

СТАБІЛІЗАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ РЕЖИМІВ У СИСТЕМІ ТЕПЛОХОЛОДОПОСТАЧАННЯ НА ОСНОВІ ЕНЕРГІЇ ХОЛОДНОЇ ВОДИ І ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ

© Висоцька М. В., 2016

Запропоновано систему теплохолодопостачання будівлі на основі інтегрованої енергії холодної води і повітряних потоків з теплонасосною установкою. Проаналізовано особливості руху повітря в трубопроводі, яка з'єднує верхні частини баків – акумуляторів холодної та гарячої води. Для визначення взаємозв'язку режимних параметрів в аналізованій системі використано диференціальне рівняння руху повітря в трубопроводі, що відображає баланс питомої механічної енергії і питомої роботи сил тертя. Після відповідних перетворень у вигляді балансу питомої механічної енергії та питомої роботи сил тертя рухомого потоку в трубопроводі отримано рівняння, що характеризує сталий рух потоку за довжиною трубопроводу для аналізу взаємозв'язку змінних параметрів, які містяться в ньому. На вищевикладеній основі встановлено залежність для визначення масової витрати повітряного потоку через аналізовану ділянку трубопроводу в остаточному вигляді. Наведено графічну інтерпретацію рівняння, яке характеризує залежність зміни витрати газу від зміни відносного початкового тиску при різному його значенні на ввіді в процесі пневматичної стабілізації гідравлічного режиму, нерівномірного розбору холодної та гарячої води. Отже, для запропонованої системи встановлено взаємозв'язок вихідних умов і змінних параметрів, які забезпечують пневмогідравлічну стабілізацію руху водних потоків, що охолоджуються і нагріваються для абонентських підсистем.

Ключові слова: теплохолодопостачання, пневматична стабілізація, гідравлічний режим.

The heat – cooling supply system of a building on the base of integrated energy of cold water and air flows with heat - pumping installation is suggested. The features of air movement in the pipeline, which connects the upper part of tanks - accumulators of hot and cold water are analyzed. For determination of the relationship of operational parameters in the analyzed system, differential equations of the air movement in the pipeline are used, what reflects the specific mechanical energy and proportion of frictional forces. After appropriate transformations in the form of specific mechanical energy balance and proportion of rolling friction forces flow in the pipeline, the resulting equation describing the steady flow of traffic along the length of the pipeline for the analysis of the relationship variables contained therein the equations is got. On the basis of the foregoing, the dependence for determining the mass flow rate of air flow through the pipeline in the final form are established. Graphic interpretation of the equation is submitted which describes the dependence of the gas flow from changes in relatively initial pressure at different values on its input in the process of stabilization pneumatic hydraulic mode indiscriminately uneven distribution of hot and cold water. Thus, the proposed system for the interrelation of initial conditions and variables that provide pneumohydraulic stability control water flow cooled and heated for subscriber subsystems is determined.

Key words: heat and cold, pneumohydraulic stabilization, hydraulic mode.

Постановка проблеми. Відомо [1–3], що інтегроване використання теплового ресурсу холодної води та вентиляційного повітря для підсистем теплохолодопостачання здатне підвищити загальну ефективність енергозабезпечення будівель.

Мета роботи – запропонувати систему та визначити умови стабілізації гідравлічних режимів теплохолодопостачання на основі енергії холодної води і вентиляційного повітря.

Викладення основного матеріалу. Пристрій [4] та умови вискоефективної роботи [5, 6] запропонованої системи схематично зображено на рис. 1. Вихідна холодна вода надходить по трубопроводу 1 з необхідними сумарними витратами для систем холодного та гарячого водопостачання, змішується з теплою водою із трубопроводу 24 від теплоутилізуючого калорифера 16, а потім після поділу надходить під дією циркуляційного насоса 3а у випарник 4 і в основний конденсатор 5а. З нагрітого загального потоку води після основного конденсатора 5а її частина, підігріта здебільшого до температури (40–45) °С, надходить до підсистеми розбору теплої води 2а (для басейнів, ванн тощо), а інша частина – до системи гарячого водопостачання 2б з необхідною температурою 55 °С, попередньо проходячи бак-акумулятор гарячої води 11 та форконденсатор 5б.

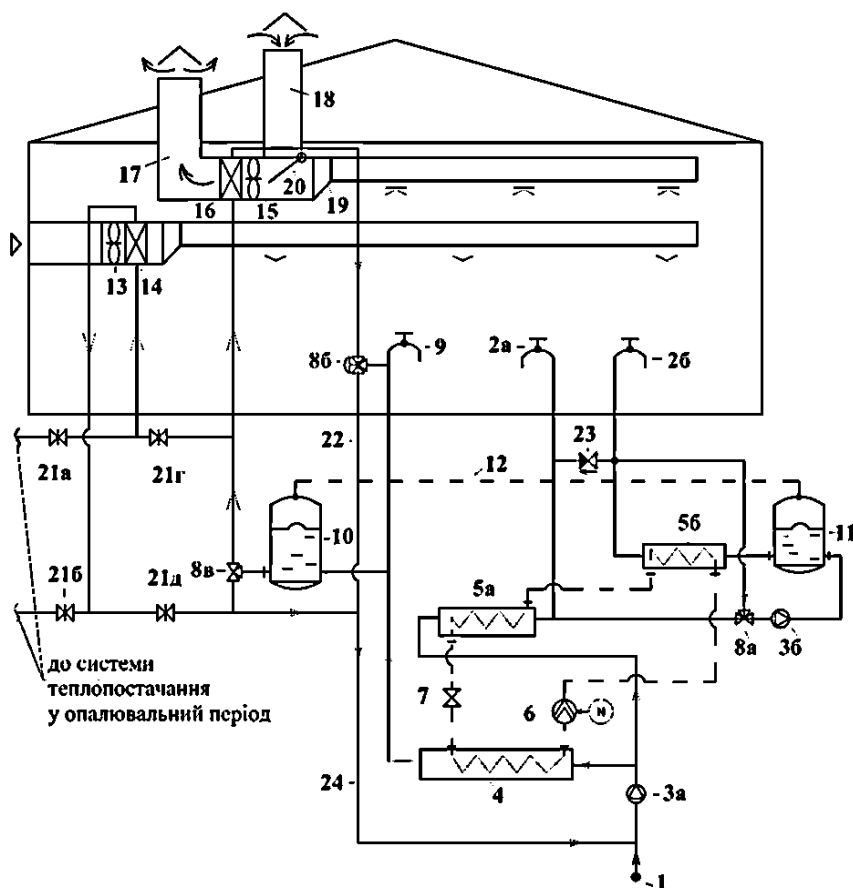


Рис. 1. Система теплохолодопостачання будівлі на основі інтегрованої енергії холодної води і повітряних потоків з теплонасосною установкою. Умовні позначення: 1 – трубопровід вихідної холодної води; 2а – підсистема розбору теплої води; 2б – підсистема розбору гарячої води; 3а, 3б – циркуляційний насос; 4 – випарник; 5 – компресор; 5а – основний конденсатор; 5б – форконденсатор; 6 – компресор; 7 – дросельний вентиль; 8а, 8б, 8в – триходові температурні регулятори витрати; 9 – система холодного водопостачання; 10, 11 – баки - акумулятори; 12 – “повітряний” трубопровід; 13, 15 – вентилятори; 14, 16 – калорифери; 17, 18, 19 – повітроводи; 20 – регулюючий клапан; 21а, 21б, 21г, 21д – крани; 22 – трубопровід після калорифера 16; 23 – ділянка трубопроводу із зворотним клапаном; 24 – загальний трубопровід після калориферів систем вентиляції

Рециркуляційна частина підігрітої води з трубопроводу 24 у процесі цілорічного відбору теплоти з витяжного повітря в калорифері 16 та припливного повітря в літній період в калорифері 14, спільно із загальним потоком вихідної холодної води з трубопроводу 1 утворюють загальний підігрітий потік на вході у випарник 4. Відібрана теплота у випарнику 4 у процесі роботи теплонасосної установки з тепловим еквівалентом приводної потужності компресора 6 передається воді, яка нагрівається в форконденсаторі 5б та в основному конденсаторі 5а. Бак акумулятор 10 з гнучкою мембраною з'єднаний в нижній частині з трубопроводом подачі охолодженої води після випарника 4 у контурі теплового насоса з основним конденсатором 5а та форконденсатором 5б, компресором 5 і дросельним вентиляем 7.

Тепловий потік, який відбирається з витяжного та припливного повітря в теплий період року, сприймається циркулюючою водою через калорифери 14 і 16. Повітря, яке видаляється, відводиться повітропроводом 19 разом з тим, який надходить повітряводводом 18 з теплішим зовнішнім повітрям влітку. Для регулювання співвідношення витрат частин повітря, що надходять повітропроводами 18 та 19, слугує регульовальний клапан 20.

Теплотехнологічна і техніко-економічна доцільність практичного використання запропонованої системи передбачає розширення її функцій для економії з можливістю повної заміни традиційно спалюваного органічного палива, необхідного для систем гарячого водопостачання будівель, які знаходяться насамперед у Південних регіонах України зі значними витратами води комунально-побутового призначення (плавальних басейнів і приміщень для водних процедур, пралень, підприємств громадського харчування тощо) і вентиляційними повітрообміном.

Умови теплогідралічної стабілізації руху розділених водних потоків у конденсаторах і випарниках [5] ілюструються схемою на рис. 2, яка розкриває фізичну сутність компенсувального взаємозв'язку повітряних та водних потоків в акумуляторах холодної і гарячої води.

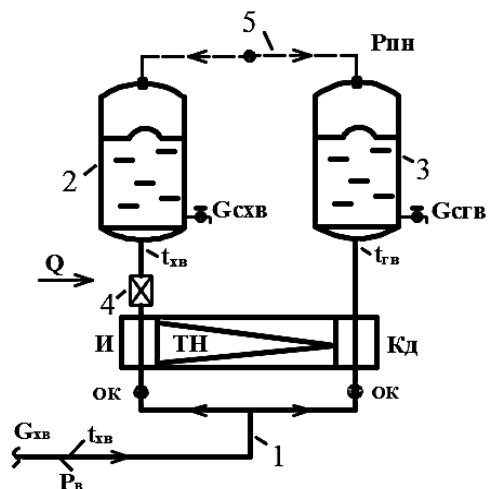


Рис. 2 Схема до визначення умов пневмогідралічної стабілізації руху водних потоків через конденсатор і випарник теплонасосної установки. Умовні позначення: 1 – трубопровід холодної води; 2 – бак-акумулятор холодної води; 3 – бак-акумулятор гарячої води; 4 – калорифер припливної вентиляційної системи; 5 – “повітряний” трубопровід, що з’єднує надмембрані частини баків-акумуляторів; ТН – тепловий насос; И – випарник; Кд – конденсатор; ОК – зворотний клапан

Аналізований взаємозв'язок елементів у запропонованій системі забезпечує можливість стабілізації руху водних потоків через випарник і конденсатор теплонасосної установки в умовах реально існуючої нерівномірності водоспоживання. При цьому рух водних потоків через випарник і конденсатор теплонасосної установки може бути перетворено на так зване квазірівномірне на певному проміжку часу, наприклад у добовому інтервалі, з акумулюванням холодної та гарячої води.

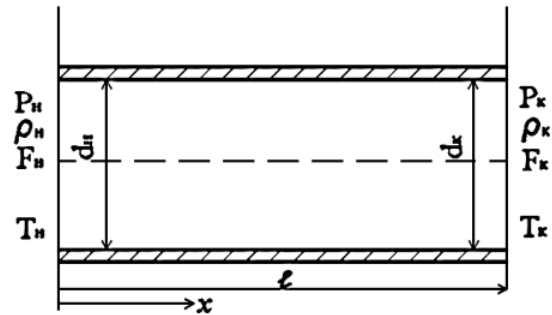
У системі автоматично забезпечується пневмогідралічне вирівнювання тисків зі змінними рівнями води в баках - акумуляторах, які з'єднані загальною трубопровідною ділянкою, що перебуває під результуючим надлишковим тиском повітря.

З аналізу системи очевидно, що вискоєфективної роботи теплонасосної установки як основного елемента в аналізованій схемі можна досягти тільки за максимального продовження періоду одночасної роботи теплообмінного обладнання, в результаті чого забезпечується безперервний процес нагрівання необхідної частини води, яка проходить крізь конденсатор, та охолодження іншої – у випарнику.

Із загального устрою системи, (рис. 2), видно, що за різноманіття реально можливих режимів для односпрямованого руху водних потоків необхідний устрій зворотного клапана в основі кожного з трубопроводів, які розділяються, а також регуляторів витрати. У верхній частині баків - акумуляторів передбачено традиційний устрій засобів заповнення та підтримки необхідного тиску повітря, а також приладів для його вимірювання.

Очевидно, що пневматична стабілізація гідравлічних режимів системи визначається взаємозв'язком вихідних умов і режимних параметрів, тому проаналізуємо особливості руху повітря в трубопроводі, яка з'єднує верхні частини баків - акумуляторів холодної та гарячої води.

Рис. 3. Розрахункова схема до визначення параметрів стабілізації гідравлічного режиму водних потоків в теплонасосній установці



Рух повітря круглим трубопроводом розглянемо для умов, наведених на рис. 3, з постійним внутрішнім діаметром $d_n = d_k$ і площею його поперечного перерізу $F_n = F_k$. Процес характеризується початковим P_n та кінцевим P_k тисками, а також щільністю рухомого потоку відповідно ρ_n і ρ_k із середніми швидкостями v_n , v_k і температурами T_n і T_k , в розглянутих перетинах. Для незмінних масових витрат у початковому та кінцевому перетинах рівняння нерозривності рухливого потоку, $G_n = F_n v_n \rho_n$ і $G_k = F_k v_k \rho_k$ наведено у вигляді

$$v_n \rho_n = v_k \rho_k = \text{const.} \quad (1)$$

З достатньою точністю для інженерних розрахунків у розглянутих перетинах можна розглядати динамічну в'язкість незмінною ($\mu_n = \mu_k$). За такого допущення [7, 8] згідно з умовою (1) можна вважати постійними число Re та залежний від нього коефіцієнт тертя λ по довжині трубопроводу. Закономірно, що для сталого руху робочого середовища в результаті падіння тиску ($P_n > P_k$) по довжині трубопроводу істотно знижується щільність повітря ($\rho_n > \rho_k$) за відповідного зростання його середньої швидкості ($v_k > v_n$).

Для визначення взаємозв'язку режимних параметрів в аналізованій системі скористаємося вихідним диференціальним рівнянням руху повітря в трубопроводі [7], що відображає баланс питомої механічної енергії і питомої роботи сил тертя у вигляді

$$\frac{dP}{\rho} + v dv + \frac{\lambda v^2}{d} dx = 0. \quad (2)$$

Згідно з рівнянням (1) в кожному перетині $\rho v = \text{const}$, тому взаємозв'язок між зміною швидкості і щільності потоку, що рухається, набуде вигляду $d v/v = -d \rho/\rho$. Початкове диференціальне рівняння (2) після поділу всіх його членів на v^2 з урахуванням відомого встановленого взаємозв'язку швидкості і тиску [7] $dv/v = -\left(\frac{1}{n}\right)\left(\frac{dP}{P}\right)$, представляється у вигляді

$$\frac{dP}{\rho v^2} - \frac{1}{n} \frac{dP}{P} + \frac{\lambda}{2d} dx = 0, \quad (3)$$

зручному для аналізу градієнта зміни тиску P по довжині осьової координати x .

Змінну швидкість течії газу v по довжині трубопроводу, як функцію тиску P в кожному перерізі, уявімо на основі спільного рішення рівняння нерозривності $v_k \rho_k = v_n \rho_n$ та рівняння політропного процесу розширення для ідеальних газів $P_k / \rho_k^n = P_n / \rho_n^n$ у вигляді такої залежності

$$v_k = v_n (P_n / P_k)^{1/n}. \quad (4)$$

У результаті падіння тиску по довжині трубопроводу через сили тертя ($P_n > P_k$) швидкість руху газу збільшується ($v_k > v_n$), у результаті чого максимальною швидкість потоку буде в кінцевому перетині трубопроводу.

У рівнянні (3) співмножник $\rho_k v_k^2$ з урахуванням залежності (4) набуває у вигляді $\rho_k v_k^2 = \rho_H v_H v_k = \rho_H v_H^2 (P_H/P_k)^{1/n}$.

У результаті підстановки цього виразу в рівняння (3) та почленного інтегрування

$$\frac{1}{\rho_H v_H^2 P_H^{1/n}} \int_{P_H}^{P_K} P_K^{1/n} dP_K - \frac{1}{n} \int_{P_H}^{P_K} \frac{dP_K}{P_K} + \frac{\lambda}{2d} \int_0^l dx = 0, \quad (3,a)$$

він набуває вигляду

$$\frac{n}{(n+1)} \frac{1}{\rho_H v_H^2 P_H^{1/n}} \left(P_K^{\frac{n+1}{n}} - P_H^{\frac{n+1}{n}} \right) - \frac{1}{n} \ln \frac{P_K}{P_H} + \frac{\lambda l}{2d} = 0. \quad (5)$$

Після відповідних перетворень у вигляді балансу питомої механічної енергії та питомої роботи сил тертя рухомого потоку в трубопроводі остаточно рівняння (5) набуває наступний вигляду

$$\frac{2n}{n+1} \frac{P_H}{\rho_k} \left[1 - \left(\frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] = v_H^2 \left(\frac{\lambda}{d} \ell + \frac{2}{n} \ln \frac{P_H}{P_K} \right). \quad (6)$$

Отримане рівняння, що характеризує сталий рух потоку по довжині трубопроводу, є основним для аналізу взаємозв'язку змінних параметрів, які містяться в ньому.

Після представлення зниження кінцевого тиску P_K до тиску в початковому перерізі трубопроводу P_H у вигляді відношення $\bar{P} = P_K / P_H$, на основі якого відносне падіння тиску $\Delta \bar{P}$ рухомого потоку по довжині трубопроводу представляється наступним чином $\Delta \bar{P} = 1 - \bar{P}$.

За рівнянням (6) визначаємо середню швидкість руху повітря v_H у початковому перерізі трубопроводу

$$v_H = \sqrt{\frac{2n}{(n+1)} \frac{P_H}{\rho_H} \frac{\left(1 - \bar{P}^{\frac{n+1}{n}} \right)}{\left(\frac{\lambda}{d} \ell + \frac{2}{n} \ln(1/\bar{P}) \right)}}, \quad (7)$$

величину якої логічно зіставляти зі значенням за рівнем допустимого шумоутворення для відповідних приміщень.

За встановленим значенням v_H згідно з (7) визначаємо масову витрату повітря через трубопровід $G_H = G = \rho_H L_H$ або відповідну його об'ємну витрату $L_H = F_H v_H$.

Неважко помітити, що при визначенні масової витрати за залежність (7) коефіцієнт витрати повітря через трубопровід має вигляд

$$\mu = 1 / \sqrt{\left(\frac{\lambda}{d} \right) \ell + \frac{2}{n} \ln \bar{P}^{-1}}. \quad (8)$$

На основі встановленого коефіцієнта витрати μ визначають ефективну площу прохідного перетину трубопроводу F за залежністю

$$F_3 = \mu F_{тр},$$

де $F_{тр}$ – площа поперечного перерізу трубопроводу.

Початкову щільність повітря можна визначити за рівнянням для ідеальних газів у вигляді $\rho_H = P_H / (RT_H)$, де R – газова стала.

Отже, залежність для визначення масової витрати повітряного потоку через аналізовану ділянку трубопроводу подамо як

$$G = F_3 P_H \sqrt{\frac{2n}{(n+1) R T_H} \left[1 - (\bar{P})^{\frac{n+1}{n}} \right]}. \quad (9)$$

Враховуючи, що для реально існуючого ізотермічного процесу руху газу в трубопроводі $n = 1$, з урахуванням вищевикладених співвідношень залежність для визначення витрати набуває остаточного вигляду

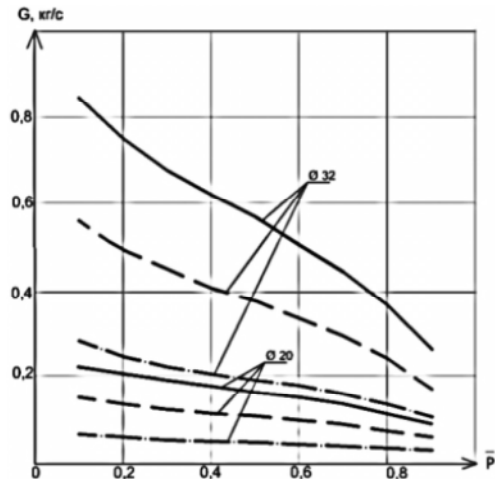
$$G = 0.785 d_{тр}^2 P_H \sqrt{\frac{1 - \bar{P}^2}{\left(\frac{\lambda}{d} \ell + 2 \ln \bar{P}^{-1} \right) R T_H}}. \quad (10)$$

На рис. 4 наведено графічну інтерпретацію рівняння (10), яке характеризує залежність зміни витрати газу G від зміни початкового тиску \bar{P} за різного значення початкового тиску P_H

на ввіді в процесі пневматичної стабілізації гідравлічного режиму, нерівномірного розбору холодної та гарячої води.

Рис. 4 Залежність зміни витрати повітря від ступеня попутного зниження тиску в трубопроводі за різного значення тиску на ввіді в будинок

Умовні позначення: _____ – $P_n = 600$ кПа;
 - - - - - $P_n = 400$ кПа; - . - . - . - $P_n = 200$ кПа.



Для прикладу розглядали діаметри $d = 20$ і 32 мм з'єднувальних сталевих трубопроводів завдовжки $l = 10$ м, для яких було прийнято згідно з [7, 9] характерні значення початкового тиску на ввіді в будинок $P_n = 600, 400, 200$ кПа, газова стала для повітря $R = 237$ Дж/(кг·К) із температурою $T = 293$ К.

На основі результатів аналітичного дослідження запропонованої системи встановлено закономірність зміни витрати робочого середовища при зміні початкового тиску та різного ступеня його попутного зниження в трубопроводах у процесі стабілізації режиму руху потоків води, яка розділяється та проходить через випарник і конденсатор у відповідні абонентські підсистеми.

Висновки. Для запропонованої системи встановлено взаємозв'язок вихідних умов і змінних параметрів, які забезпечують пневмогідравлічну стабілізацію руху водних потоків, що охолоджуються і нагріваються, для абонентських підсистем.

Встановлені аналітичні залежності створюють основу для аналізу прийнятих діаметрів трубопроводів, що виключають граничне шумоутворення з досягненням високої ефективності утилізації теплових потоків холодної води та вентиляційного повітря, в практиці інженерного розроблення аналізованої системи.

1. Петраш В. Д. Теплонасосные системы теплоснабжения: монографія / В. Д. Петраш. – Одесса: Типографія “ВМВ”, 2014. – 556 с. 2. Система гарячого водопостачання й вентиляції на основі термотрансформаторного циклу. Патент на винахід № 90926. Бюл. № 11 2010 р. “Український інститут промислової власності” / В. Д. Петраш, Т. Ю. Войкіна, Д. В. Басіст, О. А. Герасименко. 3. Система гарячого водопостачання та вентиляції на основі термотрансформації енергії холодної води та теплого повітря: Патент на корисну модель № 56387. Бюл. № 1. 2011 “Український інститут промислової власності” / Авт. Петраш В. Д., Лісковська Л. О. 4. Заявка на винахід № а 2014 07374 Україна, МПК F24D 17/02. Система теплохолододопостачання на базі інтегрованої енергії холодної води та повітряних потоків з пневмогідравлічною стабілізацією термотрансформаторних процесів / В. Д. Петраш, М. В. Высоцька, О. А. Поломанний; заявл. 01.07.2014 ; опубл. 12.01.2015, Бюл. № 1. “Український інститут промислової власності”. 5. Высоцкая М. В. Пневматическая стабилизация гидравлического режима в системе теплохладоснабжения на основе интегрированной энергии холодной воды и вентиляционного воздуха // Вісник ОДАБА 2015. – № 58. – С. 94–103. 6. Высоцкая М. В. Холодная вода как низкотемпературный источник для теплонасосных систем теплохладоснабжения зданий // Научн.-техн. сборник “Энергоэффективность в строительстве и архитектуре”. – К.: КНУБА, 2015. – Вып. 7. – С. 41–46. 7. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидронепмоприводов. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с. 8. Гидронепмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: учеб. пособие для вузов / под ред. В. В. Гуськова. – Минск: Высшаяшая школа, 1987. – 310 с. 9. Справочник проектировщика / под ред. И. Г. Староверова Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.I. Отопление. – М. Стройиздат, 1990. – 313 с.