Literature. 1136 (in Russian).
14. Lebedev P. D. (1972) *Heat Exchange, Drying and Refrigeration Units. Heat and Mass Transfer and Refrigeration Units*. Moscow, Energiya Publ. 320 (in Russian).
15. Zinov'ev V. A. (ed.) (1949) *Concise Technical Handbook*. Moscow-Leningrad, State Publishing House of Technical and Theoretical Literature (in Russian).

Received: 11 May 2018

Accepted: 7 August 2019

Published online: 30 September 2019