

УДК 658.264

DOI: 10.37816/2713-0789-2023-3-3(10)-76-87

Современные теплоаккумулирующие системы горячего водоснабжения

Л. И. Жмакин*, Н. М. Шарпар^{*,1}, А. Н. Сорокин*, И. Н. Власов*,
А. Д. Васильева*

**Российский государственный университет им. А. Н. Косыгина
(Технологии. Дизайн. Искусство), Москва, Россия*

Аннотация

Статья посвящена теплотехническому расчету паровых подогревателей-аккумуляторов, широко применяемых в системах горячего водоснабжения промышленных и коммунальных объектов. В основе исследования лежит математическая модель, предназначенная для определения основных характеристик рассматриваемых аппаратов. С использованием предложенного алгоритма проведены теплотехнические расчеты для шести типоразмеров подогревателей серии ВПЕ, выпускаемых Саратовским заводом энергетического машиностроения. Результаты расчетов представлены в графической форме, что обеспечивает наглядное восприятие для потребителей и обслуживающего персонала. Исследование охватывает аспекты эффективности и регулирования расхода пара в зависимости от различных параметров, таких как температура насыщенного водяного пара и температура нагреваемой воды. Полученные данные могут служить основой для оптимизации проектирования и эксплуатации паровых подогревателей, обеспечивая более энергоэффективное и устойчивое функционирование систем горячего водоснабжения. Данная статья вносит вклад в область теплотехники и инженерии горячего водоснабжения, предоставляя новые подходы и данные для разработки современных и эффективных систем теплоснабжения.

Ключевые слова

Теплотехнический расчет, математическая модель, водоснабжение, теплообмен, аккумулярование, теплоотдача, регулирование расхода пара.

Введение

Среди современных инженерных и технических разработок важную роль в обеспечении эффективного и надёжного горячего водоснабжения для промышленных и коммунальных объектов играют теплотехнические системы, такие как паровые подогреватели-аккумуляторы. Эти системы являются неотъемлемой частью инфраструктуры, обеспечивая

оптимальные условия теплоснабжения и обеспечивая потребителей тепловой энергией [1-3].

В данной статье представлена математическая модель, разработанная для теплотехнического расчета паровых подогревателей-аккумуляторов, предназначенных для использования в системах горячего водоснабжения. Разработка модели направлена на достижение оптимальной

¹ Для переписки:

Email: sharp753@mail.ru

эффективности и надёжности данных подогревателей, что является ключевым вопросом в современном инженерном проектировании [2, 3].

На предприятиях в качестве источника тепла часто используется собственная котельная, производящая насыщенный или перегретый водяной пар. В случае систем горячего водоснабжения (ГВС) с резкими изменениями суточной тепловой нагрузки можно применять ёмкостные подогреватели-аккумуляторы. Эти устройства выполняют функцию передачи тепла и одновременно накапливают его. Кроме того, они могут служить резервуарами для хранения жидкостей и выдачи их по графику, установленному потребителем.

Ёмкостные теплообменники предназначены для работы в различных режимах, как стационарных, так и нестационарных [4, 5]. Например, водоподогреватели серии ВПЕ от ОАО «Сарэнергомаш» являются кожухотрубными устройствами горизонтального типа с рабочим объемом до 4 м³ [6]. В этих устройствах горячий теплоноситель (насыщенный пар с давлением до 0.7 МПа или горячая вода с начальной температурой 95 °С) подается в трубный пучок, а холодная вода поступает

в нижнюю часть корпуса, вытесняя нагретую воду из аппарата (рисунок 1) [6, 7]. Корпус водоподогревателя установлен с уклоном 1:100 в сторону спускного патрубка и обеспечен теплоизоляцией.

Теплообменник ВПЕ представляет собой горизонтальный кожухотрубный подогреватель, который состоит из сварного цилиндрического корпуса из листовой стали, а также переднего и заднего днища и греющего U-образного трубчатого змеевика, изготовленного методом штамповки.

Горячая вода поступает в корпус через нижний патрубок и выходит для использования через верхний. Рабочий объем водоподогревателя определяется объемом воды, находящейся выше змеевика. Для каждого размера ВПЕ установлена определенная площадь поверхности змеевика, обеспечивающая нагрев рабочего объема воды от 5 до 75 °С в течение одного часа при рабочем давлении пара до 0.5 МПа.

Также в комплект подогревателя входит арматура и контрольно-измерительные приборы: манометр с трехходовым краном, термометр в опрае и предохранительный клапан. Для слива воды предусмотрен специальный спускной патрубок с запорным вентилем.

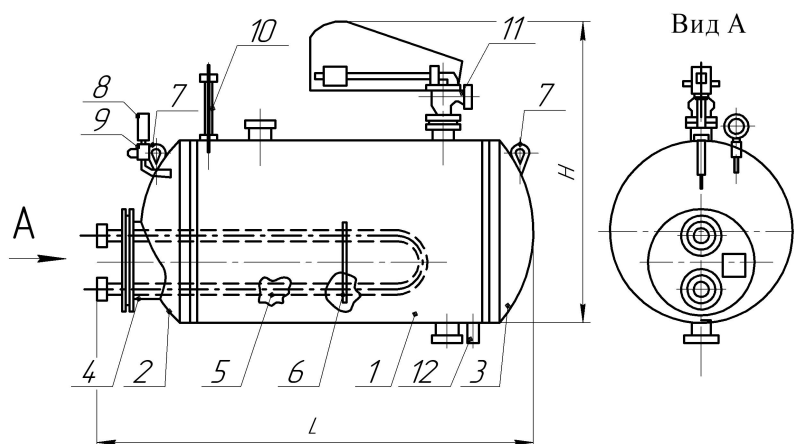


Рисунок 1 — Схема подогревателя-аккумулятора для системы ГВС:

1 — корпус; 2 — передние днище; 3 — заднее днище; 4 — горловина с присоединительным фланцем; 5 — змеевик; 6 — уголок с рамкой; 7 — ушки; 8 — манометр; 9 — трехходовой кран; 10 — термометр в опрае; 11 — предохранительный клапан

Таблица 1 — Технические данные водонагревателей типа ВПЕ

№ п/п	Марка	Объем воды, л	$F, м^2$	$d_H, мм$	$\delta, мм$	n_T	$l, м$
1	ВПЕ-0,4	400	0.475	33.5	3.2	2	0.9
2	ВПЕ-0,64	640	0.76	33.5	3.2	2	1.567
3	ВПЕ-1	1000	1.30	48	3.5	3	1.127
4	ВПЕ-1,6	1500	2.06	48	3.5	3	1.906
5	ВПЕ-2,5	2500	3.16	48	3.5	4	2.193
6	ВПЕ-4	4000	4.87	48	3.5	4	3.693

Значительным преимуществом ёмкостных подогревателей по сравнению с проточными является их более низкая поверхность нагрева, что приводит к уменьшению тепловой мощности. Эта мощность рассчитывается исходя из среднесуточной нагрузки системы ГВС [8, 9]. Помимо этого, теплообменники емкостного типа также применяются в системах электро-теплоаккумуляции (ЭТА) для теплоснабжения. Такие системы выполняют важную функцию потребителей-регуляторов [10], которые выравнивают суточный график нагрузки электрических систем, потребляя электроэнергию только в период ночных провалов нагрузки.

Характеристики аккумуляторов-подогревателей определяются несколькими ключевыми параметрами. В первую очередь это объем воды V в аккумуляторе (л), который играет важную роль в определении его производительности. Другим существенным параметром является расчетная поверхность теплообмена F , измеряемая по наружному обмеру трубок ($м^2$). Наружный диаметр d_H и толщина δ стенок трубок (мм) также важны для эффективности теплопередачи. Кроме того, технические характеристики включают в себя информацию о числе трубок n_T и их длине l в змеевике. Для более подробного ознакомления с техническими характеристиками водонагревателей серии ВПЕ информация представлена в таблице 1 [6, 7].

Материалы и методы решения задач, принятые допущения

Рассмотрим математическую модель, предназначенную для расчета парового подогревателя-аккумулятора.

В аппаратах, работающих по периодическому принципу, процесс нагрева воды осуществляется в нестационарном режиме. В связи с этим при разработке их математической модели применяются дифференциальные уравнения теплового баланса и теплопередачи для определенных временных интервалов dt и температур нагрева dt . Основная задача расчета заключается в определении среднего времени, необходимого для разогрева воды до заданной температуры, а также в вычислении среднего расхода пара за цикл подогрева водопроводной воды. Кроме того, необходимо построить графики, отражающие регулирование расхода водяного пара в течение цикла, что представлено в виде количественного графика регулирования расхода водяного пара [10–13].

Отметим, что при реальной эксплуатации аппарата происходят тепловые потери в окружающую среду. В литературе [11, 12] отмечается, что учет этого воздействия возможен, однако при этом расчетные формулы становятся более сложными. Тепловые потери приводят к снижению температуры разогреваемой воды. Это аналогично тому, что в подогревателе действуют два удельных тепловых потока. Первый поток, обозначенный как q_1 , характеризует передачу тепла от движущегося пара к внутренней стенке трубы, в то время как второй поток, обозначенный как

q_2 , представляет собой передачу тепла от внутренней стенки трубы к нагреваемой воде. Значения q_1 и q_2 неодинаковы, поскольку часть тепла q_1 теряется в окружающую среду. В дальнейших расчетах будем считать, что

$$q_2 = \eta_{\text{ТО}} \cdot q_1, \quad (1)$$

где $\eta_{\text{ТО}}$ — коэффициент тепловой эффективности изоляции.

Запишем тепловые потоки в следующем виде:

$$q_1 = \bar{\alpha}_1 \frac{d_{\text{ВН}}}{d_{\text{Н}}} (t_{\text{С}} - t_{\text{СТ1}}), \quad (2)$$

$$q_2 = \frac{t_{\text{СТ1}} - t}{R_{31} + R_{\text{СТ}} + R_{32} + 1/\bar{\alpha}_2}, \quad (3)$$

где $\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2$ — средние коэффициенты теплоотдачи со стороны пара и нагреваемой воды, $d_{\text{ВН}} = d_{\text{Н}} - 2\delta$ — внутренний диаметр трубок, $t_{\text{С}}, t$ — температуры пара на линии насыщения и нагреваемой воды, $t_{\text{СТ1}}, t_{\text{СТ2}}$ — температура внутренней и наружной стенок труб, $R_{\text{СТ}} = \frac{d_{\text{Н}}}{2\pi\lambda_{\text{СТ}}} \ln\left(\frac{d_{\text{Н}}}{d_{\text{ВН}}}\right)$, R_{31}, R_{32} — термическое сопротивление стенки труб, термическое сопротивление загрязнений со стороны водяного пара и нагреваемой воды, $\lambda_{\text{СТ}}$ — коэффициент теплопроводности материала стенки труб.

Рассмотрим вычислительные зависимости для определения среднего коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_1$ со стороны конденсирующегося пара. Согласно исследованиям [8], процесс теплообмена при конденсации пара, движущегося внутри трубы, представляет собой более сложный механизм по сравнению с теплообменом при конденсации неподвижного пара.

В процессе движения пара вдоль трубы происходит постепенная конденсация и на внутренних стенках трубы образуется плёнка конденсата, находящаяся в динамическом взаимодействии с паром. Под воздействием силы тяжести плёнка конденсата стекает вниз по внутренней поверхности трубы, при этом конденсат

постепенно накапливается в трубе. К этому движению добавляется движение конденсата в продольном направлении под воздействием потока пара. Все эти факторы приводят к переменному коэффициенту теплоотдачи вдоль периметра трубы: в верхней части коэффициент выше, чем в нижней.

При тепловых нагрузках $q < 10^5 \text{ Вт/м}^2$, воздействующих на характер движения конденсатной пленки, силы тяжести оказывают влияние и закономерности теплоотдачи остаются недостаточно изученными. В связи с этим далее рассматривается турбулентный режим движения пленки конденсата. Расчет коэффициента теплоотдачи в этих условиях выполняется по формуле, полученной в результате теоретического анализа с использованием аналогии Рейнольдса, применимой в диапазоне давлений, превышающих 5 бар:

$$\alpha_1 = \alpha_{10} \sqrt{\frac{\rho'}{\bar{\rho}}}, \quad (4)$$

где α_{10} — коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении пленки конденсата с расходом, равным расходу пара, $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, $\rho', \bar{\rho}$ — плотность конденсата и средняя плотность парожидкостной смеси в рассматриваемом сечении трубы.

Формула (4) предоставляет возможность вычислить локальный коэффициент теплоотдачи в заданном поперечном сечении трубы. Для получения среднего коэффициента теплоотдачи используется среднее арифметическое значение α_1 во входном и выходном поперечных сечениях трубы. В дальнейшем предположим, что в трубную систему поступает насыщенный или слабоперегретый водяной пар, что соответствует условию $\rho'/\bar{\rho} = \rho'/\rho''$ (отношение плотностей конденсата и сухого насыщенного водяного пара). На выходе из трубок происходит полная конденсация водяного пара, следовательно, $\rho'/\bar{\rho} = 1$.

Тогда средний коэффициент теплоотдачи со стороны пара может быть выражен как:

$$\bar{\alpha}_1 = 0,5\bar{\alpha}_{10}(1 + \sqrt{\rho'/\rho''}). \quad (5)$$

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении однофазной жидкости, согласно [13], определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_{10} = 0,021 \frac{\lambda_1}{d_{\text{BH}}} \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1^{0,43} \varepsilon_{t1}, \quad (6)$$

где λ_1 — коэффициент теплопроводности конденсата, $\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{BH}}}{\nu_1}$ — число Рейнольдса, w_1 — скорость конденсата внутри труб, ν_1 — коэффициент кинематической вязкости конденсата, Pr_1 — число Прандтля конденсата, $\varepsilon_{t1} = \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{CT1}}}\right)^{0,25}$ — поправка на неізотермичность, Pr_{CT1} — число Прандтля конденсата при температуре внутренней стенки труб.

В уравнении (6) не учтено изменение коэффициента теплоотдачи вдоль длины трубы, поскольку в реальных условиях соотношение длины трубы к ее внутреннему диаметру соответствует условию $l/d_{\text{BH}} > 50$. Чтобы рассчитать число в данном контексте, скорость конденсата для расчета числа Re_1 можно выразить через расход пара с использованием уравнения неразрывности;

$$w_1 = \frac{4D}{\pi d_{\text{BH}}^2 \rho' n_T}. \quad (7)$$

Используя (6) и (7), уравнение (5) можно записать в виде

$$\bar{\alpha}_1 = K_0 K_1 \frac{D^{0,8}}{\text{Pr}_{\text{CT1}}^{0,25}}, \quad (8)$$

где $K_0 = 0,021 \frac{\lambda_1}{2} \left(\frac{4}{\pi \mu_1}\right)^{0,8} \text{Pr}_1^{0,68} \left(1 + \frac{\rho'}{\rho''}\right)$ — теплофизический комплекс пара, $K_1 = \frac{1}{d_{\text{BH}}^{1,8} n_T^{0,8}}$ — геометрический комплекс. Введение этих комплексов упрощает решение поставленной задачи.

Рассмотрим процесс теплообмена со стороны нагреваемой воды, находящейся в баке. Тепло поступает в воду за счет конденсации движущегося пара, что приводит к теплоотдаче в результате свободной

конвекции. Критерии Прандтля и Архимеда являются определяющими характеристиками для этого процесса теплообмена, а соответствующее уравнение подобия в данном случае представлено [13]

$$\bar{Nu}_2 = c(\text{Ar}_2 \cdot \text{Pr}_2)^n \varepsilon_{t2}, \quad (9)$$

где $\bar{Nu}_2 = \frac{\bar{\alpha}_2 d_{\text{H}}}{\lambda_2}$ — критерий Нуссельта, $\text{Ar}_2 = \frac{|\rho_{\text{CT2}} - \rho_2|}{\rho_2} \cdot \frac{g \cdot d_{\text{H}}^3}{\nu_2^2}$ — критерий Архимеда, $\bar{\alpha}_2$ — средний коэффициент теплоотдачи нагреваемой воды, λ_2 — коэффициент теплопроводности воды, ρ_2 и ρ_{CT2} — плотность воды при температуре t и при температуре наружной поверхности труб, ν_2 — коэффициент кинематической вязкости воды при температуре t , Pr_2 — число Прандтля воды при температуре t , $\varepsilon_{t2} = \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{CT2}}}\right)^{0,25}$ — поправка на неізотермичность, c, n — эмпирические коэффициенты.

В формуле (9) выделим теплофизический и геометрический комплексы, тогда

$$\bar{\alpha}_2 = K_2 K_3 \frac{(|\rho_2 - \rho_{\text{CT2}}|)^n}{\text{Pr}_{\text{CT2}}^{0,25}}, \quad (10)$$

где $K_2 = c \cdot \lambda_2 \left(\frac{g \cdot \text{Pr}_2}{\rho_2 \nu_2^2}\right)^n \text{Pr}_2^{0,25}$ — теплофизический комплекс нагреваемой воды, $K_3 = \frac{1}{d_{\text{H}}^{1-3 \cdot n}}$ — геометрический комплекс.

При проведении расчетов необходимо знать среднюю температуру нагреваемой воды $\bar{t}$, которая определяется по формуле

$$\bar{t} = t_s - \Delta t, \quad (11)$$

где $\Delta t = \frac{t_{\text{Г}} - t_{\text{Х}}}{\ln\left(\frac{t_{\text{С}} - t_{\text{Х}}}{t_{\text{С}} - t_{\text{Г}}}\right)}$ — средний логарифмический температурный напор.

При установленной температуре пара на входе в подогреватель $t_{\text{С}}$ и рассчитанной средней температуре нагреваемой воды $\bar{t}$ из таблицы 2 определяются фактические значения комплексов K_0 и K_2 . Для вычисления коэффициентов теплоотдачи со стороны пара и со стороны воды с использованием формул (8) и (10) требуется знание температур внутренней t_{CT1} и

внешней $t_{\text{СТ2}}$ стенок трубы. Данные температуры определяют соответствующие значения $\text{Pr}_{\text{СТ1}}, \text{Pr}_{\text{СТ2}}, \rho_{\text{СТ2}}$. Температуры стенок трубы остаются неизвестными, однако известен диапазон температур $\bar{t} \dots t_5$, в пределах которого находятся температуры стенок. Установив выбранные значения температуры $t_{\text{СТ2}}$ и ссылаясь на таблицы [14], определяем соответствующие значения $\text{Pr}_{\text{СТ2}}, \rho_{\text{СТ2}}$. Это, в свою очередь, позволяет вычислить коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемой воды $\bar{\alpha}_2$ и плотность теплового потока, используя формулу

$$q_2 = \bar{\alpha}_2(t_{\text{СТ2}} - \bar{t}). \quad (12)$$

По значению q_2 определяется температура внутренней стенки трубы:

$$t_{\text{СТ1}} = t_{\text{СТ2}} + q_2(R_{31} + R_{\text{СТ}} + R_{32}). \quad (13)$$

Для вычисления расхода пара D , включенного в уравнение (8), выразим уравнения тепловой нагрузки подогревателя на элемент времени $d\tau$:

$$dQ = D \cdot (h_{\text{П}} - h_{\text{К}}) \cdot d\tau, \quad (14)$$

$$dQ = q_1 \cdot F \cdot d\tau, \quad (15)$$

$$dQ = \frac{M \cdot C_p}{\eta_{\text{ТО}}} dt, \quad (16)$$

где dQ — тепловая нагрузка аппарата, Дж, D — массовый расход водяного пара, кг/с, $h_{\text{П}}, h_{\text{К}}$ — энтальпия водяного пара на входе в трубную систему и конденсата на выходе из нее (считается, что пар полностью конденсируется), Дж/кг, F — поверхность теплообмена подогревателя, м^2 , M — масса воды, кг, C_p — средняя теплоёмкость воды.

Из уравнений (14), (15) расход пара определяется зависимостью

$$D = F \frac{q_1}{h_{\text{П}} - h_{\text{К}}}. \quad (17)$$

Исходя из температуры $t_{\text{СТ1}}$ для пленки конденсата определяется значение $\text{Pr}_{\text{СТ1}}$ и коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_1$ со стороны движущегося пара с

использованием формулы (8). Полученное значение $\bar{\alpha}_1$ позволяет вычислить плотность теплового потока q_1 при заданной температуре стенки $t_{\text{СТ2}}$ согласно формуле (2). В процессе работы подогревателя выполняется условие, представленное формулой (1), то есть при использовании нескольких значений $t_{\text{СТ2}}$ это условие соответствует точке пересечения зависимостей $\eta_{\text{ТО}} \cdot q_1(t_{\text{СТ2}})$ и $q_2(t_{\text{СТ2}})$. Параметры этой точки могут быть определены, например, методом половинного деления с использованием компьютерной программы. После нахождения q_1 определяется средний расход пара за время нагрева воды по формуле (17).

Температура нагреваемой воды на выходе из подогревателя поддается влиянию времени разогрева, обозначенного как $t = f(\tau)$. Считается, что цикл нагрева воды завершается, когда температура воды достигает установленного значения, равного температуре горячей воды в точках водоразбора $t = t_{\text{Г}}$. Из уравнения (16) вычисляется количество тепла, необходимое для нагрева воды в водопроводе:

$$Q = \frac{M \cdot C_p}{\eta_{\text{ТО}}} (t_{\text{Г}} - t_{\text{Х}}). \quad (18)$$

В свою очередь, время, необходимое для нагрева, рассчитывается из уравнения (15)

$$\tau_{\text{К}} = \frac{Q}{q_1 F}. \quad (19)$$

Путем варьирования значений температуры пара t_5 мы можем вывести зависимости $\tau_{\text{К}}(t_5)$ и $D(t_5)$, которые определяют время, необходимое для разогрева водопроводной воды, а также средний расход пара, требуемый для завершения цикла нагрева водопроводной воды для определенного типа подогревателя. Уравнения (17) — (19) разработаны с предположением, что значения q_1, D представляют собой средние значения в течение периода нагрева водопроводной воды. Однако при

таким подходе невозможно получить характеристики, описывающие качественные изменения в регулировании расхода пара. В реальности величины q_1, D , а также температура на выходе из подогревателя являются функциями времени нагрева водопроводной воды. Решение этой задачи может быть достигнуто путем просмотра пространства переменных с фиксированным шагом. Из уравнений (15) и (16) можно вывести уравнение, определяющее зависимость $t = f(\tau)$:

$$\frac{dt}{d\tau} = \eta_{\text{то}} \cdot \frac{F}{M \cdot C_p} \cdot q_1. \quad (20)$$

Применение уравнения (20) представляет собой неудобство, поскольку для определения плотности теплового потока необходимо учитывать не только время, но и температуру нагреваемой воды. В этом контексте более удобной для практической реализации может быть формула

$$\frac{d\tau}{dt} = \frac{M \cdot C_p}{\eta_{\text{то}} \cdot F} \cdot \frac{1}{q_1}. \quad (21)$$

Из уравнения (20) вытекает, что зависимость $t = f(\tau)$ обусловлена исключительно плотностью теплового потока. Решение уравнения (21), принадлежащего к классу обыкновенных дифференциальных уравнений и играющего ключевую роль в анализе динамических состояний разрабатываемого объекта, возможно с использованием методов численного интегрирования.

Для формирования дискретной модели области определения функции представляется необходимым задать число n и разделить интервал температур нагреваемой воды на n равных частей. Закодированные полученные узловые точки присваиваются переменной i , принимающей значения от 0 до n . В процессе вычислений текущее значение температуры нагреваемой воды определяется согласно формуле

$$t_i = t_{i-1} + h_T, \quad (22)$$

где $h_T = \frac{t_{\Gamma} - t_{\chi}}{n}$ — шаг изменения температуры воды, если $i=0$, следует принять $t_0 = t_{\chi}$.

Интервал изменения тепловой нагрузки подогревателя характеризуется постоянным шагом, обозначаемым как $\Delta Q = Q/n$. Необходимо вычислить температурный напор для каждой узловой точки:

$$\Delta t = t_s - t_i, \quad (23)$$

вместо использования температуры $\bar{t}$, принято рассматривать температуру t_i . Узловые точки обозначаются значениями q_{1i}, D_i . Шаг по времени для любого заданного интервала разбиения можно вычислить, применяя уравнение (15). Для этой цели можно воспользоваться одним из методов решения обыкновенных дифференциальных уравнений, таким как модифицированный метод Эйлера:

$$\Delta \tau_i = \frac{\Delta Q}{2 \cdot F} \left(\frac{1}{q_{1,i-1}} + \frac{1}{q_{1,i}} \right). \quad (24)$$

Время разогрева водопроводной воды определяется суммированием полученных значений $\Delta \tau_i$, то есть $\tau_K = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta \tau_i$. Средний расход водяного пара в течение цикла нагрева водопроводной воды, используя уравнение (14), вычисляется следующей формулой:

$$\bar{D} = \frac{Q}{(h_{\Pi} - h_K) \cdot \tau_K}. \quad (25)$$

Результаты

Согласно исследованию, представленному в [13], в вычислениях принимается наружный диаметр труб d_H в качестве определяющего размера канала, а эмпирические коэффициенты s, n для диапазона $Ar_2 \cdot Pr_2 = 10^3 \dots 10^8$ устанавливаются на уровне 0.5 и 0.25 соответственно. В силу сложности поставленной задачи решение проводится с использованием компьютерных вычислений. Начальный блок данных включает в себя характеристики водонагревателей-аккумуляторов (значения

V, F, d_H, δ, n_T). Это позволяет выполнить расчет геометрических комплексов K_1, K_3 .

Характеристики нагреваемой воды представлены в блоке значений $t, \rho_2, \lambda_2, \nu_2, Pr_2$. Для водяного пара исходные данные включают значения $t_s, h_p, h_k, \nu', \nu''$. Кроме того, дополнительно вводятся температуры холодной водопроводной воды t_x , температура горячей воды t_r , поступающей к потребителям теплоты, $\lambda_{CT}, R_{31}, R_{32}$. При отсутствии данных о значениях тепловых сопротивлений загрязнений их можно считать равными нулю. Имея в распоряжении сведения о свойствах пара и нагреваемой воды, мы можем вычислить теплофизические комплексы K_0, K_2 . Полученные результаты расчетов представлены в таблице 2 [14].

Таблица 2 — Результаты расчета теплофизических комплексов K_0 и K_2

Конденсат		Конденсат		Нагреваемая вода	
$t_s, ^\circ\text{C}$	K_0	$t_s, ^\circ\text{C}$	K_0	$t, ^\circ\text{C}$	K_2
120	270.3	190	122.9	0	241.4
130	238.1	200	114.1	10	244.6
140	211.1			20	249.5
150	187.3			30	256.9
160	167.6			40	255.0
170	151.7			50	257.2
180	132.7			60	259.7

Результаты расчета в виде зависимостей $\tau_K(t_s)$ и $\bar{D}(t_s)$ для различных марок аккумуляторов представлены на рисунках 2 и 3.

В случае необходимости на основании этих данных возможно построение графиков регулирования расхода пара в виде зависимостей $D_i/\bar{D} = f(\tau_i/\tau_K)$.

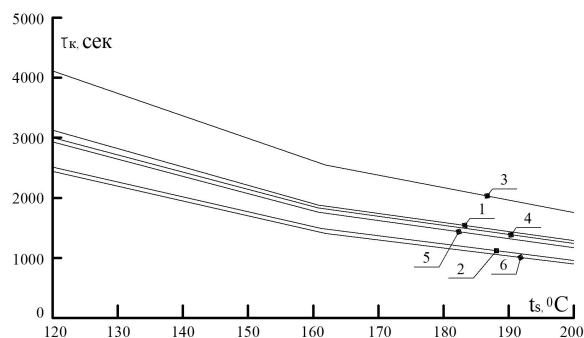


Рисунок 2 — Зависимость времени разогрева водопроводной воды 5...60 °С от температуры насыщенного водяного пара для 6 типоразмеров подогревателей серии ВПЕ (таблица 1)

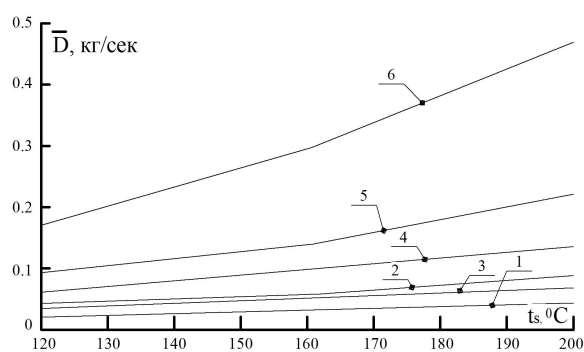


Рисунок 3 — Зависимость среднего расхода пара от его температуры насыщения за цикл разогрева для 6 типоразмеров подогревателей серии ВПЕ

Обсуждение полученных результатов

Полученные результаты теплотехнических расчетов и анализа работы паровых подогревателей-аккумуляторов вносят важный вклад в область теплотехники и теплоснабжения. Разработанная математическая модель подтвердила свою эффективность при расчетах характеристик подогревателей-аккумуляторов. Результаты теплотехнических анализов открывают перспективы для оптимизации работы подогревателей-аккумуляторов. С использованием данной модели производители могут эффективно подбирать параметры системы, обеспечивая экономию энергии и ресурсов в системах ГВС. Внедрение разработанной модели в производственные процессы может привести к повышению качества и эффективности

подогревателей. Управление параметрами процесса на основе результатов расчетов может значительно улучшить производственные характеристики. Графическое представление результатов в виде зависимостей времени разогрева и расхода пара обеспечивает наглядность и ясность для конечных пользователей. Это важно как для инженеров, так и для обслуживающего персонала. Полученные результаты открывают перспективы для дальнейших исследований в области теплоснабжения. Возможности расширения модели для более сложных условий и различных рабочих сред позволяют применять ее в различных областях.

Заключение

1. Разработана математическая модель, позволяющая рассчитать основные характеристики паровых подогревателей-аккумуляторов, применяемых в системах горячего водоснабжения промышленных и коммунальных потребителей.

2. С помощью предложенного нами алгоритма проведены теплотехнические расчеты 6 типоразмеров подогревателей ВПЕ, выпускаемых Саратовским заводом энергетического машиностроения.

3. Результаты расчётов представлены в графической форме, что удобно для потребителей и обслуживающего персонала.

4. Производители и инженеры могут использовать результаты расчётов для оптимизации дизайна и выбора параметров подогревателей-аккумуляторов.

5. Дальнейшие исследования могут быть направлены на адаптацию модели к различным типам и размерам подогревателей, чтобы расширить ее область применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М., Энергоиздат, 2001, 471 с.

[2]. Жмакин Л. И., Шарпар Н. М., Полуцыган Е. О. Повышение энергетической эффективности тепловой. *Промышленные процессы и технологии*, 2022, т. 2, № 3, с. 76-87.

DOI: 10.37816/2713-0789-2022-2-3(5)-76-87

[3]. Жмакин Л. И. и др. Повышение эффективности теплоснабжающих систем. *Энергосбережение и водоподготовка*, 2023, № 4(144), с. 24–27.

[4]. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. М., Машиностроение, 1989, 365 с.

[5]. Ганин Е. А., Корнеев С. Д., Корнюхин И. П., Щербаков В. И. Теплоиспользующие установки в текстильной промышленности. М., Легпромышлениздат, 1989, 390 с.

[6]. Подогреватели ВПЕГ 1-4 м³, каталог ОАО «Сарэнергомаш». Режим доступа: <http://www.sarzem.ru> (дата обращения: 23.11.23).

[7]. Жмакин Л. И. Тепломассобменные процессы и оборудование в легкой и текстильной промышленности. М., Инфра-М, 2017, 294 с.

[8]. Данилов О. Л. и др. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях (ред. Клименко А.В.). М., ИД МЭИ, 2010, 423 с.

[9]. Справочник по теплообменникам, т. 1. Под ред. Мартыненко О. Г. М., Энергоатомиздат, 1987, 273 с.

[10]. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник. Под ред. Клименко А. В. и Зорина В. М., кн. 4, М., Изд. МЭИ, 2004, 630 с.

[11]. Теория тепломассообмена. Под ред. Леонтьева А. И. М., Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997, 683 с.

[12]. Корнюхин И. П. Тепломассообмен в теплотехнике текстильного

производства. М.: Изд. Совъяз Бево, 2004, 597 с.

[13]. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М., Энергия, 1969, 424 с.

[14]. Ривкин С. А., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. М., Энергоатомиздат, 1984, 80 с.

Жмакин Леонид Иванович — д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры Энергоресурсоэффективных технологий, промышленной экологии и безопасности, Российский государственный университет им. А. Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Калужская ул., д. 1).

Шарпар Николай Михайлович — канд. техн. наук, доцент, Доцент, Энергоресурсоэффективных технологий, промышленной экологии и безопасности, Российский государственный университет им. А. Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Калужская ул., д. 1).

Сорокин Александр Николаевич — аспирант, кафедра «Энергоресурсоэффективные технологии, промышленная экология и безопасность», Российский государственный университет им. А. Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Калужская ул., д. 1).

Власов Илья Николаевич — аспирант, кафедра «Энергоресурсоэффективные технологии, промышленная экология и безопасность», Российский государственный университет им. А. Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Калужская ул., д. 1).

Васильева Алиса Денисовна — магистрант, кафедра «Энергоресурсоэффективные технологии, промышленная экология и безопасность», Российский государственный университет им. А. Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Калужская ул., д. 1).

Modern thermal storage hot water systems

L. I. Zhmakin^{*}, N. M. Sharpar^{*,1}, A. N. Sorokin^{*}, I. N. Vlasov^{*}, A. D. Vasilieva^{*}

^{}The Kosygin State University of Russia, Moscow, Russia*

Abstract

The article is devoted to the thermotechnical calculation of steam heaters-accumulators, widely used in hot water supply systems of industrial and municipal facilities. The research is based on a mathematical model designed to determine the main characteristics of the considered apparatuses. Using the proposed algorithm, heat engineering calculations have been carried out for six standard sizes of heaters of the VPE series produced by the Saratov Power Engineering Plant. The results of calculations are presented in graphical form, which provides visual perception for consumers and maintenance personnel. The study covers aspects of efficiency and steam flow control depending on various parameters such as saturated water vapor temperature and heated water temperature. The findings can serve as a basis for optimizing the design and operation of steam heaters, ensuring more energy efficient and sustainable operation of hot water systems. This paper contributes to the field of thermal and hot water heating engineering by providing new approaches and data for the design of modern and efficient heating systems.

Keywords

Thermal calculation, mathematical model, water supply, heat transfer, accumulation, heat transfer, steam flow control.

REFERENCES

- [1]. Sokolov E. Ya. Teplofikatsiya i heat networks [District heating and heating networks]. Moscow, Energoizdat publ., 2001, 471 p. (In Russ.)
- [2]. Zhmakin L.I. et al. Increasing the energy efficiency of a heat network. *Industrial processes and technologies*, 2022, vol. 2, № 3, pp. 76-87. (In Russ.)
DOI 10.37816/2713-0789-2022-2-3(5)-76-87
- [3]. Sharpar N.M. et al. Efficiency increase of the heat supply systems. *Energy saving and water treatment*, 2023, № 4(144), pp. 24-27. (In Russ.)
- [4]. Bazhan P. I., Kanevets G. E., Seliverstov V. M. Spravochnik po teploobmennym apparatam [Reference book on heat-exchange apparatuses]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1989, 365 p. (In Russ.)
- [5]. Ganin E. A. et al. Teploispol'zuyushchiye ustanovki v tekstil'noy promyshlennosti [Heat-exchange installations in textile industry]. Moscow, Legprombytizdat Publ., 1989, 390 p. (In Russ.)
- [6]. Heaters VPEG 1-4 m³, catalog of JSC «Sarenergomash». Access mode: <http://www.sarzem.ru> (date of reference: 23.11.23). (In Russ.)
- [7]. Zhmakin L. I. Teplomassoobmennyye protsessy i oborudovaniye v legkoy i tekstil'noy promyshlennosti [Heat and mass transfer processes and equipment in the light and textile industries]. Moscow, Infra-M Publ., 2017, 294 p. (In Russ.)

¹ Corresponding author:

Email: sharp753@mail.ru

[8]. Danilov O.L. et al. Energoberezhenie v teploenergetiki i teplotekhnologii [Energy saving in heat power engineering and heat technologies] (ed. Klimenko A.V.). Moscow, ID MEI publ., 2010, 423 p. (In Russ.)

[9]. Spravochnik po teploobmennikam [Reference book on heat exchangers], vol. 1. Edited by Martynenko O.G. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1987, 273 p. (In Russ.)

[10]. Promyshlennaya teploenergetika i teplotekhnika. Spravochnik [Industrial heat power engineering and heat engineering. Reference book]. Edited by A. V. Klimenko and V. M. Zorin, book 4, Moscow: MPEI Publ., 2004, 630 p. (In Russ.)

[11]. Teoriya teplomassoobmena [Theory of heat and mass transfer]. Edited by Leontiev A.I.

Moscow, Publ. MSTU named after N.E. Bauman, 1997, 683 p. (In Russ.)

[12]. Kornyukhin I. P. Teplomassoobmen v teplotekhnike tekstil'nogo proizvodstva [Heat and mass transfer in heat engineering of textile production]. Moscow: Sovyazh Bevo Publ., 2004, 597 p. (In Russ.)

[13]. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow, Energia Publ., 1969, 424 p. (In Russ.)

[14]. Rivkin S. A., Aleksandrov A. A. Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para. Spravochnik [Thermodynamic properties of water and water vapor. Reference book]. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1984, 80 p. (In Russ.)

Zhmakin L. I. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Energy and Resource Efficient Technologies, Industrial Ecology and Safety, The Kosygin State University of Russia (Malaya Kaluzhskaya st., 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

Sharpar N. M. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Energy and Resource Efficient Technologies, Industrial Ecology and Safety, The Kosygin State University of Russia (Malaya Kaluzhskaya st., 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

Sorokin A. N. — postgraduate student, Department of Energy and Resource Efficient Technologies, Industrial Ecology and Safety, The Kosygin State University of Russia (Malaya Kaluzhskaya st., 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

Vlasov I. N. — postgraduate student, Department of Energy and Resource Efficient Technologies, Industrial Ecology and Safety, The Kosygin State University of Russia (Malaya Kaluzhskaya st., 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

Vasilieva A. D. — graduate student, Department of Energy and Resource Efficient Technologies, Industrial Ecology and Safety, The Kosygin State University of Russia (Malaya Kaluzhskaya st., 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Современные теплоаккумулирующие системы горячего водоснабжения / Л. И. Жмакин, Н. М. Шарпар, А. Н. Сорокин, И. Н. Власов, А. Д. Васильева // Промышленные процессы и технологии. 2023. Т. 3. № 3(10). С. 76 – 87.

DOI: 10.37816/2713-0789-2023-3-3(10)-76-87.

Please cite this article as:

Zhmakin L. I., Sharpar N. M., Sorokin A. N., Vlasov I. N., Vasilieva A. D. Modern thermal storage hot water systems. Industrial processes and Technologies, 2023, vol. 3, no. 3(10), pp. 76 – 87.

DOI: 10.37816/2713-0789-2023-3-3(10)-76-87