

А. А. БАЛАШОВ

ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ



**Тамбов
Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»
2024**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тамбовский государственный технический университет»

А. А. БАЛАШОВ

ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Утверждено Ученым советом университета
в качестве сборника задач для студентов,
обучающихся по направлению
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», всех форм обучения

Учебное электронное издание



Тамбов
Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»
2024

УДК 658.264(076)
ББК з38я73-4
Б20

Рецензенты:

Доктор физико-математических наук, профессор,
заведующий кафедрой общей физики
ФГБОУ ВО «ТГУ им. Г. Р. Державина»
В. А. Федоров

Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Механика и инженерная графика» ФГБОУ ВО «ТГТУ»
П. А. Галкин

Балашов, А. А.

Б20 Источники и системы теплоснабжения [Электронный ресурс] :
сборник задач / А. А. Балашов. – Тамбов : Издательский центр
ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2024. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). –
Системные требования : ПК не ниже класса Pentium II ; CD-ROM-
дисковод ; 2,1 Mb ; RAM ; Windows 95/98/XP ; мышь. – Загл. с экрана.

ISBN 978-5-8265-2742-9

Приведены задания к контрольной работе и примеры решения задач
по основным разделам дисциплины «Источники и системы теплоснаб-
жения».

Предназначен для студентов, обучающихся по направлению 13.03.01
«Теплоэнергетика и теплотехника», всех форм обучения.

УДК 658.264(076)
ББК з38я73-4

*Все права на размножение и распространение в любой форме остаются за разработчиком.
Нелегальное копирование и использование данного продукта запрещено.*

ISBN 978-5-8265-2742-9

© Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тамбовский государственный технический
университет» (ФГБОУ ВО «ТГТУ»), 2024

ВВЕДЕНИЕ

Настоящий сборник задач составлен в соответствии с Федеральным государственным образовательным стандартом по дисциплине «Источники и системы теплоснабжения» и предназначен в качестве дополнительного материала к основной учебной литературе для студентов энергетических специальностей университета.

Сборник содержит разнообразные по тематике и степени сложности задачи, охватывающие основные разделы курса «Источники и системы теплоснабжения». Каждый раздел начинается с небольшой теоретической части, в которой приведены основные расчетные формулы и определения, необходимые для решения задач по данной теме. В начале каждого раздела рассмотрены примеры решения задач с подробным описанием методики вычислений и привлечением необходимого справочного материала, который приведен в приложении.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ВОДЫ В СИСТЕМЕ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

1.1. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА РАСХОДА ВОДОПОТРЕБЛЕНИЯ ДЛЯ ЖИЛОГО ДОМА

Исходные данные для расчета [1]:

Для расчета принят 2-секционный 4-этажный жилой дом с мансардным этажом, имеет смещение секций на 3,1 м.

Количество квартир – 20.

Количество жителей, чел. – 50.

Количество приборов для горячей воды, шт. – 60.

Данные по одной квартире:

Количество жителей, чел. – 3.

Количество санитарно-технических приборов для горячей воды, шт. – 3.

Квартира оборудована санитарно-техническими приборами:

- смеситель для кухонной мойки;
- смеситель для ванны длиной 1700 мм;
- смеситель для умывальника.

Вероятность действия санитарно-технических приборов на участках сети при одинаковых водопотребителях в здании или сооружении:

$$P = \frac{q_{hr,u}U}{3600q_0N}, \quad (1.1)$$

где P – вероятность действия санитарно-технических приборов на участках сети; $q_{hr,u}$ – норма расхода воды в час наибольшего водопотребления, л (определяется по прил. А); U – количество водопотребителей, чел.; q_0 – секундный расход воды прибором, л/с (определяется по прил. А); N – количество санитарных приборов на участке сети, шт.

Вероятность действия санитарно-технических приборов P^h горячей воды вычисляем по выражению (1.1):

$$P^h = \frac{6,5 \cdot 50}{3600 \cdot 0,2 \cdot 60} = 0,008;$$

$$NP^h = 60 \cdot 0,008 = 0,48.$$

Для расчета секундного расхода необходимо определить коэффициент α – по прил. Б, в зависимости от количества приборов N и вероятности их действия P

$$\alpha^h = 0,665.$$

Максимальный секундный расход воды на расчетном участке сети, л/с:

$$q = 5q_0\alpha. \quad (1.2)$$

Максимальный секундный расход горячей воды q^h вычисляем по выражению (1.2):

$$q^h = 5q_0^h \alpha^h = 5 \cdot 0,2 \cdot 0,665 = 0,665 \text{ л/с.}$$

Вероятность использования санитарно-технических приборов в течение часа

$$P_{hr} = \frac{3600 P q_0}{q_{0,hr}}, \quad (1.3)$$

где P_{hr} – вероятность использования санитарно-технических приборов; $q_{0,hr}$ – часовой расход воды прибором, л/ч (определяется по прил. А).

Вероятность использования санитарно-технических приборов горячей воды вычисляем по выражению (1.3):

$$P_{hr}^h = \frac{3600 P^h q_0}{q_{0,hr}} = \frac{3600 \cdot 0,008 \cdot 0,2}{200} = 0,029;$$

$$NP_{hr}^h = 60 \cdot 0,029 = 1,74.$$

Для расчета секундного расхода необходимо определить коэффициент α – по прил. Б, в зависимости от количества приборов N и вероятности их действия P

$$\alpha_{hr}^h = 1,328.$$

Максимальный часовой расход воды, м³/ч:

$$q_{hr} = 0,005 q_{0,hr} \alpha_{hr}. \quad (1.4)$$

Максимальный часовой расход горячей воды, м³/ч, вычисляем по выражению (1.4):

$$q_{hr}^h = 0,005 \cdot 200 \cdot 1,328 = 1,33.$$

Суточный расход воды на хозяйственно-питьевые нужды, м³/сут:

$$Q = \frac{\sum q_{u,m} U}{1000}. \quad (1.5)$$

где $q_{u,m}$ – норма расхода воды в сутки со средним за год водопотреблением, л, определяется по прил. А.

Суточный расход воды на хозяйственно-питьевые нужды вычисляем по выражению (1.5):

$$Q^h = \frac{70 \cdot 50}{1000} = 3,5 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Средний часовой расход воды за период (сутки, смена), м³/ч, водопотребления определяется по формуле

$$q_T = \frac{Q}{T}, \quad (1.6)$$

где T – период водопотребления за (сутки, смену), ч, принимается по техническому заданию на проектирование.

Средний часовой расход воды вычисляем по выражению (1.6):

$$q_T^h = \frac{3,5}{24} = 0,15 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход теплоты для нагрева воды на нужды горячего водоснабжения с учетом тепловых потерь в подающих и циркуляционных трубопроводах и оборудований (полотенцесушителях, водоподогревателях и др.), кВт:

в течение среднего часа

$$Q_T^h = 1,16q_T^h(t^h - t^c) + Q^{ht} = 1,16 \cdot 0,15(65 - 5) + 77,3 = 87,74 \text{ кВт};$$

в течение часа максимального потребления горячей воды

$$Q_{hr}^h = 1,16q_{hr}^h(t^h - t^c) + Q^{ht} = 1,16 \cdot 1,33(65 - 5) + 77,3 = 169,87 \text{ кВт},$$

где t^h – температура нагрева воды для подачи в систему горячего водоснабжения, °С; t^c – температура холодной воды подаваемой в водонагреватель, °С; Q^{ht} – тепловые потери в подающих и циркуляционных трубопроводах системы горячего водопровода, определяемые по тепловому расчету системы ГВС, кВт.

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 1.1. РАСЧЕТ РАСХОДА ВОДОПОТРЕБЛЕНИЯ ГВС ДЛЯ ЖИЛОГО ДОМА

Задача 1.1. Определите расход теплоты для нагрева воды жилого дома на нужды ГВС с учетом тепловых потерь в подающих и циркуляционных трубопроводах и оборудования для жилого дома с определенными параметрами: N – количество санитарных приборов на участке сети, шт.; U – количество водопотребителей, чел.; T – период водопотребления за (сутки, смену), ч; Q^{ht} – тепловые потери в подающих и циркуляционных трубопроводах ГВС, кВт. Исходные данные представлены в табл. 1.1.

1.1. Исходные данные для задачи 1.1

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
U , чел.	55	60	65	65	70	75	80	85	90	95
N , шт.	60	65	70	80	90	95	100	105	110	115
T , ч	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
Q^{ht} , кВт	75	80	85	90	95	100	105	100	95	90

1.2. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА РАСХОДА ВОДОПОТРЕБЛЕНИЯ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Исходные данные для расчета [1]:

Объект расположен во втором строительно-климатическом районе.

Количество работников на предприятии, чел. – 580, из них в максимальную смену работает, чел. – 200.

Количество смен на предприятии – 3.

Административный персонал, чел. – 50, из них в максимальную смену работает, чел. – 20.

Согласно СП 44.13330, всего установлено сантехприборов в наиболее многочисленной смене – из расчета 10 женщин на 1 унитаз, 1 раковину и 10 мужчин на 1 унитаз, 1 писсуар, 1 раковину:

– в санитарных узлах для мужчин – 33 шт.;

– в санитарных узлах для женщин – 22 шт.

Количество душевых сеток – 1 душевая сетка на 15 чел.; расчетное время действия душевых после каждой смены – 45 мин:

– в санитарных узлах для мужчин – 8 шт.;

– в санитарных узлах для женщин – 8 шт.

В здании административно-бытового корпуса всего установлено 55 санитарных приборов, из них для административных работников – 5 шт., для производства – 50 шт., душевых сеток – 16.

Вероятность действия санитарно-технических приборов при одинаковых водопотребителях в здании (зданиях) или сооружении (сооружениях) для **производственного цеха**:

$$NP = \frac{q_{hr,u} U}{3600q_0} \quad (1.7)$$

Вероятность действия санитарно-технических приборов при одинаковых водопотребителях вычисляем по выражению (1.7):

$$NP^h = \frac{3,7 \cdot 200}{3600 \cdot 0,1} = 2,06;$$

$$\alpha^h = 1,462.$$

Для нахождения α^h использовали линейную интерполяцию на онлайн-ресурсе: <https://www.bl2.ru/matematic/interpolation.html>

Максимальный секундный расход воды на расчетном участке сети для **производственного цеха**

$$q^h = 5q_0^h \alpha^h = 5 \cdot 0,1 \cdot 1,462 = 0,731 \text{ л/с.}$$

Вероятность действия санитарно-технических приборов при одинаковых водопотребителях в здании для **административного здания**

$$NP^h = \frac{1,7 \cdot 20}{3600 \cdot 0,1} = 0,094; \quad \alpha^h = 0,336.$$

Максимальный секундный расход воды на расчетном участке сети для **административного здания**

$$q^h = 5 \cdot 0,1 \cdot 0,336 = 0,168 \text{ л/с.}$$

Вероятность действия санитарно-технических приборов для **производственного цеха** и **административного здания** при отличающихся группах водопотребителей в здании (зданиях) или сооружении (сооружениях) различного назначения

$$NP = \sum NP. \quad (1.8)$$

Вероятность действия санитарно-технических приборов для **производственного цеха** и **административного здания**, вычисляем по выражению (1.8):

$$NP_{\Sigma}^h = 2,06 + 0,094 = 2,154;$$

$$\alpha_{\Sigma}^h = 1,502.$$

Для нахождения α^h использовали линейную интерполяцию на онлайн-ресурсе: <https://www.bl2.ru/matematic/interpolation.html>

Секундный расход воды (общий, горячей или холодной) водоразборной арматурой (прибором), отнесенный к одному прибору для различных приборов, используемых **разными водопотребителями**:

$$q_0^h = \frac{NP_{\text{пр}}^h q_{0,\text{пр}}^h + NP_{\text{адм}}^h q_{0,\text{адм}}^h}{NP_{\Sigma}^h} = \frac{2,06 \cdot 0,1 + 0,094 \cdot 0,1}{2,154} = 0,1 \text{ л/с.}$$

Максимальный секундный расход воды на расчетном участке сети для **производственного цеха** и **административного здания**

$$q^h = 5 \cdot 0,1 \cdot 1,502 = 0,751 \text{ л/с.}$$

Часовой расход воды для группы санитарных приборов, здания в целом (сооружения), для **производственного цеха** и **административного здания** для различных приборов, обслуживающих разных водопотребителей:

$$q_{0,\text{hr}}^h = \frac{2,06 \left(\frac{200}{15} \cdot 3 \right) + 0,094 (20 \cdot 3)}{2,154} = 40,87 \text{ л/с.}$$

Вероятность использования санитарно-технических приборов для системы в целом

$$NP_{\text{hr}} = \frac{3600 NP q_0}{q_{0,\text{hr}}} \quad (1.9)$$

Вероятность использования санитарно-технических приборов для системы в целом вычисляем по выражению (1.9):

$$NP_{hr}^h = \frac{3600 \cdot 2,154 \cdot 0,1}{40,87} = 18,97;$$

$$\alpha_{hr}^h = 6,621.$$

Для нахождения α^h использовали линейную интерполяцию на онлайн-ресурсе: <https://www.bl2.ru/matematic/interpolation.html>

Максимальный часовой расход воды на расчетном участке сети q , м³/ч, следует определять по формуле

$$q_{hr}^h = 0,005 \cdot 40,87 \cdot 6,621 = 1,353 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определение расходов воды на душевые расходы промышленного предприятия.

Секундный расход воды на душевые, см. прил. А, и исходные данные:

$$q^h = M_{\text{д}} q_0 = 16 \cdot 0,14 = 2,24 \text{ л/с}.$$

Часовой расход воды на душевые нужды

$$q_{hr}^h = M_{\text{д}} q_{0,hr} = 16 \cdot 270 \cdot 0,001 = 4,32 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Суточный расход воды на **предприятии**

$$Q^h = \frac{q_{u,m}^h N + q_{u,m}^h N}{1000} = \frac{9,4 \cdot 580 + 4,5 \cdot 50}{1000} = 5,68 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Значения q находим из таблицы прил. А.

Суточный расход воды на душевые нужды **промышленного предприятия**, м³/сут:

$$Q^h = \frac{45 M_{\text{д}} n_{\text{см}} q_{u,m}}{60 \cdot 1000}, \quad (1.10)$$

где $n_{\text{см}}$ – количество смен на предприятии, см.

$$Q^h = \frac{45 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 270}{60 \cdot 1000} = 9,72 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Определение расходов воды для **предприятия в целом**.

Секундные расходы воды

$$q^h = 0,731 + 2,24 = 2,97 \text{ л/с}.$$

Часовые расходы воды

$$q_{hr}^h = 1,353 + 4,32 = 5,67 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Суточные расходы воды

$$Q^h = 5,68 + 9,72 = 15,4 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Средний часовой расход воды за период (сутки, смена) водопотребления

$$q_T^h = \frac{15,4}{24} = 0,64 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход теплоты для нагрева горячей воды на нужды горячего водоснабжения с учетом тепловых потерь в подающих и циркуляционных трубопроводах и оборудований (полотенцесушителей, водоподогревателей и др.), кВт:

в течение среднего часа

$$Q_T^h = 1,16q_T^h(t^h - t^c) + Q^{ht} = 1,16 \cdot 0,64(65 - 5) + 19,6 = 64,14 \text{ кВт};$$

в течение часа максимального потребления горячей воды

$$Q_{hr}^h = 1,16q_{hr}^h(t^h - t^c) + Q^{ht} = 1,16 \cdot 1,353(65 - 5) + 19,6 = 113,77 \text{ кВт}.$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 1.2. РАСЧЕТ РАСХОДА ВОДОПОТРЕБЛЕНИЯ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Задача 1.2. Определить расход теплоты для нагрева горячей воды на нужды горячего водоснабжения с учетом тепловых потерь в подающих и циркуляционных трубопроводах и оборудований для промышленного предприятия (административный корпус и производственное помещение). Исходные данные представлены в табл. 1.2.

1.2. Исходные данные для задачи 1.2

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$U_{\text{пр}}$, чел.	200	250	300	350	400	350	300	250	200	150
$U_{\text{адм}}$, чел.	20	25	30	35	40	36	28	31	52	47
Количество смен на предприятии	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3
1 душевая сетка, кол. чел.	15	14	13	11	12	10	9	8	12	15
В здании админ. корпуса душевых сеток	16	17	18	19	20	19	18	17	50	35
Количество работников на предприятии, чел.	580	590	600	590	580	570	560	550	540	530
Административный персонал, чел.	50	45	40	50	45	40	50	45	40	50
Q^{ht} , кВт	20	18	17	16	20	18	17	16	20	18

1.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ УЧАСТКА ТРУБОПРОВОДА

Необходимо рассчитать тепловые потери участка стального трубопровода главного стояка системы ГВС длиной 32 м, диаметр 50 мм, максимальный секундный расход воды 1,49 л/с, скорость потока 0,68 м/с, изоляция из вспененного полиэтилена 60 мм, толщина изоляции 13 мм, температура воды в трубе 65 °С, температура прокладки трубы 16 °С. Коэффициент теплопроводности слоя трубы 52 Вт/(м·°С), изоляции – 0,046 Вт/(м·°С), воды при температуре 65 °С – 0,66438, Вт/(м·°С) [1].

Тепловой расчет трубопроводов системы ГВС приведен согласно СП 61.13330.

Критерий Рейнольдса – безразмерный коэффициент, который характеризует гидродинамический режим потока при вынужденном движении и является мерой соотношения сил инерции и вязкого трения:

$$Re = \frac{\omega d_{тр}}{\nu} = \frac{0,68 \cdot 0,05}{0,00000044} = 77\,273,$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости при заданной температуре 65 °С, м²/с.

Критерий Нуссельта, характеризующий подобие процессов теплопенона на границе между стенкой и потоком жидкости:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 77\,273^{0,8} \cdot 2,767^{0,43} = 264,7,$$

где $Pr = 2,767$ – критерий Прандтля, который характеризует физико-химические свойства теплоносителя и является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке.

Коэффициент теплопередачи от жидкости к стенке трубы, Вт/(м²·°С):

$$\alpha_{вн} = \frac{Nu \lambda_t}{d_{тр}} = \frac{264,7 \cdot 0,66438}{0,05} = 3517;$$

где λ_t – коэффициент теплопроводности жидкости при заданной температуре 65 °С, Вт/(м·°С).

Термическое сопротивление от жидкости к трубе, (м²·°С)/Вт:

$$R_{вн} = \frac{1}{\pi d_{тр} \alpha_{вн}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 3517} = 0,0018.$$

Термическое сопротивление трубопровода, (м²·°С)/Вт:

$$R_{тр} = \frac{1}{2\pi \lambda_{тр}} \ln \left(\frac{D_{тр}}{d_{тр}} \right) = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 52} \ln \left(\frac{0,06}{0,05} \right) = 0,00056.$$

Термическое сопротивление изоляционного слоя, (м²·°C)/Вт:

$$R_{\text{с.л}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{с.л}}} \ln\left(\frac{D_{\text{с.л}}}{d_{\text{с.л}}}\right) = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,046} \ln\left(\frac{0,06 + (2 \cdot 0,013)}{0,05}\right) = 1,25.$$

Термическое сопротивление наружного слоя, (м²·°C)/Вт:

$$R_{\text{нар}} = \frac{1}{\pi D_{\text{с.л}} \alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,086 \cdot 6} = 0,62,$$

где $\alpha_{\text{нар}}$ – коэффициент теплоотдачи покровного слоя, Вт/(м²·°C), определяется по расчету или по СП 61.13330.

Линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C):

$$k = \frac{1}{R_{\text{вн}} + \sum R_{\text{с.л}} + R_{\text{нар}}} = \frac{1}{0,0018 + 0,00056 + 1,25 + 0,62} = 0,53.$$

Теплопотери расчетного участка трубопровода, Вт:

$$Q_{\text{тр}}^{\text{шт}} = k(t^{\text{в}} - t^{\text{б}})L = 0,53(65 - 16)32 = 831,$$

где $t^{\text{б}}$ – температура воздуха в помещении расположения трубопровода, °C.

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 1.3. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ УЧАСТКА ТРУБОПРОВОДА

Задача 1.3. Определить тепловые потери участка стального трубопровода главного стояка системы ГВС длиной L , м, диаметром d , мм, максимальный секундный расход воды 1,49 л/с, скорость потока 0,68 м/с, изоляция из вспененного полиэтилена 60 мм, толщина изоляции 13 мм, температура воды в трубе 65, °C, температура прокладки трубы 16 °C. Коэффициент теплопроводности слоя трубы 52, изоляции – $\lambda_{\text{из}}$, воды при температуре 65 °C – 0,66438, Вт/(м·°C). Исходные данные представлены в табл. 1.3.

1.3. Исходные данные к задаче 1.3

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L , м	32	42	32	42	32	42	32	42	32	42
d , мм	60	50	60	50	60	50	60	50	60	50
$\lambda_{\text{из}}$, Вт/(м·К)	0,046	0,036	0,026	0,016	0,016	0,026	0,036	0,046	0,026	0,036

1.4. ПОДБОР СЧЕТЧИКА ВОДЫ

Исходные данные для расчета [1]:

Для расчета взят 10-этажный жилой дом. Объект расположен во втором строительном-климатическом районе.

Количество квартир – 60.

Количество жителей, чел. – 180.

Количество приборов общее и для холодной воды, шт. – 240; для горячей воды, шт. – 180.

Расчетный расход воды общий холодной и горячей с числом присоединенных приборов $N = 40$ шт., и количеством пользователей $U = 30$.

Вероятность действия санитарно-технических приборов согласно СП 30.13330.2016

$$P^{tot} = \frac{15,6 \cdot 30}{3600 \cdot 0,3 \cdot 40} = 0,0108;$$

$$NP^{tot} = 40 \cdot 0,0108 = 0,43;$$

$$\alpha^{tot} = 0,631.$$

Максимальный секундный общий расход горячей воды

$$q^{tot} = 5 \cdot 0,3 \cdot 0,631 = 0,95 \text{ л/с};$$

$$q^{tot} = 3600 \frac{0,95}{1000} = 3,42 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Условный проход (типоразмер) счетчика подбирается по среднему часовому расходу воды на систему, который не должен превышать так называемого эксплуатационного расхода, принимаемого по паспорту прибора, или при отсутствии данных по табл. 1.4.

1.4. Паспорт прибора

Наименование параметра	Единица измерения	Значение параметра			
		20	25	32	40
Диаметр условного прохода $d_{сч}$	мм	20	25	32	40
Метрологический класс	–	A B	A B	A B	A B
Наибольший расход Q_{max}	м ³ /ч	5	7	12	20
Номинальный расход Q_n	м ³ /ч	2,5	3,5	6	10
Гидравлическое сопротивление счетчиков S	м/(м ³ /ч) ²	0,3872	0,092	0,069	0,021

Подобранный таким образом счетчик проверяется:

а) на возможность пропуска максимального секундного или максимального часового расхода. При этом потери давления в счетчике не должны превышать 5 м (0,05 МПа) для крыльчатых и 2,5 м (0,025 МПа) – для турбинных счетчиков;

б) на возможность измерения расчетного минимального часового расхода воды; при этом минимальный расход воды для выбранного счетчика (по паспорту прибора в зависимости от метрологического класса) не должен превышать расчетный минимальный часовой расход воды.

Расчетный максимальный расход общей воды для здания – 3,42 м³/ч, соответствует предварительно счетчику диаметром 20 мм.

Потери напора в счетчике на вводе в здание

$$h_{сч} = S q^2 = 0,3872 \cdot 3,42^2 = 4,53 \text{ м.}$$

Что соответствует требованиям, так как потери давления для крыльчатого счетчика не должны превышать 5 м (0,05 МПа).

Далее произведем расчет потерь давления в счетчике при отсутствии данных по гидравлическому сопротивлению.

Максимальный расход счетчика по паспорту при давлении 1 бар – 5,0 м³/ч.

$$h_{сч} = \left(\frac{q}{Q_{сч}^{\max}} \right)^2 = 10 \left(\frac{3,42}{5} \right)^2 = 4,6 \text{ м.}$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 1.4. ПОДБОР СЧЕТЧИКА ВОДЫ

Задача 1.4. Подобрать счетчик для системы ГВС. Исходные данные представлены в табл. 1.5.

1.5. Исходные данные к задаче 1.4

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
U , шт.	30	40	50	30	40	50	30	40	50	30
N , шт.	40	50	60	40	50	60	40	50	60	40

1.5. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ УЧАСТКА ТРУБОПРОВОДА СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Необходимо рассчитать тепловые потери участка стального трубопровода главного стояка системы ГВС длиной 32 м, диаметром внутренним 53 мм, максимальный секунднй расход воды 1,49 л/с,

скорость потока 0,68 м/с, изоляция из вспененного полиэтилена 60 мм, толщина изоляции 13 мм, температура воды в трубе 65 °С, температура прокладки трубы 16 °С. Коэффициент теплопроводности слоя трубы 52 Вт/(м·°С), изоляции – 0,046 Вт/(м·°С), воды при температуре 65 °С – 0,66438, Вт/(м·°С) [1].

Тепловой расчет трубопроводов системы ГВС приведен согласно СП 61.13330.

Критерий Рейнольдса – безразмерный коэффициент, который характеризует гидродинамический режим потока при вынужденном движении и является мерой соотношения сил инерции и вязкого трения:

$$Re = \frac{v d_{\text{тр}}}{\nu} = \frac{0,68 \cdot 0,053}{0,0000004424} = 81\,464,74,$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости при заданной температуре 65 °С, м²/с.

Для нахождения это величины использовали онлайн-ресурс: <https://anabot.ru/lab/calc/>

Критерий Нуссельта, характеризующий подобие процессов теплопереноса на границе между стенкой и потоком жидкости:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} = 0,021 \cdot 81464,74^{0,8} \cdot 2,767^{0,43} = 276,1,$$

где Pr – критерий Прандтля, который характеризует физико-химические свойства теплоносителя и является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке (табличная величина для воды при заданной температуре 65 °С).

Коэффициент теплопередачи от жидкости к стенке трубы, Вт/(м²·°С):

$$\alpha_{\text{вн}} = \frac{Nu \lambda_f}{d_{\text{тр}}} = \frac{276,1 \cdot 0,66438}{0,053} = 3461,04.$$

Термическое сопротивление от жидкости к трубе, (м²·°С)/Вт:

$$R_{\text{вн}} = \frac{1}{\pi \alpha_{\text{вн}} d_{\text{тр}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 3461,04 \cdot 0,053} = 0,0017.$$

Термическое сопротивление трубопровода, (м²·°С)/Вт:

$$R_{\text{тр}} = \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{тр}}} \ln \frac{D_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 52} \ln \frac{0,06}{0,053} = 0,00038.$$

Термическое сопротивление изоляционного слоя, (м²·°С)/Вт:

$$R_{\text{сл}} = \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{сл}}} \ln \frac{D_{\text{сл}}}{d_{\text{сл}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,046} \ln \frac{0,086}{0,06} = 0,464.$$

Термическое сопротивление наружного слоя, (м²·°С)/Вт:

$$R_{\text{нар}} = \frac{1}{\pi \alpha_{\text{сл}} D_{\text{сл}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 6 \cdot 0,086} = 0,62,$$

где $\alpha_{сл}$ – коэффициент теплоотдачи покровного слоя, Вт/(м²·°C), определяется по расчету или по СП 61.13330.

Линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C):

$$k = \frac{1}{R_{вн} + \sum R + R_{нар}} = \frac{1}{0,0017 + 0,00038 + 0,464 + 0,62} = 0,92.$$

Теплопотери расчетного участка трубопровода, Вт:

$$Q_{тр}^{ht} = k(t^h - t^B)L = 0,92(65 - 16) \cdot 32 = 1442,6.$$

Расчет потери температуры в трубопроводе. Температура в начальном участке трубы 64,98 °C.

$$T_2 = \frac{3,6qT_1 - 0,86Q_{тр}^{ht}}{3,6q} = \frac{3,6 \cdot 1,49 \cdot 64,98 - 0,86 \cdot 1,443}{3,6 \cdot 1,49} = 64,75 \text{ °C}.$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 1.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ УЧАСТКА ТРУБОПРОВОДА СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Задача 1.5. Рассчитать тепловые потери участка стального трубопровода главного стояка системы ГВС. Исходные данные представлены в табл. 1.6.

1.6. Исходные данные к задаче 1.5

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L , м	33	40	50	30	40	50	30	40	50	30
q , л/с	1,5	1,4	1,3	1,2	1,5	1,4	1,3	1,2	1,5	1,4
t^B , °C	16	17	18	15	16	17	18	15	16	17

1.6. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Тепловой и гидравлический расчеты пластинчатого теплообменника ведутся согласно СП 41-101-95.

Выбрать и рассчитать водоподогревательную установку пластинчатого теплообменника, собранного из пластин 0,6р, для системы горячего водоснабжения ЦТП.

В первом случае оптимальное соотношение числа ходов для греющей X_1 и нагреваемой X_2 воды находится по формуле

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_{\text{гр}}}{G_{\text{н}}} \right)^{0,636} \left(\frac{\Delta P_{\text{гр}}}{\Delta P_{\text{н}}} \right)^{0,364} \frac{1000 - t_{\text{ср}}^{\text{н}}}{1000 - t_{\text{ср}}^{\text{гр}}}$$

Проверяем соотношение ходов в теплообменнике I ступени, принимая $\Delta P_{\text{н}} = 100$ кПа и $\Delta P_{\text{гр}} = 40$ кПа; $G_{\text{гр}} = 68$ т/ч и $G_{\text{н}} = 62,5$ т/ч; $t_{\text{ср}}^{\text{н}} = 19,5$ °С и $t_{\text{ср}}^{\text{гр}} = 36$ °С.

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{68 \cdot 10^3}{62,5 \cdot 10^3} \right)^{0,636} \left(\frac{40}{100} \right)^{0,364} \frac{1000 - 19,5}{1000 - 36} = 0,77.$$

Если соотношение ходов получается больше двух, то для повышения скорости воды целесообразна несимметричная компоновка, т.е. число ходов теплообменивающихся сред будет неодинаковым (рис. 1.1 – 1.3).

При несимметричной компоновке получается смешанное движение потоков: в части каналов – противоток, в части – прямоток, что снижает температурный напор установки по сравнению с противоточным характером движения теплообменивающихся сред, который имеет место при симметричной компоновке, и в определенной степени уменьшает выгоду от повышения скорости воды при несимметричной компоновке. Поэтому для исключения смешанного тока теплоносителей более эффективно водоподогревательную установку собирать из двух или нескольких отдельных теплообменников с симметричной компоновкой, включенных последовательно по теплоносителю, у которого получается большее число ходов, и параллельно – по другому теплоносителю. При этом обвязка соединительными трубопроводами должна обеспечить противоток в каждом теплообменнике.

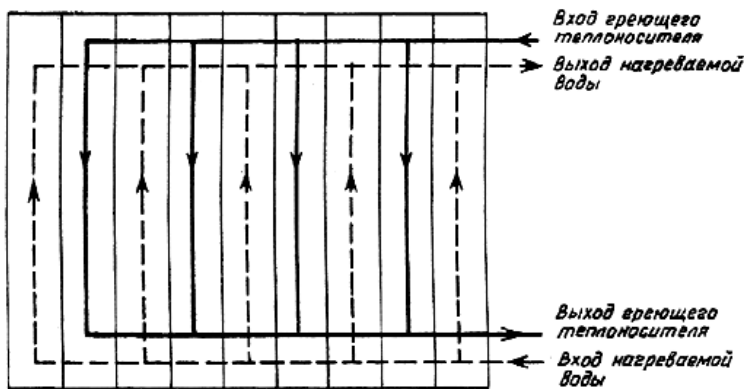


Рис. 1.1. Симметричная компоновка пластинчатого водоподогревателя, обозначение С × 4/5

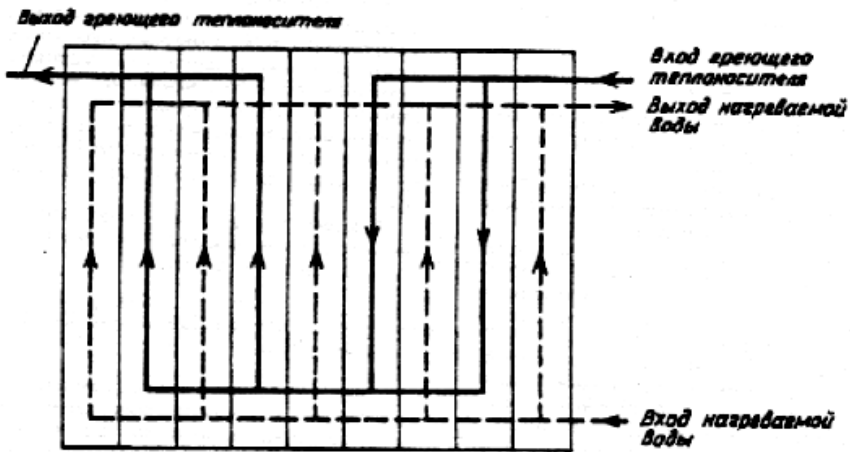


Рис. 1.2. Несимметричная компоновка пластинчатого водоподогревателя, обозначение $C \times (2 + 2)/5$

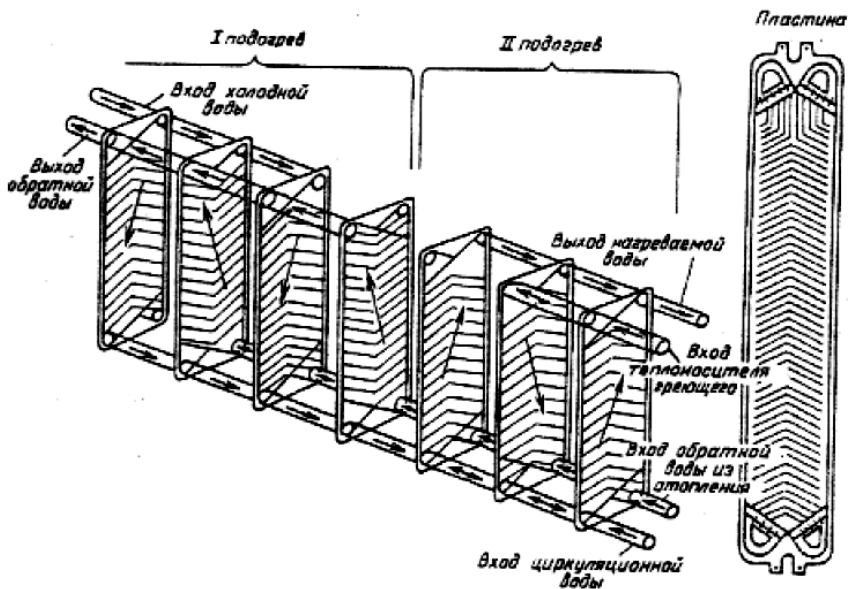


Рис. 1.3. Схема компоновки водоподогревателей I и II подогрева в одну установку с противоточным движением воды

При расчете пластинчатого водоподогревателя оптимальная скорость принимается исходя из получения таких же потерь давления в установке по нагреваемой воде, как при применении кожухотрубного водоподогревателя от 100 до 150 кПа, что соответствует скорости воды в каналах $w_{\text{опт}} = 0,4$ м/с.

Поэтому, выбрав тип пластины рассчитываемого водоподогревателя горячего водоснабжения, по оптимальной скорости находят требуемое количество каналов по нагреваемой воде

$$m_{\text{н}} = \frac{G_2}{w_{\text{опт}} f_{\text{к}} \rho_2 \cdot 3600},$$

где $f_{\text{к}} = 0,00245$ – живое сечение одного межпластинчатого канала.

$$m_{\text{н}} = \frac{68 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 0,00245 \cdot 1000 \cdot 3600} = 19,3.$$

Компоновка водоподогревателя симметричная, т.е. $m_{\text{н}} = m_{\text{гр}} = 20$.

Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды

$$f_{\text{н}} = f_{\text{гр}} = m_{\text{н}} f_{\text{к}} = 20 \cdot 0,00245 = 0,049 \text{ м}^2.$$

Фактические скорости греющей и нагреваемой воды, м/с,

$$\omega_{\text{гр}} = \frac{G_1}{\rho_1 f_{\text{гр}}} = \frac{62,5 \cdot 10^3}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,049} = 0,35,$$

$$\omega_{\text{н}} = \frac{G_2}{\rho_2 f_{\text{н}}} = \frac{68 \cdot 10^3}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,049} = 0,385.$$

Расчет водоподогревателя первой ступени.

Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м²·К), от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле

$$\alpha_1 = 1,16A \left[23000 + 283t_{\text{ср}}^{\text{гр}} - 0,63(t_{\text{ср}}^{\text{гр}})^2 \right] \omega_{\text{гр}}^{0,73},$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластин, принимается по табл. 1.7 ($A = 0,492$).

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \left[23000 + 283 \cdot 36 - 0,63 \cdot 36^2 \right] \cdot 0,35^{0,73} = 8590 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Технические характеристики пластин приведены в табл. 1.7

$$t_{\text{ср}}^{\text{гр}} = \frac{t_{\text{вх}}^{\text{гр}} + t_{\text{вых}}^{\text{гр}}}{2}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 , Вт/(м²·К), от стенки пластины к нагреваемой воде определяется по формуле

$$\alpha_2 = 1,16A \left[23\,000 + 283t_{cp}^H - 0,63(t_{cp}^H)^2 \right] \omega_{гр}^{0,73},$$

$$\text{где } t_{cp}^H = \frac{t_{вх}^H + t_{вых}^H}{2}.$$

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \left[23000 + 283 \cdot 19,5 - 0,63 \cdot 19,5^2 \right] \cdot 0,35^{0,73} = 8037 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

1.7. Техническая характеристика пластин

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	05Пр
Габариты (длина × ширина × толщина), мм	1370× ×300×1	1375× ×600×1	1380× ×650×1
Поверхность теплообмена, м ²	0,3	0,6	0,5
Вес (масса), кг	3,2	5,8	6,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,008	0,0083	0,009
Площадь поперечного сечения канала, м ²	0,0011	0,00245	0,00285
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	0,66	1,188	1,27
Ширина канала, мм	150	545	570
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4	4,5	5
Приведенная длина канала, м	1,12	1,01	0,8
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м ²	0,0045	0,0243	0,0283
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	65(80)	200	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера ξ	1,5	1,5	1,5
Коэффициенты: <i>A</i>	0,368	0,492	0,492
<i>B</i>	4,5	3,0	3,0

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К), определяется по формуле

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где β – коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным от 0,70 до 0,85

$$k = \frac{0,8}{\frac{1}{8590} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{8037}} = 2638 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

При заданной величине расчетной производительности Q и по полученным значениям коэффициента теплопередачи k и температурному напору $\Delta t_{ср}$ определяется необходимая площадь поверхности нагрева $F_{тр}$ по формуле

$$F_{тр} = \frac{Q}{k \Delta t_{ср}}.$$

Требуемая площадь поверхности нагрева водоподогревателя первой степени

$$F_{тр} = \frac{2,76 \cdot 10^6}{2638 \cdot 16,5} = 63,4 \text{ м}^2.$$

При сборке водоподогревателя из двух отдельных теплообменников и более теплопроизводительность уменьшается соответственно в 2 раза и более.

Количество ходов в теплообменнике

$$X = \frac{F_{тр} + f_{пл}}{2 m f_{пл}},$$

где $f_{пл}$ – площадь поверхности нагрева одной пластины, м².

$$X = \frac{63,4 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 2,67.$$

Принимаем 3 хода.

Число ходов округляется до целой величины. В одноходовых теплообменниках четыре штуцера для подвода и отвода греющей и нагреваемой воды располагаются на одной неподвижной плите. В многоходовых теплообменниках часть штуцеров должна располагаться на подвижной плите, что вызывает некоторые сложности при эксплуатации. Поэтому целесообразней вместо устройства многоходового теплообменника разбить его по числу ходов на отдельные теплообменники, соединенные по одному теплоносителю последовательно, а по-другому – параллельно, с соблюдением противоточного движения.

Действительная площадь поверхности нагрева всего водоподогревателя определяется по формуле

$$F = (2mX - 1) f_{пл},$$

$$F = (2 \cdot 20 \cdot 3 - 1) \cdot 0,6 = 71,4 \text{ м}^2.$$

Потери давления ΔP , кПа, в водоподогревателях следует определять по формулам:

для нагреваемой воды

$$\Delta P_H = \varphi Б (33 - 0,08 t_{cp}^H) \omega_{nc}^{1,75} X ;$$

для греющей воды

$$\Delta P_{гр} = \varphi Б (33 - 0,08 t_{cp}^{гр}) \omega_{nc}^{1,75} X ,$$

где φ – коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен 1, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi = 1,5 \dots 2,0$; Б – коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается по табл. 1.7; ω_{nc} – скорость при прохождении максимального секундного расхода нагреваемой воды.

Потери давления первой ступени водоподогревателя по греющей воде:

$$\Delta P_{гр} = 1 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 36) \cdot 0,35^{1,75} \cdot 3 = 43,2 \text{ кПа}.$$

Расчет водоподогревателя второй ступени.

Коэффициент теплоотдачи α_1 , Вт/(м²·К), от греющей воды к стенке пластины определяется по формуле

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \left[23\,000 + 283 \cdot 67,5 - 0,63 \cdot 67,5^2 \right] \cdot 0,35^{0,73} = 10412 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 , Вт/(м²·К), от стенки пластины к нагреваемой воде определяется по формуле

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \left[23000 + 283 \cdot 48,5 - 0,63 \cdot 48,5^2 \right] \cdot 0,35^{0,73} = 10017 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К), определяется по формуле

$$k = \frac{0,8}{\frac{1}{10412} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{10017}} = 3096 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Требуемая площадь поверхности нагрева водоподогревателя второй ступени

$$F_{гр} = \frac{1,81 \cdot 10^6}{3096 \cdot 19} = 30,8 \text{ м}^2.$$

Количество ходов в теплообменнике

$$X = \frac{30,8 + 0,6}{2 \cdot 20 \cdot 0,6} = 1,31.$$

Принимаем 2 хода.

Действительная площадь поверхности нагрева всего водоподогревателя определяется по формуле

$$F = (2 \cdot 20 \cdot 2 - 1) \cdot 0,6 = 471,4 \text{ м}^2.$$

Потери давления второй ступени водоподогревателя по греющей воде

$$\Delta P_{\text{гр}} = 1 \cdot 3(33 - 0,08 \cdot 67,5) \cdot 0,35^{1,75} \cdot 3 = 26,4 \text{ кПа.}$$

Потери давления обеих ступеней водоподогревателя по нагреваемой воде

$$\Delta P_{\text{н}} = 1,5 \cdot 3(33 - 0,08 \cdot 31) \left(21,6 \cdot 0,049 \cdot 10^3\right)^{1,75} \cdot 5 = 164 \text{ кПа.}$$

В результате расчета в качестве водоподогревателя горячего водоснабжения принимаем два теплообменника (I и II ступени) разборной конструкции (P) с пластинами типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, из стали 12X18Н10Т (исполнение 01), на двухпорной раме (исполнение 2К), с уплотнительными прокладками из резины марки 359 (условное обозначение – 10). Поверхность нагрева I ступени – 71,4 м², II – ступени – 47,4 м². Схема I ступени – C × (20 + 20 + 20)/(21 + 20 + 20), схема компоновки II ступени – C × (20 + 20)/(21 + 20).

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 1.6. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Задача 1.6. Сделать тепловой и гидравлический расчеты пластинчатого теплообменника. Исходные данные представлены в табл. 1.8.

1.8. Исходные данные к задаче 1.6

Вариант	1	2	3
Греющий теплоноситель	Вода тепловой сети	Вода тепловой сети	Вода тепловой сети
Нагреваемый теплоноситель	Вода	Вода	Вода
Для греющего теплоносителя:			
расход G_1 , т/ч	30	60	40
температура на входе t'_1 , °C	120	115	117
температура на выходе t''_1 , °C	73,5	70	68
Для нагреваемого теплоносителя:			
температура на входе t'_2 , °C	70	65	72
температура на выходе t''_2 , °C	95	80	82
Рабочее давление в аппарате p , МПа	0,6	0,6	0,65
Максимально допустимые гидравлические сопротивления по стороне хода воды, МПа	0,12	0,12	0,12

2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК И РАСХОДОВ ВОДЫ

2.1. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ОТОПЛЕНИЕ

Определить величину расчетных тепловых потерь на отопительную нагрузку с учетом инфильтрации ($\mu = 0,25 \dots 0,30$), если объем производственного здания $V = 34\,000 \text{ м}^3$. Расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{нар}} = -28 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура внутри помещения $t_{\text{вн}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$. Удельные теплопотери для отопления $0,53 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$.

Для производственных помещений величина расчетных тепловых потерь определяется с учетом инфильтрации μ :

$$Q_o = Vq_o(t_v - t_n)(1 + \mu) = 34\,000 \cdot 0,53(18 - (-28))(1 + 0,27) = 1052,73 \text{ кВт}.$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 2.1.

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ОТОПЛЕНИЕ

Задача 2.1. Определить величину расчетных тепловых потерь на отопительную нагрузку с учетом инфильтрации. Исходные данные представлены в табл. 2.1.

2.1. Исходные данные к задаче 2.1

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V , тыс. м^3	34	40	50	33	40	50	33	40	50	33
$t_{\text{нар}}$, $^\circ\text{C}$ (отрицательная)	28	29	30	31	23	24	25	26	27	30
$t_{\text{вн}}$, $^\circ\text{C}$ (положительная)	16	17	18	15	16	17	18	15	16	17

2.2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ВЕНТИЛЯЦИЮ

Определить расчетный расход теплоты на вентиляцию, если объем производственного здания $V = 34\,000 \text{ м}^3$. Расчетная температура наружного воздуха на вентиляцию $t_{\text{нар}} = -14 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура внутри помещения $t_{\text{вн}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$. Удельные теплопотери для вентиляции $0,25 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$.

Для производственных помещений величина расчетных тепловых потерь на вентиляцию определяется по следующему выражению:

$$Q_v = Vq_v(t_v - t_n) = 34\,000 \cdot 0,25(18 - (-14)) = 272 \text{ кВт}.$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 2.2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ВЕНТИЛЯЦИЮ

Задача 2.2. Определить величину расчетных тепловых потерь на вентиляционную нагрузку. Исходные данные представлены в табл. 2.2.

2.2. Исходные данные к задаче 2.1

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V , тыс. м ³	34	40	50	33	40	50	33	40	50	33
$t_{\text{нар}}$, °С (отрицательная)	14	13	15	16	14	13	15	16	14	13
$t_{\text{вн}}$, °С (положительная)	16	17	18	15	16	17	18	15	16	17

2.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ГВС В ЛЕТНИЙ ПЕРИОД

Определить расчетную тепловую нагрузку системы горячего водоснабжения в летний период, если коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода на ГВС в неотапливаемый период, для промышленных предприятий равен единице. Температура холодной воды в неотапливаемый период 15 °С. Температура горячей воды в отопительный период 5 °С. Суммарная расчетная нагрузка системы ГВС составляет 309 кВт.

Для производственных помещений расчетная тепловая нагрузка системы ГВС предприятия в летний период определяется по следующему выражению:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{лр}} = \alpha Q_{\text{ГВС}}^{\text{р}} \frac{t_{\text{ГВС}} - t_{\text{хл}}}{t_{\text{ГВС}} - t_{\text{хз}}} = 1 \cdot 309 \frac{60 - 15}{60 - 5} = 253 \text{ кВт} ,$$

где α – коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода на ГВС в неотапливаемый период, для промышленных предприятий $\alpha = 1$; $t_{\text{хл}}$ – температура холодной (водопроводной) воды в неотапливаемый период, равна 15 °С; $t_{\text{хз}}$ – температура холодной (водопроводной) воды в отопительный период, равна 5 °С [5].

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 2.3. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ГВС В ЛЕТНИЙ ПЕРИОД

Задача 2.3. Определить расчетную тепловую нагрузку системы горячего водоснабжения в летний период для производственного помещения. Исходные данные представлены в табл. 2.3.

2.3. Исходные данные к задаче 2.3

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{ГВС}^P$, кВт	256	100	150	125	200	256	100	150	125	256
$t_{ГВС}$, °C	55	60	55	60	55	60	55	60	55	60

2.4. ПРИМЕР ПОСТРОЕНИЯ ГРАФИКОВ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ОТОПЛЕНИЕ

Определить тепловую нагрузку на отопление, если расчетная тепловая нагрузка на отопление составляет 7449 кВт. Среднемесячная температура наружного воздуха $t_{н,ср.мес} = -5$ °C. Расчетная температура наружного воздуха $t_n = -28$ °C. Пример расчета произвести для температуры наружного воздуха $t_n^P = -10$ °C.

Для производственных помещений расчетная тепловая нагрузка системы отопления определяется по следующему выражению:

$$Q_o = Q_o^P \frac{t_o^{cp} - t_n^P}{t_o^{cp} - t_n^o} = 7449 \frac{-5 - (-10)}{-5 - (-28)} = 1619 \text{ кВт},$$

где t_o^{cp} – среднемесячная температура наружного воздуха, °C.

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 2.4. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ОТОПЛЕНИЕ

Задача 2.4. Определить тепловую нагрузку на отопление для производственного помещения для температуры наружного воздуха t_n^P . Исходные данные представлены в табл. 2.4.

2.4. Исходные данные к задаче 2.4

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_o^P , кВт	744	644	449	744	644	449	744	644	449	744
t_o^{cp} , °C	-5	-3	-4	-5	-3	-4	-5	-3	-4	-5
t_n^P , °C	+5	0	-5	-10	-12	-15	-18	-20	0	+5
t_n^o , °C	-28	-25	-26	-24	-23	-21	-28	-25	-26	-24

2.5. ПРИМЕР ПОСТРОЕНИЯ ГРАФИКОВ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ВЕНТИЛЯЦИЮ

Определить тепловую нагрузку на вентиляцию, если расчетная тепловая нагрузка на вентиляцию составляет 2848 кВт. Среднемесячная температура наружного воздуха $t_{н. ср. мес} = -5$ °С. Расчетная температура наружного воздуха для системы вентиляции $t_{н}^B = -14$ °С. Пример расчета произвести для температуры наружного воздуха $t_{н}^P = -10$ °С.

Для производственных помещений расчетная тепловая нагрузка системы вентиляции определяется по следующему выражению:

$$Q_B = Q_B^P \frac{t_B^{CP} - t_H^P}{t_B^{CP} - t_H^B} = 2848 \frac{-5 - (-10)}{-5 - (-14)} = 1582 \text{ кВт} .$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 2.5. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК НА ВЕНТИЛЯЦИЮ

Задача 2.5. Определить тепловую нагрузку на вентиляцию для производственного помещения для температуры наружного воздуха $t_{н}^P$. Исходные данные представлены в табл. 2.5.

2.5. Исходные данные к задаче 2.5

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_B^P , кВт	244	344	449	244	344	449	244	344	449	244
t_B^{CP} , °С	-5	-3	-4	-5	-3	-4	-5	-3	-4	-5
t_H^P , °С	+5	0	-5	-10	-12	-15	-18	-20	0	+5
t_H^B , °С	-18	-15	-16	-14	-13	-18	-15	-16	-14	-13

2.6. ПРИМЕР ПОСТРОЕНИЯ ГРАФИКОВ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК. РАСЧЕТ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ СТОЯНИЯ ТЕМПЕРАТУР НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Пример расчета для температуры наружного воздуха -28 °С, продолжительность стояния температур наружного воздуха, рассчитывается по следующей зависимости

$$n_{t_n} = 365 \cdot 24 \left(\frac{t_n - t_o^p}{t_n^{cpmax} - t_o^p} \right)^2 = 365 \cdot 24 \left(\frac{-28 - (-32)}{23,7 - (-32)} \right)^2 = 45,2 \text{ ч},$$

где t_n – температура наружного воздуха, меняющаяся °С; t_n^{cpmax} – средняя температура наиболее теплого месяца, °С.

**ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 2.6.
ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК.
РАСЧЕТ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ СТОЯНИЯ ТЕМПЕРАТУР
НАРУЖНОГО ВОЗДУХА**

Задача 2.6. Определить продолжительность стояния температур наружного воздуха для температуры наружного воздуха t_n^p . Исходные данные представлены в табл. 2.6.

2.6. Исходные данные к задаче 2.6

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_n^{cpmax} , °С	23,7	24	22	21,2	23,7	24	22	21,2	23,7	24
t_n , °С (минус)	5	0	5	10	12	15	18	20	0	5
t_o^p , °С (минус)	32	34	30	29	28	27	26	25	24	23

**2.7. ПРИМЕР РАСЧЕТА НЕОБХОДИМОГО РАСХОДА ВОДЫ.
РАСЧЕТ РАСХОДА ВОДЫ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ**

Определить расход воды на отопление производственного здания, если максимальный расход теплоты на отопление составляет 1141 кВт. Удельная теплоемкость воды 4,2 кДж/(кг·К). Температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети 110 °С. Температура воды в обратном трубопроводе системы отопления 70 °С.

$$G_{o\max} = \frac{3,6Q_{o\max}}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{3,6 \cdot 1141}{4,2(110 - 70)} = 24,5 \text{ т/ч.}$$

**ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 2.7.
РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОГО РАСХОДА ВОДЫ.
РАСЧЕТ РАСХОДА ВОДЫ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ**

Задача 2.7. Определить расход воды на отопление производственного здания. Исходные данные представлены в табл. 2.7.

2.7. Исходные данные к задаче 2.7

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{o\max}$, кВт	700	550	650	450	800	850	950	900	750	995
τ_1 , °С	110	115	120	135	95	110	115	120	135	95
t_2 , °С	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70

2.8. ПРИМЕР РАСЧЕТА НЕОБХОДИМОГО РАСХОДА ВОДЫ. РАСЧЕТ РАСХОДА ВОДЫ ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ

Определить расход воды на вентиляцию производственного здания, если максимальных расход теплоты на вентиляцию составляет 413 кВт. Удельная теплоемкость воды 4,2 кДж/(кг·К). Температура воды на входе в систему вентиляции 95 °С. Температура воды на выходе из системы вентиляции 70 °С.

$$G_{\text{вmax}} = \frac{3,6Q_{\text{вmax}}}{c(\tau_1 - t_2)} = \frac{3,6 \cdot 413}{4,2(95 - 70)} = 14,2 \text{ т/ч.}$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 2.8. РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОГО РАСХОДА ВОДЫ. РАСЧЕТ РАСХОДА ВОДЫ ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИИ

Задача 2.8. Определить расход воды на вентиляцию производственного здания. Исходные данные представлены в табл. 2.8.

2.8. Исходные данные к задаче 2.8

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{\text{вmax}}$, кВт	500	450	350	250	500	450	350	250	500	450
τ_1 , °С	110	115	120	135	95	110	115	120	135	95
t_2 , °С	70	70	70	70	70	70	70	70	70	70

2.9. ПРИМЕР РАСЧЕТА НЕОБХОДИМОГО РАСХОДА ВОДЫ. РАСЧЕТ РАСХОДА ВОДЫ ДЛЯ ГВС

Определить расход воды на ГВС производственного здания, если расход теплоты на горячее водоснабжение составляет 41 кВт. Удельная теплоемкость воды 4,2 кДж/(кг·К). Расчетную температуру воды перед водонагревателями принимаем непосредственно по отопительному графику при наружной температуре конца отопительного периода +8 °С – 70 °С. Температура воды после водонагревателей обычно, опираясь на статистические данные, задается ориентировочно на уровне 30...35 °С.

$$G_{\Gamma} = \frac{3,6Q_{\Gamma}}{c(\tau_1 - \tau_{\Gamma 2})} = \frac{3,6 \cdot 41}{4,2(70 - 30)} = 0,9 \text{ т/ч.}$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 2.9. РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОГО РАСХОДА ВОДЫ. РАСЧЕТ РАСХОДА ВОДЫ ДЛЯ ГВС

Задача 2.9. Определить расход воды на ГВС производственного здания. Исходные данные представлены в табл. 2.9.

2.9. Исходные данные к задаче 2.9

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_{Γ} , кВт	50	45	35	25	50	45	35	25	50	45
τ_1 , °С	70	65	70	65	70	65	70	65	70	65

3. ВЫБОР МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ В ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТОЧКИ ИЗЛОМА

Определить температуру точки излома при следующих параметрах: температура теплоносителя в подающем трубопроводе при закрытой системе теплоснабжения составляет 65 °С; средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях 20,73 °С; расчетная температура воды после элеватора 90 °С; расчетная температура воды в обратной магистрали тепловых сетей 70 °С; температура в подающей магистрали 150 °С. Расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{но}}^{\text{р}} = -32$ °С.

Расчетный температурный напор нагревательного прибора, °С:

$$\Delta t = \frac{\tau_3^{\text{р}} + \tau_2^{\text{р}}}{2} - t_{\text{в}}^{\text{р}} = \frac{90 + 70}{2} - 20,73 = 59,27,$$

где $\tau_3^{\text{р}}$, $\tau_2^{\text{р}}$ – расчетные температуры воды соответственно после элеватора и в обратной магистрали тепловых сетей, °С.

Расчетный перепад температур сетевой воды в тепловой сети, °С:

$$\Delta \tau = \tau_1^{\text{р}} - \tau_2^{\text{р}} = 150 - 70 = 80.$$

Расчетный перепад температур сетевой воды в местной системе отопления, °С:

$$\theta = \tau_3^{\text{р}} - \tau_2^{\text{р}} = 90 - 70 = 20.$$

Для определения температуры точки излома воспользуемся выражением

$$\tau_1 = t_{\text{вн}}^{\text{р}} + \Delta t \left(\frac{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{но}}^{\text{р}}} \right)^{0,8} + (\Delta \tau - 0,5\theta) \left(\frac{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{но}}^{\text{р}}} \right).$$

Для определения температуры точки излома в левую часть этого уравнения подставим $\tau_1 = \tau_1^1 = 65$ °С (для закрытой системы теплоснабжения).

Получим следующее уравнение:

$$65 = 20,73 + 59,27 \left(\frac{20,73 - t_{\text{ни}}}{20,73 - (-32)} \right)^{0,8} + (80 - 0,5 \cdot 20) \left(\frac{20,73 - t_{\text{ни}}}{20,73 - (-32)} \right).$$

Решив его аналитическим методом относительно $t_{\text{ни}}$ получим: $t_{\text{ни}} = 4,65$ °С – температура точки излома.

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТОЧКИ ИЗЛОМА

Задача 3.1. Определить температуру точки излома при следующих параметрах: температура теплоносителя в подающем трубопроводе при закрытой системе теплоснабжения составляет 65 °С; средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $t_{вн}^p$; расчетная температура воды после элеватора τ_3^p ; расчетная температура воды в обратной магистрали тепловых сетей τ_2^p ; температура в подающей магистрали τ_1^p . Расчетная температура наружного воздуха $t_{но}^p$. Исходные данные представлены в табл. 3.1.

3.1. Исходные данные к задаче 3.1

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{вн}^p, \text{ }^\circ\text{C (минус)}$	32	35	30	29	28	27	26	25	24	23
$\tau_3^p, \text{ }^\circ\text{C}$	90	85	80	85	70	90	85	80	85	70
$\tau_2^p, \text{ }^\circ\text{C}$	70	65	70	70	65	70	70	65	70	70
$\tau_1^p, \text{ }^\circ\text{C}$	150	120	110	105	95	150	120	110	105	95

3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ПОДАЮЩЕЙ МАГИСТРАЛИ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Определить температуру в подающей магистрали тепловой сети при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях 20,73 °С; расчетная температура воды после элеватора 90 °С; расчетная температура воды в обратной магистрали тепловых сетей 70 °С; температура в подающей магистрали 150 °С. Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{но}^p = -32$ °С. Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{н}^p = -16$ °С.

Расчетный температурный напор нагревательного прибора, °С:

$$\Delta t = \frac{\tau_3^p + \tau_2^p}{2} - t_{в}^p = \frac{90 + 70}{2} - 20,73 = 59,27,$$

где τ_3^p , τ_2^p – расчетные температуры воды соответственно после элеватора и в обратной магистрали тепловых сетей, °С.

Расчетный перепад температур сетевой воды в тепловой сети, °С:

$$\Delta\tau = \tau_1^p - \tau_2^p = 150 - 70 = 80.$$

Расчетный перепад температур сетевой воды в местной системе отопления, °С:

$$\theta = \tau_3^p - \tau_2^p = 90 - 70 = 20.$$

Для определения температуры в подающей магистрали тепловой сети воспользуемся выражением

$$\tau_1 = t_{\text{вн}}^p + \Delta t \left(\frac{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{но}}^p} \right)^{0,8} + (\Delta\tau - 0,5\theta) \left(\frac{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{но}}^p} \right).$$

Получим следующее уравнение:

$$20,73 + 59,27 \left(\frac{20,73 - (-16)}{20,73 - (-32)} \right)^{0,8} + (80 - 0,5 \cdot 20) \left(\frac{20,73 - (-16)}{20,73 - (-32)} \right) = 113,87.$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ПОДАЮЩЕЙ МАГИСТРАЛИ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Задача 3.2. Определить температуру в подающей магистрали тепловой сети при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $t_{\text{вн}}^p$; расчетная температура воды после элеватора τ_3^p ; расчетная температура воды в обратной магистрали тепловых сетей τ_2^p ; температура в подающей магистрали τ_1^p . Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{но}}^p$. Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{н}}^p$. Исходные данные представлены в табл. 3.2.

3.2. Исходные данные к задаче 3.2

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{\text{вн}}^p$, °С (минус)	32	35	30	29	28	27	26	25	24	23
$t_{\text{н}}^p$, °С (минус)	5	10	15	20	25	5	10	15	20	5
τ_3^p , °С	90	85	80	85	70	90	85	80	85	70
τ_2^p , °С	70	65	70	70	65	70	70	65	70	70
τ_1^p , °С	150	120	110	105	95	150	120	110	105	95

3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ПОСЛЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Определить температуру теплоносителя после системы отопления при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $20,73$ °С; расчетная температура воды после элеватора 90 °С; расчетная температура воды в обратной магистрали тепловых сетей 70 °С. Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{но}}^{\text{P}} = -32$ °С. Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{н}}^{\text{P}} = -16$ °С.

Расчетный температурный напор нагревательного прибора, °С:

$$\Delta t = \frac{\tau_3^{\text{P}} + \tau_2^{\text{P}}}{2} - t_{\text{в}}^{\text{P}} = \frac{90 + 70}{2} - 20,73 = 59,27,$$

где τ_3^{P} , τ_2^{P} – расчетные температуры воды соответственно после элеватора и в обратной магистрали тепловых сетей, °С.

Расчетный перепад температур сетевой воды в местной системе отопления, °С:

$$\theta = \tau_3^{\text{P}} - \tau_2^{\text{P}} = 90 - 70 = 20.$$

Для определения температуры в подающей магистрали тепловой сети воспользуемся выражением

$$\tau_{20} = t_{\text{вн}}^{\text{P}} + \Delta t \left(\frac{t_{\text{вн}}^{\text{P}} - t_{\text{н}}^{\text{P}}}{t_{\text{вн}}^{\text{P}} - t_{\text{но}}^{\text{P}}} \right)^{0,8} - 0,5 \theta \left(\frac{t_{\text{вн}}^{\text{P}} - t_{\text{н}}^{\text{P}}}{t_{\text{вн}}^{\text{P}} - t_{\text{но}}^{\text{P}}} \right).$$

Получим следующее уравнение:

$$20,73 + 59,27 \left(\frac{20,73 - (-16)}{20,73 - (-32)} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot 20 \left(\frac{20,73 - (-16)}{20,73 - (-32)} \right) = 58,15.$$

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ПОСЛЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Задача 3.3. Определить температуру теплоносителя после системы отопления при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $t_{\text{вн}}^{\text{P}}$; расчетная температура воды после элеватора τ_3^{P} ; расчетная температура воды в обратной магистрали тепловых сетей τ_2^{P} . Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{но}}^{\text{P}}$. Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{н}}^{\text{P}}$. Исходные данные представлены в табл. 3.3.

3.3. Исходные данные к задаче 3.3

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{\text{вн}}^{\text{п}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$ (минус)	32	35	30	29	28	27	26	25	24	23
$t_{\text{н}}^{\text{п}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$ (минус)	5	10	15	20	25	5	10	15	20	5
$\tau_3^{\text{п}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	90	85	80	85	70	90	85	80	85	70
$\tau_2^{\text{п}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	70	65	70	70	65	70	70	65	70	70

3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ПОСЛЕ ЭЛЕВАТОРА

Определить температуру теплоносителя после элеватора при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $20,73 \text{ }^{\circ}\text{C}$; расчетная температура воды после элеватора $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$; расчетная температура воды в обратной магистрали тепловых сетей $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{но}}^{\text{п}} = -32 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{н}}^{\text{п}} = -16 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Расчетный температурный напор нагревательного прибора, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t = \frac{\tau_3^{\text{п}} + \tau_2^{\text{п}}}{2} - t_{\text{в}}^{\text{п}} = \frac{90 + 70}{2} - 20,73 = 59,27,$$

где $\tau_3^{\text{п}}$, $\tau_2^{\text{п}}$ – расчетные температуры воды соответственно после элеватора и в обратной магистрали тепловых сетей, $^{\circ}\text{C}$.

Расчетный перепад температур сетевой воды в местной системе отопления, $^{\circ}\text{C}$:

$$\theta = \tau_3^{\text{п}} - \tau_2^{\text{п}} = 90 - 70 = 20.$$

Для определения температуры в подающей магистрали тепловой сети воспользуемся выражением

$$\tau_{30} = t_{\text{вн}}^{\text{п}} + \Delta t \left(\frac{t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{н}}^{\text{п}}}{t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{но}}^{\text{п}}} \right)^{0,8} + 0,5 \theta \left(\frac{t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{н}}^{\text{п}}}{t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{но}}^{\text{п}}} \right).$$

Получим следующее уравнение:

$$20,73 + 59,27 \left(\frac{20,73 - (-16)}{20,73 - (-32)} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot 20 \left(\frac{20,73 - (-16)}{20,73 - (-32)} \right) = 72,08.$$

**ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.4.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ
ПОСЛЕ ЭЛЕВАТОРА**

Задача 3.4. Определить температуру теплоносителя после элеватора при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $t_{\text{вн}}^{\text{P}}$; расчетная температура воды после элеватора τ_3^{P} ; расчетная температура воды в обратной магистрали тепловых сетей τ_2^{P} . Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{но}}^{\text{P}}$. Расчетная температура наружного воздуха на отопление $t_{\text{н}}^{\text{P}}$. Исходные данные представлены в табл. 3.4.

3.4. Исходные данные к задаче 3.4

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{\text{вн}}^{\text{P}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$ (минус)	32	35	30	29	28	27	26	25	24	23
$t_{\text{н}}^{\text{P}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$ (минус)	5	10	15	20	25	5	10	15	20	5
$\tau_3^{\text{P}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	90	85	80	85	70	90	85	80	85	70
$\tau_2^{\text{P}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	70	65	70	70	65	70	70	65	70	70

**3.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ
НА ВЕНТИЛЯЦИОННУЮ НАГРУЗКУ.
МЕСТНОЕ КОЛИЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ
ИЗМЕНЕНИЕМ РАСХОДА СЕТЕВОЙ ВОДЫ
ДО ТЕМПЕРАТУРЫ ТОЧКИ ИЗЛОМА**

Определить температуру теплоносителя на вентиляционную нагрузку для местного количественного регулирования при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $20,73 \text{ }^{\circ}\text{C}$; температура в подающей магистрали $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$; температура точки излома $t_{\text{ни}} = 4,65 \text{ }^{\circ}\text{C}$; расчетная температура наружного воздуха на вентиляцию $t_{\text{н}} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$; значение температуры сетевой воды в обратном трубопроводе после калориферов для точки излома при температуре наружного воздуха $\tau_{\text{в}}^1 = 40,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для решения этой задачи используют следующие уравнения:

$$\frac{\Delta t_{\text{к}} \left(\tau_1^{\text{I}} - \tau_{2\text{в}}^{\text{I}} \right)^{0,15}}{\Delta t_{\text{к}}^{\text{I}} \left(\tau_1 - \tau_{2\text{в}} \right)} = \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{ни}}} \right)^{0,85},$$

где $\Delta t_{\text{к}}$ – температурный напор в калорифере, определяемый при температуре $t_{\text{н}}$:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{к}} &= 0,5(\tau_1 + \tau_{2\text{в}}) - 0,5(t_{\text{н}} + t_{\text{в}}^{\text{п}}) = 0,5(70 + \tau_{2\text{в}}) - 0,5(8 + 20,73) = \\ &= 0,5(70 + \tau_{2\text{в}}) - 14,37, \end{aligned}$$

где $\Delta t_{\text{к}}^{\text{I}}$ – температурный напор в калорифере, определяемый при температуре $t_{\text{ни}}$:

$$\Delta t_{\text{к}}^{\text{I}} = 0,5(\tau_1^{\text{I}} + \tau_2^{\text{I}}) - 0,5(t_{\text{ни}} + t_{\text{в}}^{\text{п}}) = 0,5(70 + 40,6) - 0,5(4,65 + 20,73) = 42,61,$$

где τ_1 , $\tau_{2\text{в}}$ – значения температур сетевой воды соответственно в подающем трубопроводе перед калориферами и в обратном трубопроводе после калориферов при заданной температуре наружного воздуха $t_{\text{н}}$; τ_1^{I} , $\tau_{2\text{в}}^{\text{I}}$ – то же, для точки излома при температуре наружного воздуха $t_{\text{ни}}$.

Тогда имеем следующее выражение:

$$\frac{0,5(70 + \tau_{2\text{в}}) - 14,37}{42,6} \left(\frac{70 - 40,6}{70 - \tau_{2\text{в}}} \right)^{0,15} = \left(\frac{20,73 - 8}{20,73 - 4,65} \right)^{0,85}.$$

Решив данное уравнение относительно $\tau_{2\text{в}}$, получим температуру теплоносителя после калорифера при $t_{\text{н}} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$: $\tau_{2\text{в}} = 31,49 \text{ } ^\circ\text{C}$.

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ВЕНТИЛЯЦИОННУЮ НАГРУЗКУ. МЕСТНОЕ КОЛИЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЕМ РАСХОДА СЕТЕВОЙ ВОДЫ ДО ТЕМПЕРАТУРЫ ТОЧКИ ИЗЛОМА

Задача 3.5. Определить температуру теплоносителя на вентиляционную нагрузку для местного количественного регулирования при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $t_{\text{в}}^{\text{п}}$; температура в подающей магистрали $\tau_1 = \tau_1^{\text{I}}$; температура точки излома $t_{\text{ни}}$; расчетная температура наружного воздуха на вентиляцию $t_{\text{н}}$; значение температуры сетевой воды в обратном трубопроводе после калориферов для точки излома при температуре наружного воздуха $\tau_{\text{в}}^{\text{I}}$. Исходные данные представлены в табл. 3.5.

3.5. Исходные данные к задаче 3.5

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\tau_B^I, ^\circ\text{C}$	40,6	42,6	43,6	41,6	40,6	42,6	43,6	41,6	40,6	42,6
$\tau_1, ^\circ\text{C}$	70	65	70	65	70	65	70	65	70	65
$t_{\text{нн}}, ^\circ\text{C}$	4,65	3,6	2,6	1,6	4,65	3,6	2,6	1,6	4,65	3,6
$t_{\text{вн}}, ^\circ\text{C}$	20,7	19,7	21,7	20,7	19,7	21,7	20,7	19,7	21,7	20,7

3.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ВЕНТИЛЯЦИОННУЮ НАГРУЗКУ. ЦЕНТРАЛЬНОЕ КАЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЕМ РАСХОДА СЕТЕВОЙ ВОДЫ

Определить температуру теплоносителя на вентиляционную нагрузку для центрального качественного регулирования при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $20,11\text{ }^\circ\text{C}$; температура в подающей магистрали $77,129\text{ }^\circ\text{C}$; температура наружного воздуха для вентиляции $t_{\text{нв}} = -16\text{ }^\circ\text{C}$; значение температуры сетевой воды соответственно в подающем трубопроводе перед калориферами $\tau_{1\text{в}}^{\text{п}} = 114,25\text{ }^\circ\text{C}$; значение температуры в обратном трубопроводе после калориферов $\tau_{2\text{в}}^{\text{п}} = 58,3\text{ }^\circ\text{C}$; температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = 0\text{ }^\circ\text{C}$.

Для решения этой задачи используют уравнение

$$\tau_{2\text{в}} = \tau_1 - (\tau_{1\text{в}}^{\text{п}} - \tau_{2\text{в}}^{\text{п}}) \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нв}}} \right),$$

где $\tau_1, \tau_{2\text{в}}$ – значения температур сетевой воды соответственно в подающем трубопроводе перед калориферами и в обратном трубопроводе после калориферов при заданной температуре наружного воздуха $t_{\text{н}}$; $\tau_{1\text{в}}^{\text{п}}, \tau_{2\text{в}}^{\text{п}}$ – то же, но при расчетной температуре наружного воздуха для вентиляции $t_{\text{нв}}$.

Тогда имеем следующее выражение:

$$\begin{aligned} \tau_{2\text{в}} &= \tau_1 - (\tau_{1\text{в}}^{\text{п}} - \tau_{2\text{в}}^{\text{п}}) \left(\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нв}}} \right) = \\ &= 77,129 - (114,25 - 58,3) \left(\frac{20,11 - 0}{20,11 - (-16)} \right) = 45,97. \end{aligned}$$

**ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.6.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ
НА ВЕНТИЛЯЦИОННУЮ НАГРУЗКУ.
ЦЕНТРАЛЬНОЕ КАЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ
ИЗМЕНЕНИЕМ РАСХОДА СЕТЕВОЙ ВОДЫ**

Задача 3.6. Определить температуру теплоносителя на вентиляционную нагрузку для центрального качественного регулирования при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $t_{вн}$; температура в подающей магистрали τ_1 ; температура наружного воздуха для вентиляции $t_{нв}$; значение температуры сетевой воды соответственно в подающем трубопроводе перед calorиферами $\tau_{1в}^p$; значение температуры в обратном трубопроводе после calorиферов $\tau_{2в}^p$; температура наружного воздуха t_n . Исходные данные представлены в табл. 3.6.

3.6. Исходные данные к задаче 3.6

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\tau_{1в}^p, ^\circ\text{C}$	114	110	100	114	110	100	114	110	100	114
$\tau_{2в}^p, ^\circ\text{C}$	58	57	56	58	57	56	58	57	56	58
$t_{нв}, ^\circ\text{C}$ (минус)	16	14	15	17	16	14	15	17	16	14
$t_{вн}, ^\circ\text{C}$	20	19	18	20	19	18	20	19	18	20
$t_n, ^\circ\text{C}$ (минус)	1	5	10	15	1	5	10	15	1	5

**3.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ
НА ВЕНТИЛЯЦИОННУЮ НАГРУЗКУ.
МЕСТНОЕ КОЛИЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ
ИЗМЕНЕНИЕМ РАСХОДА СЕТЕВОЙ ВОДЫ
ДО ТЕМПЕРАТУРЫ САМОЙ ХОЛОДНОЙ ПЯТИДНЕВКИ**

Определить температуру теплоносителя на вентиляционную нагрузку для местного количественного регулирования изменения расхода сетевой воды при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $20,73\text{ }^\circ\text{C}$; температура в подающей магистрали $105\text{ }^\circ\text{C}$; температура наружного воздуха на вен-

тиляцию $t_{\text{нв}}^{\text{п}} = -16 \text{ }^\circ\text{C}$; расчетная температура наружного воздуха на вентиляцию $t_{\text{н}} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$; $\tau_{1\text{в}}^{\text{п}} = 145,58 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{2\text{в}}^{\text{п}} = 58,3 \text{ }^\circ\text{C}$ – значения температуры для точки излома при температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}}$; температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для решения этой задачи используют следующие уравнения:

$$\frac{\Delta t_{\text{к}}}{\Delta t_{\text{к}}^{\text{п}}} \left(\frac{\tau_{1\text{в}}^{\text{п}} - \tau_{2\text{в}}^{\text{п}}}{\tau_1 - \tau_{2\text{в}}} \right)^{0,15} = 1,$$

где $\Delta t_{\text{к}}$ – температурный напор в калорифере, определяемый при температуре $t_{\text{н}}$:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{к}} &= 0,5(\tau_1 + \tau_{2\text{в}}) - 0,5(t_{\text{н}} + t_{\text{в}}^{\text{п}}) = 0,5(105 + \tau_{2\text{в}}) - 0,5(-30 + 20,73) = \\ &= 0,5(105 + \tau_{2\text{в}}) - 4,64, \end{aligned}$$

где $\Delta t_{\text{к}}^{\text{п}}$ – температурный напор в калорифере, определяемый при температуре $t_{\text{нв}}$:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{к}}^{\text{п}} &= 0,5(\tau_{1\text{в}}^{\text{п}} + \tau_{2\text{в}}^{\text{п}}) - 0,5(t_{\text{нв}}^{\text{п}} + t_{\text{в}}^{\text{п}}) = \\ &= 0,5(145,58 + 58,3) - 0,5(-16 + 20,73) = 99,56, \end{aligned}$$

где τ_1 , $\tau_{2\text{в}}$ – значения температур сетевой воды соответственно в подающем трубопроводе перед калориферами и в обратном трубопроводе после калориферов при заданной температуре наружного воздуха $t_{\text{н}}$; $\tau_{1\text{в}}^{\text{п}}$, $\tau_{2\text{в}}^{\text{п}}$ – то же, для точки излома при температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}}$.

Тогда имеем следующее выражение:

$$\frac{0,5(105 + \tau_{2\text{в}}) - 4,64}{99,5} \left(\frac{145,58 - 58,3}{105 - \tau_{2\text{в}}} \right)^{0,15} = 1.$$

Решив данное уравнение относительно $\tau_{2\text{в}}$, получим температуру теплоносителя после калорифера при $t_{\text{н}} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$: $\tau_{2\text{в}} = 64 \text{ }^\circ\text{C}$.

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ВЕНТИЛЯЦИОННУЮ НАГРУЗКУ. МЕСТНОЕ КОЛИЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЕМ РАСХОДА СЕТЕВОЙ ВОДЫ ДО ТЕМПЕРАТУРЫ САМОЙ ХОЛОДНОЙ ПЯТИДНЕВКИ

Задача 3.7. Определить температуру теплоносителя на вентиляционную нагрузку для местного количественного регулирования изменения расхода сетевой воды при следующих параметрах: средняя внутренняя расчетная температура воздуха в производственных помещениях $t_{\text{вн}}$;

температура в подающей магистрали τ_1 ; температура наружного воздуха на вентиляцию $t_{\text{нв}}^p$; расчетная температура наружного воздуха на вентиляцию $t_{\text{н}}$; $\tau_{1\text{в}}^p$, $\tau_{2\text{в}}^p$ – значения температуры для точки излома при температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}}$; температура наружного воздуха $t_{\text{н}}$. Исходные данные представлены в табл. 3.7.

3.7. Исходные данные к задаче 3.7

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\tau_{1\text{в}}^p, ^\circ\text{C}$	114	110	100	114	110	100	114	110	100	114
$\tau_{2\text{в}}^p, ^\circ\text{C}$	58	57	56	58	57	56	58	57	56	58
$t_{\text{нв}}, ^\circ\text{C}$ (минус)	16	14	15	17	16	14	15	17	16	14
$t_{\text{вн}}, ^\circ\text{C}$	20	19	18	20	19	18	20	19	18	20
$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$ (минус)	1	5	10	15	1	5	10	15	1	5

3.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ГВС

Определить температуру теплоносителя на ГВС для местного количественного регулирования.

Для диапазона II и III используют следующее уравнение:

$$\frac{\Delta t_{\text{II}} \left(\tau_{1\text{в}}^I - \tau_{2\text{г}}^I \right)^{0,5}}{\Delta t_{\text{II}}^I \left(\tau_1 - \tau_{2\text{г}} \right)} = 1,$$

где Δt_{II} – температурный напор в водоподогревателе, определяемый при температуре $t_{\text{н}}$ по формуле

$$\Delta t_{\text{II}} = \frac{(\tau_1 - t_{\text{г}}) - (\tau_{2\text{г}} - t_{\text{х}})}{\ln \frac{(\tau_1 - t_{\text{г}})}{(\tau_{2\text{г}} - t_{\text{х}})}},$$

где Δt_{II}^I – температурный напор в водоподогревателе, определяемый при температуре $t_{\text{нн}}$:

$$\Delta t_{\text{II}}^I = \frac{(\tau_1^I - t_{\text{г}}) - (\tau_{2\text{г}}^I - t_{\text{х}})}{\ln \frac{(\tau_1^I - t_{\text{г}})}{(\tau_{2\text{г}}^I - t_{\text{х}})}},$$

где τ_1 , $\tau_{2\text{г}}$ – значения температур сетевой воды соответственно в подающем трубопроводе перед водоподогревателями и в обратном трубопроводе

де после водоподогревателей при заданной температуре наружного воздуха t_n ; τ_{1r}^I , τ_{2r}^I – то же, для точки излома при температуре наружного воздуха $t_{ни}$; t_x , t_r – температуры холодной воды из системы холодного водоснабжения и после водоподогревателя, поступающей в систему ГВС. Согласно рекомендациям принимаются равными $t_x = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_r = 55 \text{ }^\circ\text{C}$.

Проведем расчет при $t_n = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Необходимые для расчета данные:

$$\tau_{2r}^I = 30 \text{ }^\circ\text{C}; t_x = 5 \text{ }^\circ\text{C}; t_r = 55 \text{ }^\circ\text{C}; \tau_1 = 77,129 \text{ }^\circ\text{C}; \tau_{1r}^I = 70 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Из формулы имеем

$$\Delta t_{п} = \frac{(\tau_1 - t_r) - (\tau_{2r} - t_x)}{\ln \frac{(\tau_1 - t_r)}{(\tau_{2r} - t_x)}} = \frac{(77,129 - 70) - (\tau_{2r} - 5)}{\ln \frac{(77,129 - 70)}{(\tau_{2r} - 5)}},$$

$$\Delta t_{п}^I = \frac{(70 - 55) - (30 - 5)}{\ln \frac{(70 - 55)}{(30 - 5)}} = 19,58.$$

Получим температуру теплоносителя после подогревания воды ГВС при $t_n = 0 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\frac{(77,129 - 70) - (\tau_{2r} - 5)}{19,58 \ln \frac{(77,129 - 70)}{(\tau_{2r} - 5)}} \left(\frac{70 - 30}{77,129 - \tau_{2r}} \right)^{0,5} = 1,$$

$$\frac{(7,129) - (\tau_{2r} - 5)}{19,58 \cdot \ln \frac{(7,129)}{(\tau_{2r} - 5)}} \left(\frac{40}{77,129 - \tau_{2r}} \right)^{0,5} = 1.$$

Решив данное уравнение относительно τ_{2r} , получим температуру в обратном трубопроводе после водоподогревателей при заданной температуре наружного воздуха $t_n = 0 \text{ }^\circ\text{C}$: $\tau_{2r} = 43 \text{ }^\circ\text{C}$.

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.8.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ГВС

Задача 3.8. Определить температуру теплоносителя на ГВС для местного количественного регулирования при следующих параметрах: t_n , τ_{2r}^I , t_x , t_r , τ_1 , τ_{1r}^I . Исходные данные представлены в табл. 3.8.

3.8. Исходные данные к задаче 3.8

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\tau_{1r}^I, ^\circ\text{C}$	70	65	70	65	70	65	70	65	70	65
$\tau_{2r}^I, ^\circ\text{C}$	30	28	30	28	30	28	30	28	30	28
$\tau_1, ^\circ\text{C}$	77	70	77	70	77	70	77	70	77	70
$t_{н}, ^\circ\text{C}$	0	-5	-10	0	-5	-10	0	-5	-10	0
$t_{х}, ^\circ\text{C}$	5	3	5	3	5	3	5	3	5	3
$t_r, ^\circ\text{C}$	55	60	65	70	55	60	65	70	55	60

3.9. ПРИМЕР РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ ДЛЯ ОТКРЫТОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Центральное качественное регулирование по отопительной нагрузке с независимым подключением системы отопления представлено на рис. 3.1.

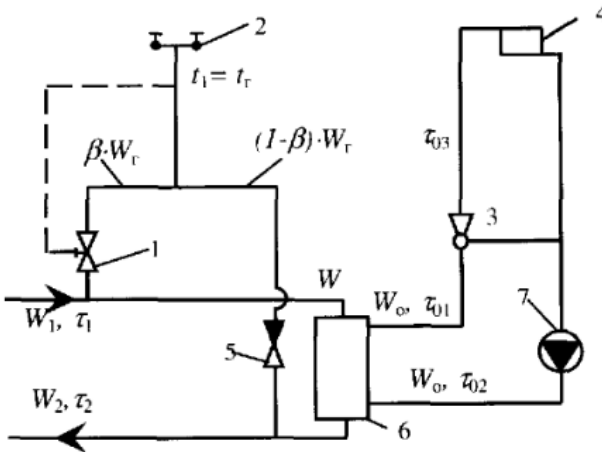


Рис. 3.1. Схема абонентского ввода с независимым присоединением системы отопления:

- 1 – регулятор температуры; 2 – водоразборный клапан; 3 – элеватор;
- 4 – отопительный прибор; 5 – обратный клапан;
- 6 – отопительный теплообменник; 7 – насос

Определяем относительный расход теплоты на отопление для каждой температуры:

$$\overline{Q_o} = \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{p.o}}.$$

Расчет по формуле производим для температуры $t_H = -30$ °С.

$$\overline{Q_o} = \frac{17 - (-30)}{17 - (-30)} = 1.$$

Относительный эквивалент расхода воды на отопление определяется по формуле

$$\overline{W_o} = \frac{1 - 0,5 \frac{\rho_6 \theta'}{t_r - t_x}}{1 + \frac{t_r - t_B}{t_r - t_x} \frac{\rho_6}{Q_o} - \frac{\Delta t'_o}{Q_o^{0,2}} \frac{\rho_6}{t_r - t_x}}.$$

Для определения относительного эквивалента расхода воды и температур расхода сетевой воды необходимо определить ряд величин, входящих в формулу.

Отношение балансовой нагрузки

$$\rho_6 = \chi \left(\frac{Q_{ГВС}^P}{Q_o^P} \right),$$

где χ – балансовый коэффициент принимаем равным 1,1.

$$\rho_6 = 1,1 \left(\frac{268,58}{9568,71} \right) = 0,033.$$

Расчетный перепад температур теплоносителя

$$\theta' = \tau_3 - \tau_{o2},$$

где τ_3 – температура после элеватора, равна 95 °С; τ_{o2} – температура воды в обратной линии, равна 70 °С.

$$\theta' = 95 - 70 = 25 \text{ °С.}$$

Температурный напор отопительного прибора при расчетном режиме

$$\Delta t'_o = \frac{\tau_3 + \tau_{o2}}{2} - t_B;$$

$$\Delta t'_o = \frac{95 + 70}{2} - 17 = 65,5 \text{ °С.}$$

Расчетный перепад температур в тепловой сети

$$\delta \tau'_o = \tau_{o1} - \tau_{o2},$$

где τ_{o1} – температура воды в подающей линии, равна 150 °С.

$$\delta \tau'_o = 150 - 70 = 80 \text{ °С.}$$

Температура сетевой воды перед отопительной установкой

$$\tau_{o1} = t_B + \Delta t'_o \overline{Q_o}^{-0,8} + (\delta\tau'_o - 0,5\theta') \overline{Q_o}^{-(1-m)},$$

где m – показатель степени, в нашем случае равен 0.

Температура сетевой воды после отопительной установки

$$\tau_{o2} = t_B + \Delta t'_o \overline{Q_o}^{-0,8} - 0,5\theta' \overline{Q_o}^{-(1-m)}.$$

Температура сетевой воды после элеватора

$$\tau_{o3} = t_B + \Delta t'_o \overline{Q_o}^{-0,8} + 0,5\theta' \overline{Q_o}^{-(1-m)}.$$

Температура сетевой воды в подающей магистрали тепловой сети

$$\tau_1 = t_B + \frac{\overline{Q_o}}{W_o} \left(\delta\tau'_o + \frac{\Delta t'_o}{\overline{Q_o}^{0,2}} W_o - \frac{\theta'}{2} \right).$$

Температура сетевой воды в обратной магистрали тепловой сети

$$\tau_2 = t_B + \frac{\overline{Q_o}}{W_o} \left(\frac{\Delta t'_o}{\overline{Q_o}^{0,2}} W_o - \frac{\theta'}{2} \right).$$

Расчет параметров температурного графика производим для температуры $t_H = -30$ °С.

Относительный эквивалент расхода воды на отопление определяют по формуле

$$\overline{W_o} = \frac{1 - 0,5 \cdot \frac{0,033 \cdot 25}{60 - 5}}{1 + \frac{60 - 17}{60 - 5} \cdot \frac{0,033}{1} - \frac{65,5}{1^{0,2}} \cdot \frac{0,033}{60 - 5}} = 1.$$

Параметры отопительного температурного графика определяются по формулам:

$$\tau_{o1} = 17 + 65,5 \cdot 1^{0,8} + (80 - 0,5 \cdot 25) \cdot 1^{(1-0)} = 150 \text{ °С},$$

$$\tau_{o2} = 17 + 65,5 \cdot 1^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot 1^{(1-0)} = 70 \text{ °С},$$

$$\tau_{o3} = 17 + 65,5 \cdot 1^{0,8} + 0,5 \cdot 25 \cdot 1^{(1-0)} = 95 \text{ °С}.$$

Параметры скорректированного температурного графика определяются по формулам:

$$\tau_1 = 17 + \frac{1}{1} \cdot \left(80 + \frac{65,5}{1^{0,2}} \cdot 1 - \frac{25}{2} \right) = 150 \text{ °С},$$

$$\tau_2 = 17 + \frac{1}{1} \cdot \left(\frac{65,5}{1^{0,2}} \cdot 1 - \frac{25}{2} \right) = 70 \text{ °С}.$$

**ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.9.
РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ
ДЛЯ ОТКРЫТОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Задача 3.9. Определить температуру теплоносителя в подающей и обратной магистралях тепловой сети при следующих исходных данных $t_b, t_n, t_{po}, \tau_3, \tau_{o2}, \tau_{o1}, Q_{гвс}^p, Q_o^p$. Исходные данные представлены в табл. 3.9.

3.9. Исходные данные к задаче 3.9

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\tau_3, ^\circ\text{C}$	70	95	80	75	70	70	95	80	75	70
$\tau_{o2}, ^\circ\text{C}$	65	75	70	65	75	70	65	75	70	65
$\tau_{o1}, ^\circ\text{C}$	120	110	105	120	110	105	120	110	105	120
$t_n, ^\circ\text{C}$	0	-5	-10	0	-5	-10	0	-5	-10	0
$t_b, ^\circ\text{C}$	15	19	15	19	15	19	15	19	15	19
$t_{po}, ^\circ\text{C}$	-25	-21	-19	-25	-21	-19	-25	-21	-19	-25
$Q_{гвс}^p, \text{кВт}$	150	200	220	250	280	150	200	220	250	280
$Q_o^p, \text{кВт}$	1000	1500	2000	1000	1500	2000	1000	1500	2000	1000

**3.10. ПРИМЕР РАСЧЕТА ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ
ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ
ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ГВС**

В тепловом пункте с 2-ступенчатым последовательным подключением подогревателей ГВС (рис. 3.2) тепловая нагрузка распределяется между ступенями подогревателя [2]. Для покрытия пикового горячего водоразбора подогреватели I и II ступеней должны быть рассчитаны по максимальной нагрузке ГВС. Для этого находят максимальные расходы греющей и нагреваемой воды в обеих ступенях. После этого определяются температурные напоры теплоносителей в ступенях подогревателя.

При последовательной 2-ступенчатой схеме определение температурных напоров затрудняется тем, что неизвестна температура сетевой воды после системы отопления в период максимального горячего водоразбора.

Дано: $Q_{гвс}^{\max} = 5341 \text{ кВт}; \tau'_1 = 152,91 \text{ } ^\circ\text{C}; \tau'_2 = 56,59 \text{ } ^\circ\text{C}; \tau''_n = -2 \text{ } ^\circ\text{C};$
 $\tau'''_1 = 77,86 \text{ } ^\circ\text{C}; \tau'''_2 = 33,04 \text{ } ^\circ\text{C}; \tau'''_3 = 50,22 \text{ } ^\circ\text{C}; t_x = 5 \text{ } ^\circ\text{C}; t_r = 60 \text{ } ^\circ\text{C};$
 $t_b = 18 \text{ } ^\circ\text{C}.$

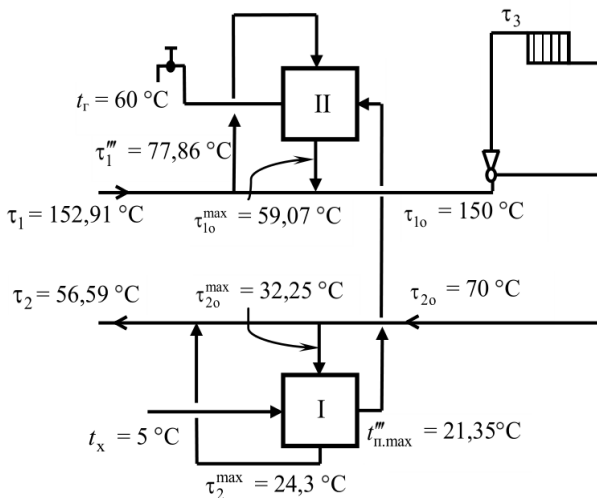


Рис. 3.2. Двухступенчатая последовательная схема присоединения подогревателей ГВС

1. Балансовый (расчетный) расход теплоты

$$Q_{\text{бГВ}} = 1,2 Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} = 1,2 \frac{Q_{\text{ГВС}}^{\text{max}}}{R_r} = 1,2 \frac{5341}{2} = 3204,6 \text{ кВт},$$

где R_r – коэффициент часовой неравномерности ($R_r = 2$).

2. Балансовая тепловая производительность подогревателя I ступени

$$Q_{\text{бI}} = Q_{\text{бГВ}} \frac{t_{\text{II}}''' - t_x}{t_r - t_x} = 3204,6 \frac{25,04 - 5}{60 - 5} = 1167,6 \text{ кВт},$$

где $t_{\text{II}}''' = \tau_2''' - (5 \dots 10) = 33,04 - 8 = 25,04 \text{ °C}$ – температура водопроводной воды на выходе из подогревателя I ступени; $5 \dots 10 \text{ °C}$ – величина недогрева водопроводной воды.

3. Балансовые расходы сетевой и водопроводной воды:

$$G_{\text{бМП}} = G'_o + G_{\text{бГВ}},$$

$$G_{\text{бМП}} = \frac{3600 Q'_o}{c(\tau_1' - \tau')} + \frac{3600 Q_{\text{бГВ}}(t_r - t_{\text{II}}''')}{c(\tau_1''' - \tau_2''')(t_r - t_x)},$$

$$G_{\text{бМП}} = \frac{3600 \cdot 13111}{4,2(152,9 - 56,7)} + \frac{3600 \cdot 3205(60 - 25)}{4,2(77,9 - 33)(60 - 5)} = 156000 \text{ кг/ч},$$

где $Q'_o = 13111 \text{ кВт}$ – тепловая нагрузка на отопление.

$$G_{\text{отр}} = \frac{3600 Q_{\text{отв}}}{c(t_{\text{г}} - t_{\text{х}})} = \frac{3600 \cdot 3205}{4,2(60-5)} = 50\,061 \text{ кг/ч.}$$

4. Максимальные расходы сетевой и водопроводной воды:

$$G_{\text{мп}}^{\text{max}} = 1,1 G_{\text{отв}} = 1,1 \cdot 156\,000 = 171\,600 \text{ кг/ч,}$$

$$G_{\text{тр}}^{\text{max}} = \frac{3600 G_{\text{отв}}^{\text{max}}}{c(t_{\text{г}} - t_{\text{х}})} = \frac{3600 \cdot 5341}{4,2(60-5)} = 83\,435 \text{ кг/ч.}$$

5. Температура сетевой воды после подогревателя I ступени при $Q_{\text{отв}}$:

$$\tau_{\text{от}}''' = \tau_2''' - \frac{3600 Q_{\text{от}}}{c G_{\text{отв}}} = 33 - \frac{3600 \cdot 1168}{4,2 \cdot 156\,000} = 26,6 \text{ }^\circ\text{C.}$$

6. Среднелогарифмическая разность температур в подогревателе I ступени при $Q_{\text{отв}}$:

$$\Delta \tau_{\text{от}} = \frac{(\tau_{\text{от}}''' - t_{\text{х}}) - (\tau_2''' - t_{\text{п}}''')}{2,31 \lg \frac{\tau_{\text{от}}''' - t_{\text{х}}}{\tau_2''' - t_{\text{п}}'''}} = \frac{(26,6-5) - (33-25)}{2,31 \lg \frac{26,6-5}{33-25}} = 13,7 \text{ }^\circ\text{C.}$$

7. Безразмерный параметр Φ_I для I ступени:

$$\Phi_I = \frac{3600 Q_{\text{от}}}{\Delta t_{\text{от}} c \sqrt{G_{\text{отв}} G_{\text{от}}}} = \frac{3600 \cdot 1168}{13,7 \cdot 4,2 \sqrt{156\,000 \cdot 50\,061}} = 0,83.$$

8. Безразмерная удельная тепловая производительность ε_I первой ступени при $Q_{\text{отв}}^{\text{max}}$:

$$\begin{aligned} \varepsilon_I &= \frac{1}{0,65 + 0,35 \frac{G_{\text{мен}}}{G_{\text{бол}}} + \frac{1}{\Phi_I} \sqrt{\frac{G_{\text{мен}}}{G_{\text{бол}}}}} = \\ &= \frac{1}{0,65 + 0,35 \frac{83\,435}{171\,600} + \frac{1}{0,83} \sqrt{\frac{83\,435}{171\,600}}} = 0,6, \end{aligned}$$

где $G_{\text{мен}}$ и $G_{\text{бол}}$ – выбираются из величин $G_{\text{мп}}^{\text{max}}$ и $G_{\text{тр}}^{\text{max}}$.

9. Коэффициент смешения элеватора

$$U = 1,15 \frac{\tau_1' - \tau_3'}{\tau_3 - \tau_2} = 1,15 \frac{153-95}{95-57} = 1,73.$$

$$U^* = \frac{1+U}{\varphi_6} - 1 = \frac{1+1,73}{1,33} - 1 = 1,05,$$

где $\varphi_6 = \frac{G_{\text{МТ}}}{G_o} = \frac{156\,000}{\frac{3600 \cdot 13\,111}{4,2(153-57)}} = 1,33$ – расчетный коэффициент смешения.

10. Безразмерная характеристика отопительной системы при t''_H и $G_{\text{ГВ}}^{\text{макс}}$

$$\varepsilon_o = \frac{1}{\frac{0,5+U^*}{1+U^*} + \frac{\varphi_M (\tau''_H - t_B)}{\tau''_1 - \tau''_2}} = \frac{1}{\frac{0,5+1,05}{1+1,05} + \frac{1,47(42-18)}{78-33}} = 0,65,$$

где $\tau''_H = 0,5(\tau''_3 + \tau''_4) = 0,5(50+33) = 42$ °С – средняя температура нагревательных приборов в точке излома температурного графика;

$$\varphi_M = \frac{G_{\text{МТ}}^{\text{макс}}}{G'_o} = \frac{171\,600}{\frac{3600 \cdot 13\,111}{4,2(153-57)}} = 1,47$$
 – отношение суммарного расхода воды к расчетному расходу воды на отопление при максимальном часовом расходе теплоты на ГВС.

к расчетному расходу воды на отопление при максимальном часовом расходе теплоты на ГВС.

11. Суммарный перепад температур сетевой воды в I и II ступенях при $G_{\text{ГВ}}^{\text{макс}}$

$$\delta\tau_{\text{ГВ}}^{\text{макс}} = \frac{3600G_{\text{ГВ}}^{\text{макс}}}{cG_{\text{МИ}}^{\text{макс}}} = \frac{3600 \cdot 5341}{4,2 \cdot 171\,600} = 26,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

12. Температура сетевой воды после отопительной системы при максимальном водоразборе

$$\begin{aligned} \tau_{2o}^{\text{макс}} &= \frac{\left(\tau_1''' - \delta\tau_{\text{ГВ}}^{\text{макс}} - \varepsilon_1 \frac{G_{\text{МЕН}}}{G_{\text{БОЛ}}} t_x \right) (1 - \varepsilon_o) + t_B \varepsilon_o}{1 - \varepsilon_1 (1 - \varepsilon_o) \frac{G_{\text{МЕН}}}{G_{\text{БОЛ}}}} = \\ &= \frac{\left(78 - 27 - 0,6 \frac{83\,435}{171\,600} \cdot 5 \right) (1 - 0,65) + 18 \cdot 0,65}{1 - 0,6 (1 - 0,65) \frac{83\,435}{171\,600}} = 32,3 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

13. Тепловая производительность I и II ступени при $G_{ГВ}^{max}$:

$$Q_I^{max} = Q_{ГВ}^{max} \frac{\tau_{20}^{max} - t_x}{t_r - t_x} = 5341 \frac{32,3 - 5}{60 - 5} = 1588 \text{ кВт};$$

$$Q_{II}^{max} = Q_{ГВ}^{max} - Q_I^{max} = 5341 - 1588 = 3753 \text{ кВт}.$$

14. Температура сетевой воды перед элеватором

$$\tau_{10}^{max} = \tau_1''' - \frac{3600 Q_{II}^{max}}{c G_{МП}^{max}} = 77,9 - \frac{3600 \cdot 3753}{4,2 \cdot 171\,600} = 59 \text{ }^\circ\text{C}.$$

15. Температура сетевой воды после I ступени подогревателя

$$\tau_2^{max} = \tau_{20}^{max} - \frac{3600 Q_I^{max}}{c G_{МП}^{max}} = 32,3 - \frac{3600 \cdot 1588}{4,2 \cdot 171\,600} = 24 \text{ }^\circ\text{C}.$$

16. Температура водопроводной воды после I ступени подогревателя при максимальном водоразборе

$$t_{пmax}''' = t_x + \frac{3600 Q_I^{max}}{c G_{ТР}^{max}} = 5 + \frac{3600 \cdot 1588}{4,2 \cdot 83\,435} = 21,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

17. Среднелогарифмическая разность температур теплоносителей в I ступени:

$$\Delta\tau_{cpl} = \frac{(\tau_2^{max} - t_x) - (\tau_{20}^{max} - t_{пmax}''')}{2,3 \lg \frac{\tau_2^{max} - t_x}{\tau_{20}^{max} - t_{пmax}'''}} = \frac{(24,3 - 5) - (32,3 - 21,4)}{2,3 \lg \frac{24,3 - 5}{32,3 - 21,4}} = 14,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

18. Задав скорость воды в трубках и межтрубном пространстве $\omega = 1$ м/с, определим предварительное значение площади трубок и межтрубного пространства:

$$f_{ТР} = \frac{G_{ТР}^{max}}{3600 \cdot \rho \cdot \omega} = \frac{83435}{3600 \cdot 1000 \cdot 1} = 0,023 \text{ м}^2;$$

$$f_{М.П} = \frac{G_{М.П}^{max}}{3600 \cdot \rho \cdot \omega} = \frac{171600}{3600 \cdot 1000 \cdot 1} = 0,045 \text{ м}^2.$$

По таблице технических данных подогревателей (табл. 3.10) подбираем водо-водяной подогреватель по ГОСТ 27590–2005 $d_H = 325$ мм; $f_{ТР} = 0,02325 \text{ м}^2$; $f_{М.П} = 0,04464 \text{ м}^2$; $F_c = 14,24 \text{ м}^2$; $d_{ЭКВ.М.П} = 0,0208 \text{ мм}.$

3.10. Технические характеристики водо-водяных подогревателей по ГОСТ 27590–2005

Внутренний диаметр корпуса D_n , мм	Поверхность нагрева		Площадь проходного сечения		Эквивалентный диаметр межтрубного пространства
	секции F_c , м ² , длиной		трубок	межтр. пространства	
	2 м	4 м	$f_{тр}$	$f_{м.п}$	
57	0,37	0,75	0,00062	0,00116	0,013
76	0,65	1,31	0,00108	0,00233	0,0164
89	1,11	2,24	0,00185	0,00287	0,0134
114	1,76	3,54	0,00293	0,005	0,0155
168	3,4	6,9	0,0057	0,0122	0,0207
219	5,89	12	0,00985	0,0208	0,0285
273	10	20,3	0,01679	0,03077	0,0196
325	14,24	28,49	0,02325	0,04464	0,0208
377	19,8	40,1	0,03325	0,05781	0,0318
426	25,8	52,5	0,04356	0,07191	0,0284
530	41	83,4	0,06927	0,11544	0,0410
635	52,1	98,8	0,08051	0,13235	0,0521

19. Действительные скорости воды:

$$\omega_{тр} = \frac{G_{тр}^{max}}{3600 f_{тр} \rho} = \frac{83\,435}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,023} = 0,997 \text{ м/с};$$

$$\omega_{м.п} = \frac{G_{м.п}^{max}}{3600 f_{м.п} \rho} = \frac{171\,600}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,044} = 1 \text{ м/с.}$$

20. Коэффициенты теплоотдачи:

– от греющей воды к стенкам трубок

$$\alpha_{м.п} = \left(1630 + 21 \tau_{ср} - 0,041 \tau_{ср}^2 \right) \frac{\omega_{м.п}^{0,8}}{d_{экр.м.п}^{0,2}} =$$

$$= \left(1630 + 21 \cdot 28,3 - 0,041 \cdot 28,3^2 \right) \frac{1^{0,8}}{0,0208^{0,2}} = 4763 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\tau_{ср} = 0,5(32,3 + 24,3) = 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$;

– от трубок к нагреваемой среде

$$\alpha_{\text{тр}} = \left(1630 + 21t_{\text{ср}} - 0,041 t_{\text{ср}}^2\right) \frac{\omega_{\text{тр}}^{0,8}}{d_{\text{вн.тр}}^{0,2}} =$$

$$= \left(1630 + 21 \cdot 13,2 - 0,041 \cdot 13,2^2\right) \frac{0,99^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4445 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $t_{\text{ср}} = 0,5(5 + 21,4) = 13,2 \text{ }^\circ\text{С}$.

21. Коэффициент теплопередачи в I ступени

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{\text{м.п}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{тр}}}} = \frac{0,85}{\frac{1}{4763} + \frac{0,001}{110} + \frac{1}{4445}} = 1914 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

22. Необходимая площадь нагрева подогревателя I ступени

$$F_{\text{I}} = \frac{Q_{\text{I}}^{\text{мак}}}{k \Delta t_{\text{срI}} \mu} = \frac{1588 \cdot 1000}{1914 \cdot 14,7 \cdot 0,8} = 70,4 \text{ м}^2.$$

23. Количество секций

$$n_{\text{I}} = \frac{F_{\text{I}}}{F_{\text{с}}} = \frac{70,4}{14,2} = 4,9 \approx 5 \text{ шт.}$$

Таким образом, монтажную сборку подогревателя I ступени необходимо производить из 5 секций.

Для подогревателя II ступени, составленной из секций того же типоразмера, число секций находится аналогичным образом:

$$\Delta t_{\text{срII}} = \frac{(59 - 21,4) - (77,9 - 60)}{2,31 \lg \frac{59 - 21,4}{77,9 - 60}} = 26,6 \text{ }^\circ\text{С};$$

$$\alpha_{\text{м.п}} = \left(1630 + 21 \cdot 68,5 - 0,041 \cdot 68,5^2\right) \frac{1^{0,8}}{0,0208^{0,2}} = 6238 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $t_{\text{ср}} = 0,5(59,1 + 77,9) = 68,5 \text{ }^\circ\text{С}$.

$$\alpha_{\text{тр}} = \left(1630 + 21 \cdot 40,7 - 0,041 \cdot 40,7^2\right) \frac{0,99^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 5658 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $t_{\text{ср}} = 0,5(60 + 21,4) = 40,7 \text{ }^\circ\text{С}$.

$$k = \frac{0,85}{\frac{1}{6238} + \frac{0,001}{110} + \frac{1}{5658}} = 2456 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$F_{\text{II}} = \frac{3754 \cdot 1000}{2456 \cdot 26,6 \cdot 0,8} = 71,9 \text{ м}^2;$$

$$n_{\text{II}} = \frac{71,9}{14,2} = 5,1 \approx 5 \text{ шт.}$$

Таким образом, монтажную сборку подогревателя II ступени необходимо производить из 5 секций.

ЗАДАЧА К ПОДРАЗДЕЛУ 3.10. РАСЧЕТ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ГВС

Задача 3.10. Для покрытия пикового горячего водоразбора подогревателя I и II ступеней рассчитать по максимальной нагрузке ГВС. Найти максимальные расходы греющей и нагреваемой воды в обеих ступенях. Определить температурные напоры теплоносителей в ступенях подогревателя при следующих исходных данных $t_{\text{в}}$, $t_{\text{н}}$, $t_{\text{ро}}$, τ_3 , $\tau_{\text{о2}}$, $\tau_{\text{о1}}$, $Q_{\text{ГВС}}^{\text{P}}$, $Q_{\text{о}}^{\text{P}}$. Исходные данные представлены в табл. 3.11.

3.11. Исходные данные к задаче 3.10

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\tau_1', \text{ }^\circ\text{C}$	152	145	135	152	145	135	152	145	135	152
$\tau_2', \text{ }^\circ\text{C}$	65	75	70	65	75	70	65	75	70	65
$\tau_{\text{н}}''', \text{ }^\circ\text{C}$	-2	-1	-3	-2	-1	-3	-2	-1	-3	-2
$\tau_1''', \text{ }^\circ\text{C}$	77	78	75	77	78	75	77	78	75	77
$\tau_2''', \text{ }^\circ\text{C}$	33	30	29	33	30	29	33	30	29	33
$\tau_3''', \text{ }^\circ\text{C}$	50	45	43	50	45	43	50	45	43	50
$Q_{\text{ГВС}}^{\text{max}}, \text{ кВт}$	1000	1500	2000	1000	1500	2000	1000	1500	2000	1000

4. ПОДБОР И РАСЧЕТ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ И ДРУГОГО ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

4.1. РАСЧЕТ ЧИСЛА НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Число нагревательных приборов z определяют, рассчитав предварительно суммарную поверхность теплообмена $F_{\text{п}}$, обеспечивающую теплопередачу заданного количества теплоты (обычно это $Q_{\text{ов}}$) [3]. После этого суммарную площадь делят на поверхность теплопередачи одного нагревательного прибора $f_{\text{п1}}$:

$$z = \frac{F_{\text{п}}}{f_{\text{п1}}}.$$

Здесь величину $F_{\text{п}}$ рассчитывают по формуле

$$F_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{ов}}}{k_{\text{пр}} (t_{\text{пр}} - t_{\text{в}}) \beta_4} \beta_1 \beta_2 \beta_3,$$

где $k_{\text{пр}}$ – коэффициент теплопередачи прибора, зависящий от его конструкции и режимов работы; $t_{\text{пр}}$ – средняя температура воды в приборе; $\beta_1 - \beta_4$ – поправочные множители, учитывающие особенности установки и режимов работы прибора. Величины $f_{\text{п1}}$ и $\beta_1 - \beta_4$ приводятся в справочниках.

Размеры отопительных и отопительно-варочных печей подбираются так, чтобы их теплоотдающая поверхность была бы не менее расчетной:

$$F_{\text{м.п}} = \frac{N_{\text{от}}}{q},$$

где q – удельные теплоступления с единицы поверхности печи (см. табл. 4.1 – 4.3).

4.1. Теплоотдача открытых боковых поверхностей теплоемких отопительных печей

Тип печи	Плотность теплового потока q , Вт/м ²	
	одна топка в сутки	две топки в сутки
1. Оштукатуренная или на металлическом каркасе массой до 1000 кг	407	582
2. Изразцовая и остальные массой более 1000 кг	465	640

4.2. Теплоотдача не теплоемких отопительных печей q , Вт/м²

Тип печи или поверхности	q , Вт/м ² при топке	
	углем	дровами
Металлические гладкие	3489	2558
Металлические с наружными ребрами	5117	3840
Металлические с наружными и внутренними ребрами	7675	5815
Футерованные металлические с изразцами, кирпичными или шамотными стенками	1163	930
Печные трубы	1163	930

4.3. Поправочные множители для расчета теплоемких печей

Поверхность печи	Размеры и конструкция отступок, камер или перекрытий	Множитель
Поверхность, обращенная в отступки, в воздушные камеры	Ширина 13 см и более; открытые с обеих сторон или снизу, или сверху	1,00
	Ширина от 7 до 13 см, открытые с обеих сторон	0,75
	Закрытые (вверху и внизу решетки)	0,50
Покрытия (своды)	При толщине 14 см и менее	0,75
	При толщине от 14 до 21 см	0,50

Задача 4.1. Полные тепловые потери помещения $Q_{\text{п}} = 8$ кВт. Рассчитать требуемую поверхность теплообмена и число нагревательных приборов типа радиатор М 140 для системы центрального водяного отопления, если температура горячего теплоносителя $t_{\text{г}} = 90,0$ °С, температура охлажденной воды $t_{\text{о}} = 70,0$ °С, схема системы – однотрубная с верхней разводкой. Теплопоступления от подводящих трубопроводов не учитывать. Условия установки и режимы работы приборов выбрать самостоятельно.

Задача 4.2. Полные тепловые потери помещения $Q_{\text{п}} = 17$ кВт. Рассчитать требуемую поверхность теплообмена и число нагревательных приборов типа радиатор М 140-АО для системы центрального водяного отопления, если температура горячего теплоносителя $t_{\text{г}} = 85,0$ °С, температура охлажденной воды $t_{\text{о}} = 65,0$ °С, схема системы – однотрубная с нижней разводкой. Теплопоступления от подводящих трубопроводов не учитывать. Условия установки и режимы работы приборов выбрать самостоятельно.

Задача 4.3. Полные тепловые потери помещения $Q_{\text{п}} = 33$ кВт. Рассчитать требуемую поверхность теплообмена и число нагревательных приборов типа радиатор РД-25 для системы центрального водяного отопления, если температура горячего теплоносителя $t_{\text{г}} = 80,0$ °С, температура охлажденной воды $t_{\text{о}} = 55,0$ °С, схема системы – двухтрубная с верхней разводкой. Теплопоступления от проводящих трубопроводов не учитывать. Условия установки и режимы работы приборов выбрать самостоятельно.

Задача 4.4. Полные тепловые потери помещения $Q_{\text{п}} = 21$ кВт. Рассчитать требуемую поверхность теплообмена и число нагревательных приборов типа конвектор «Комфорт» КН-20-1п для системы центрального водяного отопления, если температура горячего теплоносителя $t_{\text{г}} = 85,0$ °С, температура охлажденной воды $t_{\text{о}} = 60,0$ °С, схема системы – двухтрубная с нижней разводкой. Теплопоступления от подводящих трубопроводов не учитывать. Условия установки и режимы работы приборов выбрать самостоятельно.

Задача 4.5. Полные тепловые потери помещения $Q_{\text{п}} = 17$ кВт. Рассчитать требуемую поверхность теплообмена и число нагревательных приборов типа конвектор «Аккорд» КА-1,0 для системы центрального водяного отопления, если температура горячего теплоносителя $t_{\text{г}} = 90,0$ °С, температура охлажденной воды $t_{\text{о}} = 70,0$ °С, схема системы – однотрубная с горизонтальной разводкой. Теплопоступления от подводящих трубопроводов не учитывать. Условия установки и режимы работы приборов выбрать самостоятельно.

Задача 4.6. Полные тепловые потери помещения $Q_{\text{п}} = 37$ кВт. Рассчитать требуемую поверхность теплообмена и число нагревательных приборов типа радиатор стальной РГС-2-1-3 для системы центрального водяного отопления, если температура горячего теплоносителя $t_{\text{г}} = 80,0$ °С, температура охлажденной воды $t_{\text{о}} = 70,0$ °С, схема системы – однотрубная с нижней разводкой. Теплопоступления от подводящих трубопроводов не учитывать. Условия установки и режимы работы приборов выбрать самостоятельно.

Задача 4.7. Определить размеры и вес теплоемкой отопительной печи для помещения, тепловая мощность системы отопления которого должна быть $N_{\text{от}} = 8$ кВт. Конструкцию печи выбрать самостоятельно, рассчитать объем топливника, площадь колосниковой решетки и размеры поддувала.

Задача 4.8. Определить размеры стальной нетеплоемкой отопительной печи для обогрева помещения, тепловая мощность системы отопления которого должна быть $N_{\text{от}} = 4,5$ кВт.

4.2. ПОДБОР И РАСЧЕТ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ, ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ, КАЛОРИФЕРОВ И ВОЗДУШНЫХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Стандартное теплотехническое оборудование подбирается с учетом ряда его технико-экономических характеристик, определяющих эффективность и надежность работы [4]. Для теплогенерирующих устройств важнейшей из них является тепловая производительность агрегата $N_{Т1}$. Число агрегатов z рассчитывают делением количества теплоты, необходимого для теплоснабжения заданных объектов на $N_{Т1}$:

$$z = \frac{Q_{Тс}}{N_{Т1}}.$$

Величину $N_{Т1}$ подбирают из справочников так, чтобы значение z получалось равным 2 – 4 (из соображений надежности и удобства эксплуатации при частичных режимах загрузки котельной в осенний и весенне-летний периоды).

Основной характеристикой теплообменного оборудования является величина поверхности теплопередачи $F_{ТП1}$. Рассчитав сначала требуемую поверхность теплообмена $F_{ТП}$ (при этом используются справочные данные о проходных сечениях для обоих теплоносителей), по величине $F_{ТП1}$ находят число теплообменников

$$z = \frac{F_{ТП}}{F_{ТП1}}.$$

При этом методом последовательных приближений можно подобрать такой стандартный теплообменник, чтобы он один обеспечивал передачу требуемого количества теплоты.

Задача 4.9. Подобрать скоростной водоподогреватель для системы водяного отопления, если известно, что ее тепловая мощность $N_{от} = 94$ кВт. Температура воды, поступающей от ТЭЦ, $t_n = 120$ °С, а температура воды, возвращаемой на ТЭЦ, $t_b = 95$ °С. Температуру воды, циркулирующей в системе, принять $t_r = 92$ °С и $t_o = 75$ °С соответственно.

Задача 4.10. Подобрать водоструйный элеватор (рассчитав диаметр сопла) для системы отопления общей тепловой мощностью $N_{от} = 35$ кВт. Давление воды, поступающей от ТЭЦ, $p_n = 0,4$ МПа, ее температура $t_n = 95$ °С. Давление воды в системе отопления $p_r = 0,15$ МПа, а ее температуры $t_r = 85$ °С и $t_o = 75$ °С соответственно.

Задача 4.11. Подобрать объемный водоподогреватель для системы центрального водяного отопления здания с общей мощностью $N_{от} = 35$ кВт. Температуры греющей воды $t_{п} = 125$ и $t_{в} = 90$ °С, а температуры воды в системе $t_{г} = 85$ °С и $t_{о} = 70$ °С соответственно.

Задача 4.12. Используя удельные тепловые характеристики, рассчитать количество теплоты, необходимое для теплоснабжения агрогородка из 30 трехэтажных тридцатиквартирных жилых домов (размеры дома $70 \times 12 \times 9$ м), магазина ($12 \times 8 \times 6$ м), школы, совмещенной с детским садом ($42 \times 12 \times 3$ м), клуба ($18 \times 8 \times 4$ м), конторы ($10 \times 8 \times 6$) и бани с прачечной ($24 \times 6 \times 3$ м). Подобрать водогрейные котлы для центральной котельной агрогородка, размеры труб и теплоизоляцию для начального участка теплотрассы. Агрогородок строится при сахарном заводе в Тамбовской области.

5. РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ С УЧЕТОМ СПОСОБА ИХ ПРОКЛАДКИ

Определение толщины изоляции по нормированным теплопотерям при наземной прокладке трубопроводов проводят в следующей последовательности:

1. Определяют температуру теплоносителей в подающем и обратном трубопроводах (τ_1 и τ_2) при температуре наружного воздуха, соответствующей средней температуре отопительного сезона $t_{ср.о}$.

2. Согласно работе [4] определяют нормированные теплопотери для прямого и обратного трубопроводов.

3. Полное термическое сопротивление для подающего и обратного трубопроводов соответственно, ($м^2 \cdot ^\circ C$)/Вт:

$$R_1 = \frac{\tau_{o1} - t_{ср.о}}{q_1}, \quad R_2 = \frac{\tau_{o2} - t_{ср.о}}{q_2}.$$

4. Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающему воздуху, Вт/($м^2 \cdot ^\circ C$), определяется по формуле

$$\alpha_{в} = 11,6 + 7 \sqrt{w},$$

где w – скорость ветра, м/с.

5. Задавшись толщиной изоляции $\delta_{из}$ (предварительно принимается согласно работе [4], не более указанного значения) и определив наружный диаметр изоляции как $d = D + 2\delta_{из}$, определяем термическое сопротивление от поверхности изоляции к воздуху, ($м^2 \cdot ^\circ C$)/Вт, по формуле (для подающего и обратного трубопроводов)

$$R_{н} = \frac{1}{\pi d \alpha}.$$

6. Толщина тепловой изоляции, м, определяется по формуле

$$\delta_{из i} = \frac{\exp(2 \pi \lambda_{из} R_{из i}) - 1}{2} D,$$

где $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/($м \cdot ^\circ C$) (принимается согласно работе [4] в зависимости от расчетной средней температуры основного слоя изоляции $t_{ср i}$ (для подающей и обратной магистралей соответственно), определяемой по формуле

$$t_{ср i}^p = \frac{\tau_{iо} + t_{ср.о}}{2},$$

где $i = 1, 2$ для подающего и обратного трубопроводов соответственно; $R_{из}$ – термическое сопротивление слоя изоляции, ($м^2 \cdot ^\circ C$)/Вт, определяется по формуле

$$R_{из i} = R_i - R_{н}.$$

Толщина тепловой изоляции определяется методом последовательных приближений. Расчет ведется до тех пор, пока средняя температура основного слоя изоляции не станет равна расчетной.

Рассмотрим следующий пример.

Прокладка трубопровода на участках – надземная. $t_{cp.o} = -8,8 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Температуры воды в подающем τ_1 и обратном τ_2 трубопроводах соответственно равны 130 и 70 $^\circ\text{C}$.

Проведем расчет изоляции для участка 1. Диаметр трубопровода $D = 0,325 \text{ м}$; $d_y = 0,309 \text{ м}$.

По приложению 8 работы [4] выбираем q_1 и q_2 : $q_1 = 79 \text{ Вт/м}$, $q_2 = 50 \text{ Вт/м}$.

Определяем термические сопротивления для трубопроводов при $t_{cp.o}$ по формулам:

$$R_1 = \frac{130 - (-8,8)}{79} = 1,76 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт},$$

$$R_2 = \frac{70 - (-8,8)}{50} = 1,58 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт}.$$

Определим коэффициент теплоотдачи от изоляции к воздуху [2] по формуле

$$\alpha_n = 11,6 + 7 \sqrt{4,1} = 25,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Зададимся толщиной изоляции для подающего и обратного трубопроводов $\delta_{из} = 100 \text{ мм}$. Тогда диаметр изоляции:

$$d = 325 + 2 \cdot 100 = 525 \text{ мм}.$$

Определяем R_n по формуле

$$R_n = \frac{1}{3,14 \cdot 0,525 \cdot 25,8} = 0,024 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт}.$$

Определяем термическое сопротивление изоляции $R_{из}$ (для подающего и обратного трубопроводов соответственно) по формуле

$$R_{из1} = 1,76 - 0,024 = 1,736 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт},$$

$$R_{из2} = 1,58 - 0,024 = 1,556 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт}.$$

Согласно работе [4] выбираем материал изоляции трубопровода: маты теплоизоляционные марки 120 из минеральной ваты на синтетическом связующем.

Расчетная средняя температура поверхности изоляции подающего трубопровода

$$t_{cp1}^p = \frac{130 - 8,8}{2} = 60,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплопроводность изоляции

$$\lambda_k = 0,044 + 0,00021 t_{cp} = 0,044 + 0,00021 \cdot 60,6 = 0,057 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}.$$

Толщина изоляции

$$\delta_{\text{из1}} = \frac{\exp(2 \cdot 3,14 \cdot 0,057 \cdot 2,3) - 1}{2} \cdot 0,325 = 0,133 \text{ м.}$$

Выбираем согласно работе [5] изоляцию толщиной 140 мм.

Средняя температура поверхности изоляции обратного трубопровода

$$t_{\text{ср2}}^{\text{п}} = \frac{70 - 8,8}{2} = 30,6 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Теплопроводность изоляции

$$\lambda_k = 0,044 + 0,00021 t_{\text{ср}} = 0,044 + 0,00021 \cdot 33,5 = 0,051 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}.$$

Толщина изоляции

$$\delta_{\text{из2}} = \frac{\exp(2 \cdot 3,14 \cdot 0,049 \cdot 1,79) - 1}{2} \cdot 0,325 = 0,098 \text{ м.}$$

Выбираем согласно работе [5] изоляцию толщиной 1000 мм.

Определяем температуру поверхности слоя изоляции:

$$t_{\text{п1}} = \frac{\frac{\tau_{\text{io}}}{R_{\text{из i}}} + \frac{t_{\text{ср.о}}}{R_{\text{н}}}}{\frac{1}{R_{\text{из i}}} + \frac{1}{R_{\text{н}}}} = \frac{\frac{130}{1,736} - \frac{8,8}{0,024}}{\frac{1}{1,736} + \frac{1}{0,024}} = -6,91 \text{ }^{\circ}\text{C,}$$

$$t_{\text{ср1}} = \frac{130 + (-6,91)}{2} = 61,55 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Полученное значение средней температуры основного слоя изоляции достаточно близко к расчетному, поэтому дальнейшие уточнения не производим. К установке принимаем изоляцию толщиной $\delta_{\text{из}} = 140$ мм в соответствии с работой [5].

Обратный трубопровод:

$$t_{\text{п2}} = \frac{\frac{70}{1,556} - \frac{8,8}{0,024}}{\frac{1}{1,556} + \frac{1}{0,024}} = -7,6 \text{ }^{\circ}\text{C,}$$

$$t_{\text{ср2}} = \frac{70 + (-7,6)}{2} = 31,2 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Полученное значение средней температуры основного слоя изоляции достаточно близко к расчетному, поэтому дальнейшие уточнения не производим. К установке принимаем изоляцию толщиной $\delta_{\text{из}} = 100$ мм в соответствии с работой [5].

**ЗАДАЧА К РАЗДЕЛУ 5.
РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ**

Задача 5.1. Определение толщины изоляции по нормированным теплотерям при надземной прокладке трубопроводов при следующих исходных данных $t_{\text{ср.о}}$, τ_1 , τ_2 , D , d_y . Исходные данные представлены в табл. 5.1.

5.1. Исходные данные к задаче 5.1

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{\text{ср.о}}, ^\circ\text{C}$	-8	-5	-4	-3	-2	-1	-8	-5	-4	-3
$\tau_1, ^\circ\text{C}$	130	120	110	105	95	130	120	110	105	95
$\tau_2, ^\circ\text{C}$	70	65	70	65	65	70	65	70	65	65
$D, \text{м}$	325	273	219	159	108	89	57	38	76	194
$d_y, \text{м}$	309	259	203	150	100	82	50	33	69	184

6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Расчет выполняем в два этапа: предварительный и окончательный.

В предварительном расчете определяем:

1. Ориентировочное значение $\alpha_{\text{ср}}$:

$$\alpha_{\text{ср}} = z\sqrt{G},$$

где z – коэффициент, для водяных сетей $z = 0,01$ [6]; G – расход теплоносителя в начальном участке разветвленного теплопровода, т/ч.

2. Для главной магистрали задаемся располагаемым перепадом давлений ΔP_c в диапазоне 30...50 кПа согласно рекомендациям [5], при этом удельные линейные потери $R_{\text{л.ср}}$ на главной магистрали не должны превышать 80 Па/м.

Рассчитываем средние удельные потери давления $R_{\text{л.ср}}$, Па, по располагаемому перепаду давлений:

$$R_{\text{л.ср}} = \frac{\Delta P_c}{(1 + \alpha_{\text{ср}}) \sum l},$$

где ΔP_c – располагаемый перепад давлений; $\sum l$ – сумма длин участков.

Удельные потери давления для ответвлений не должны превышать 300 Па/м [6]. Если $R_{\text{л.ср}} > 300$ Па/м, то уменьшаем $R_{\text{л.ср}}$ до величины, меньшей 300 Па/м.

3. По известным расходам теплоносителя на участках G_1, \dots, G_n и известному $R_{\text{л.ср}}$ с помощью таблиц или номограмм определяем диаметр труб с округлением до стандартных размеров.

В окончательном расчете уточняем гидравлические сопротивления на всех участках сети при выбранных диаметрах труб следующим образом:

1) при округлении диаметров труб до стандартных размеров по тем же таблицам или номограммам определяем фактические значения удельных потерь давления по длине R_1, \dots, R_n и, если необходимо, скорости теплоносителя w_1, \dots, w_n ;

2) определяем эквивалентные длины местных сопротивлений на расчетных участках $l_{\text{э}1}, \dots, l_{\text{э}n}$ согласно работе [6];

3) вычисляем полные потери давления на участках сети, Па:

$$R_1(l_1 + l_{\text{э}1}), R_2(l_2 + l_{\text{э}2}), \dots, R_n(l_n + l_{\text{э}n});$$

4) определяем суммарные гидравлические сопротивления для всех участков расчетной магистрали, Па, которые сравниваем с располагаемым в ней перепадом давления:

$$\sum_1^n R_n(l + l_{\text{э}}) \leq \Delta P_c.$$

Расчет считается удовлетворительным, если гидравлические сопротивления не превышают располагаемый перепад давлений и отличаются от него не более чем на 10%. В этом случае расчетный расход теплоносителя будет обеспечен с ошибкой не более +3,5%. Если не удается добиться заданной величины гидравлической невязки изменением диаметров трубопроводов, то на ответвлениях устанавливаются дроссельные шайбы. Диаметр шайбы $d_{ш}$, мм:

$$d_{ш} = 11,3 \sqrt[4]{\frac{G^2}{H}},$$

где G – расход теплоносителя, т/ч; H – избыточный напор на вводе, м. вод. ст.

Минимальный диаметр труб независимо от величины расхода теплоносителя принимается:

- для распределительных тепловых сетей – 40 мм;
- для ответвлений к отдельным зданиям – 25 мм.

Конечные результаты гидравлического расчета следует перевести в метры вод. ст. по формуле

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho g},$$

где ρ – плотность воды, равная 1000 кг/м³; g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с².

Проведем показательный расчет.

Предварительный расчет:

1. Задаемся средним удельным падением давления на главной магистрали при располагаемом перепаде давлений $\Delta P_c = 30\,000$ Па согласно рекомендациям [5]:

$$R_{л.ср} = 72,8 \text{ Па/м.}$$

2. По номограмме [6] и расходам находим диаметры труб с округлением до стандартных. Например, для участка 1 при расходе $G_1 = 371,45$ т/ч диаметр трубопровода равен 320 мм, округляя до стандартного, получаем 325 мм.

Окончательный расчет:

1. По диаметру трубопровода, равному 325 мм, и расходу $G_1 = 371,45$ т/ч согласно номограмме [6] определяем фактическое значение удельных потерь давления $R_{л1}$:

$$R_{л1} = 73 \text{ Па/м.}$$

2. Рассчитываем эквивалентную длину участка 1 с учетом сопротивлений на компенсаторы, повороты и тройники. Принимаем эквивалентную шероховатость $K_3 = 0,5$ мм [6]. Число компенсаторов на участке, шт.:

$$n = \frac{l}{70},$$

где l – длина прямолинейного участка, м.

В результате расчета выясняем, что на участке 1 компенсаторов нет.

Эквивалентные длины участков трубопровода, м, определяем по формуле

$$l_3 = l_{\text{ЭК}} n_{\text{К}} + l_{\text{ЭО}} n_{\text{О}} + l_{\text{ЭТП}} n_{\text{ТП}} + l_{\text{ЭТО}} n_{\text{ТО}} + l_3 n_3,$$

где $n_{\text{К}}$ – количество компенсаторов на участке, шт.; $n_{\text{О}}$ – количество отводов на участке, шт.; $n_{\text{ТП}}$ – количество проходов тройников на участке, шт.; $n_{\text{ТО}}$ – количество ответвлений тройников на участке, шт.; n_3 – количество задвижек на участке, шт.; $l_{\text{ЭК}}$, $l_{\text{ЭО}}$, $l_{\text{ЭТП}}$, $l_{\text{ЭТО}}$, l_3 – эквивалентные длины местных сопротивлений: сифонных компенсаторов, отводов, проходов, ответвлений тройников соответственно (приведены в работе [6]).

На участке 1 установлен один тройник при делении потоков проход и одна задвижка. Значит:

$$l_{31} = 13,9 \cdot 1 + 4,27 \cdot 1 = 18,18 \text{ м.}$$

3. Вычисляем полные потери давления и напора на участке сети:

$$\Delta P_1 = 73(18,18 + 70) = 6440 \text{ Па,}$$

$$\Delta H_1 = \frac{\Delta P_1}{\rho g} = \frac{6440}{1000 \cdot 9,81} = 0,66 \text{ м.}$$

4. Сравниваем суммарные гидравлические сопротивления для всех участков расчетной магистрали с располагаемым в ней перепадом давления:

$$6,44 + 3,54 + 1,76 + 6,16 + 2,58 + 11,46 + 6,18 + 3,61 + 6,87 = 49,6 \leq 50,$$

условие выполняется, при этом невязка составляет

$$\frac{50 - 49,6}{50} \cdot 100\% = 0,8\% ,$$

что меньше 10%, следовательно, расчет считаем удовлетворительным.

Пример расчета простого ответвления.

1. Потери располагаемого давления

$$\Delta P_{\text{с}} = \Delta P_{14} = 12930 \text{ Па.}$$

2. Значение $\alpha_{\text{ср}}$:

$$\alpha_{\text{ср}} = 0,01\sqrt{0,22} = 0,005.$$

3. Среднее удельное падение давления

$$R_{\text{л.ср}} = \frac{12930}{(1 + 0,005) \cdot 16,63} = 400 \text{ Па/м.}$$

4. По $R_{\text{л.ср}} = 400 \text{ Па/м}$ и расходу $G_9 = 0,22 \text{ т/ч}$ с помощью номограммы определяем, что диаметр трубопровода на участке 25 равен $32 \times 2,5$.

5. Затем по диаметру и расходу определяем фактические линейные потери напора:

$$R_{25} = 280 \text{ Па/м.}$$

6. Определяем эквивалентную длину местных сопротивлений. На участке установлены: отвод, тройник при делении потоков ответвление, задвижка. Следовательно:

$$l_{э25} = 0,65 + 0,65 + 1,96 = 3,26 \text{ м.}$$

7. Потери давления и напора:

$$\Delta P_{25} = 280(16,63 + 3,26) = 5570 \text{ Па,}$$

$$\Delta H_{25} = \frac{5570}{1000 \cdot 9,81} = 0,57 \text{ м.}$$

Невязка составит

$$\frac{\Delta P_c - \Delta P_9}{\Delta P_c} \cdot 100\% = \frac{12930 - 5570}{12930} \cdot 100\% = 57\%,$$

что больше 10%. Поэтому на участке необходимо установить дроссельную шайбу, чтобы компенсировать избыточный напор:

$$\Delta H_{изб25} = \frac{12930 - 5570}{1000 \cdot 9,81} = 0,75 \text{ м,}$$

$$d_{ш} = 1,3 \sqrt[4]{\frac{0,22^2}{0,75}} = 5,69 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный диаметр 15 мм.

ЗАДАЧА К РАЗДЕЛУ 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Задача 6.1. Определение диаметр участка тепловой сети при следующих исходных данных G_1 . На участке установлены: отвод, тройник при делении потоков ответвление, задвижка. Исходные данные представлены в табл. 6.

6.1. Исходные данные к задаче 6.1

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G_1 , т/ч	371	346	319	314	302	170	121	58	54	25

7. РАСЧЕТ ОПОР ТРУБОПРОВОДОВ

Опоры в тепловых сетях предназначены для восприятия усилий, возникающих в теплопроводах, и передачи их на несущие конструкции или грунт. В зависимости от назначения их подразделяют на подвижные и неподвижные.

Неподвижные опоры фиксируют положение трубопровода в отдельных точках, разделяя его на независимые по температурным деформациям участки, и воспринимают усилия, возникающие на этих участках, что устраняет возможность последовательного нарастания усилий и передачу их на оборудование и арматуру.

Подвижные опоры предназначены для восприятия весовых нагрузок теплопровода и обеспечения свободного его перемещения при температурных деформациях. Устанавливают их при всех видах прокладки, кроме бесканальной, когда теплопроводы укладывают на утрамбованный слой песка, что обеспечивает более равномерную передачу весовых нагрузок на грунт.

Расчет проводится согласно методике, описанной в работе [7], как для многопролетной неразрезной балки с жестко закрепленными концами.

При равных пролетах и упругом изгибе максимальный изгибающий момент, возникающий на опоре, Н·м:

$$M = \frac{ql^2}{12} = \sigma_{из} W ,$$

откуда максимальный пролет между подвижными опорами, м:

$$l = \sqrt{12\sigma_{из} \frac{W}{q}} ,$$

где $\sigma_{из}$ – напряжение изгиба трубы, принимается равным 35 МПа; W – момент сопротивления трубы; q – удельная нагрузка, Н/м, определяемая в общем случае по формуле

$$q = \sqrt{q_v^2 + q_r^2} ,$$

где q_v – удельная вертикальная нагрузка от массы трубы, теплоносителя, теплоизоляции и снега, Н/м; q_r – удельная горизонтальная нагрузка от ветрового давления, Н/м.

Вертикальная удельная нагрузка 1 м подающей трубы, Н/м:

$$q_v = \left(\frac{\pi(d_n^2 - d_{вн}^2)}{4} \rho_{тр} + \frac{\pi^2 d_{вн}}{4} \rho_{вод} + \frac{\pi(d_{из}^2 - d_n^2)}{4} \rho_{из} \right) g ,$$

где d_n , $d_{вн}$ – соответственно наружный и внутренний диаметр трубы, м; $d_{из}$ – наружный диаметр изоляции, м; $\rho_{тр}$, $\rho_{вод}$, $\rho_{из}$ – плотность материала трубы, воды и изоляции соответственно, кг/м³.

Горизонтальная удельная нагрузка, Н/м:

$$q_{\Gamma} = K \rho w_{\text{в}}^2 d_{\text{из}},$$

где K – аэродинамический коэффициент, равный 1,5 [10]; ρ – плотность воздуха, равная $1,2 \text{ кг/м}^3$; $w_{\text{в}}$ – скорость ветра, равная $4,7 \text{ м/с}$.

Момент сопротивления трубы, м^3 , определяется по формуле

$$W = 0,1 \frac{d_{\text{н}}^4 - d_{\text{вн}}^4}{d_{\text{н}}}.$$

Величина прогиба трубопровода в середине пролета определяется по формуле

$$y = \frac{q l^4}{384 E I},$$

где E – модуль упругости материала труб, для стали $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; I – центральный момент инерции трубы, м^4 , определяемый по формуле

$$I = 0,05 (d_{\text{н}}^4 - d_{\text{вн}}^4).$$

Определим допустимый пролет между подвижными опорами трубопровода. Трубопровод заполнен водой и покрыт изоляцией. В качестве примера проведем расчет для участка 1.

Вертикальная удельная нагрузка

$$q_{\text{в}} = \left(\frac{\pi(0,325^2 - 0,309^2)}{4} \cdot 7800 + \frac{\pi \cdot 0,309^2}{4} \cdot 1000 + \frac{\pi(0,605^2 - 0,325^2)}{4} \cdot 120 \right) \cdot 9,8 = 849,96 \text{ Н/м}.$$

Горизонтальная удельная нагрузка

$$q_{\Gamma} = 1,5 \cdot 1,2 \cdot (4,7^2) \cdot 0,605 = 18,3 \text{ Н/м}.$$

Удельная нагрузка

$$q = \sqrt{849,96^2 + 18,3^2} = 850,16 \text{ Н/м}.$$

Момент сопротивления трубы

$$W = 0,1 \frac{0,325^4 - 0,309^4}{0,325} = 627,7 \text{ см}^3.$$

Пролет между подвижными опорами

$$l = \sqrt{12 \cdot 35 \cdot 10^6 \frac{627,7 \cdot 10^{-6}}{850,16}} = 17,61 \text{ м}.$$

Центральный момент инерции трубы

$$I = 0,05 (0,325^4 - 0,309^4) = 10\ 200\ \text{см}^4.$$

Прогиб трубопровода в середине пролета

$$y = \frac{850,16 \cdot 17,61^4}{384 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 10200 \cdot 10^{-8}} = 0,001\ \text{м} = 1\ \text{мм}.$$

ЗАДАЧА К РАЗДЕЛУ 7. РАСЧЕТ ОПОР ТРУБОПРОВОДОВ

Задача 7.1. Определить допустимый пролет между подвижными опорами трубопровода. Трубопровод заполнен водой и покрыт изоляцией. Исходные данные представлены в табл. 7.1.

7.1. Исходные данные к задаче 7.1

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d \times \delta$, мм	325×8	273×7	219×6	159×4,5	108×4	89×3,5	57×3,5	38×2,5	76×3,5	32×2,5
$d_в$, мм	309	259	203	150	100	82	50	33	69	27

8. РАСЧЕТ КОМПЕНСАТОРОВ

В тепловых сетях в настоящее время наиболее широко применяются сальниковые, П-образные, а в последнее время и сифонные компенсаторы. Кроме специальных компенсаторов, используют для компенсации и естественные углы поворотов теплотрассы – самокомпенсацию. Компенсаторы должны иметь достаточную компенсирующую способность ΔL_k для восприятия температурного удлинения участка трубопровода между неподвижными опорами, при этом максимальные напряжения в радиальных компенсаторах не должны превышать допустимых (обычно 110 МПа). Необходимо также определить реакцию компенсатора, используемую при расчетах нагрузок на неподвижные опоры [4].

Осевая реакция сифонных компенсаторов, H , определяется по формуле

$$R_{с.к} = R_{ж} + R_p,$$

где $R_{ж}$ – осевая реакция, возникающая вследствие жесткости осевого хода, H , определяемая по формуле

$$R_{ж} = C_{\lambda} \lambda,$$

здесь C_{λ} – жесткость волны, Н/мм, принимаемая согласно работе [4]; λ – амплитуда осевого хода, мм, принимаемая согласно работе [4]; R_p – осевая реакция от внутреннего давления, H , определяемая по формуле

$$R_p = \varphi \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d_T^2) P_{изб},$$

где φ – коэффициент, зависящий от геометрических размеров и толщины стенки волны, равный 0,5; D_c и d_T – соответственно диаметры волн сиффона и трубы, м; $P_{изб}$ – избыточное давление теплоносителя, Па.

Максимальная длина участка L_m , м, на котором устанавливается один сифонный компенсатор, определяется по формуле

$$L_m = \frac{0,9 \cdot 2\lambda}{\alpha(\tau_1 - t_{н.о})},$$

где α – коэффициент линейного расширения стали, равный $1,25 \cdot 10^{-2}$ мм/(м·°C); τ_1 – максимальная расчетная температура теплоносителя, °C; $t_{н.о}$ – расчетная температура наружного воздуха при проектировании системы отопления.

Характеристики сифонных компенсаторов приведены в работе [4].

Проведем показательный расчет.

Рассчитаем участок 4 трубопровода диаметром 325×8 м и длиной 70,65 м.

Определим максимальную длину участка, на которой может обеспечить компенсацию один сильфонный компенсатор:

$$L_m = \frac{0,9 \cdot 2 \cdot 90}{1,2 \cdot 10^{-2} (130 + 40)} = 76,24 \text{ м.}$$

Необходимое количество компенсаторов n на расчетном участке составит

$$n = \frac{L}{L_m} = \frac{70,65}{76,24} = 0,93.$$

Принимаем $n = 1$.

Осевая реакция компенсатора, возникающая вследствие жесткости осевого хода:

$$R_{\text{ж}} = 445 \cdot 90 = 40\,050 \text{ Н.}$$

Осевая реакция от внутреннего давления

$$R_p = 0,5 \frac{3,14}{4} (0,389^2 - 0,325^2) \cdot 5 \cdot 10^4 = 896 \text{ Н.}$$

Определим реакцию компенсатора $R_{\text{с.к}}$:

$$R_{\text{с.к}} = 40050 + 896 = 40947 \text{ Н.}$$

ЗАДАЧА К РАЗДЕЛУ 8. РАСЧЕТ КОМПЕНСАТОРОВ

Задача 8.1. Определить необходимое количество компенсаторов на расчетном участке и реакцию компенсатора. Исходные данные представлены в табл. 8.1.

8.1. Исходные данные к задаче 8.1

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d \times \delta$, мм	325×8	273×7	219×6	159×4,5	108×4	89×3,5	57×3,5	38×2,5	76×3,5	32×2,5
l , м	17	15	14	10	8	7	6	4	6	4

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данный задачник позволит студентам направления «Теплоэнергетика и теплотехника» выполнить задачи по темам: определение расчетных расходов воды в системе горячего водоснабжения зданий; определение тепловых нагрузок и расходов воды на отопление, вентиляцию и ГВС; определение температуры теплоносителя в индивидуальном тепловом пункте здания; подбор и расчет нагревательных приборов; расчет тепловой изоляции тепловых сетей с учетом способа их прокладки; гидравлический расчет тепловой сети, а также расчет опоры и компенсаторы трубопроводов тепловой сети.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Методика** по определению расчетных расходов воды и стоков в системе водоснабжения и канализации зданий и сооружений : метод. пособие. – М. : ФАУ «Федеральный центр нормирования, стандартизации и оценки соответствия в строительстве», 2017. – 117 с.
2. **Бутина, О. Н.** Курсовое проектирование по теплоснабжению : учеб. пособие / О. Н. Бутина, А. Н. Хуторной. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2010. – 107 с.
3. **Расчеты** теплоснабжения, отопления и вентиляции : метод. разработки / сост. : В. И. Ляшков, В. И. Быченко. – Тамбов : ТГТУ, 1998. – 44 с.
4. **Николаева, А. А.** Справочник проектировщика: Проектирование тепловых сетей / А. А. Николаева. – М. : Книга по Требованию, 2017. – 359 с.
5. **Мозговой, Н. В.** Проектирование тепловых сетей : метод. пособие / Н. В. Мозговой, В. И. Быченко. – Тамбов–Воронеж, 2005. – 131 с.
6. **Тихомиров, А. К.** Теплоснабжение района города : учеб. пособие / А. К. Тихомиров. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2006. – 135 с.
7. **Теплоснабжение** : учебник / А. А. Ионин, Б. М. Хлыбов, В. Н. Братенков и др. – М. : Стройиздат, 1982. – 336 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

А.1. Расчетные расходы воды потребителями по СП 30.13330.2020

Водо- потребитель	Единица измерения	Расчетные расходы воды, л				Расход воды прибором, л/с (л/ч)		T, ч
		средне- суточные		в час наиболь- шего водопо- требления		общий $q_o^{tot} (q_{o,hr}^{tot})$	холодной или горя- чей q_o^c , $q_o^h (q_{o,hr}^c, q_{o,hr}^h)$	
		общий $q_{u,m}^{tot}$	горячей $q_{u,m}^h$	общий $q_{hr,u}^{tot}$	горячей $q_{hr,u}^h$			
Жилые дома квартирного типа:								
– с ваннами длинной от 1500 мм, оборудован- ными душами		180	70	11,6	6,5	0,3 (300)	0,2 (200)	24
Цеха – с тепло- выделениями свыше 84 кДж на 1 м ³ /ч	1 чел. в смену	45	20,4	14,1	7,1	0,14 (60)	0,1 (40)	6
– остальные		25	9,4	9,4	3,7	0,14 (60)	0,1 (40)	8
Админист- ративные здания	1 работа- ющий	12	4,5	4	1,7	0,14 (80)	0,1 (60)	8
Душевые в бытовых помещениях промышлен- ных предпри- ятий	1 душевая сетка в смену	500	230	500	230	0,2 (500)	0,14 (270)	–

**Б.1. Значения коэффициентов α (α_{hr}) при $P(P_{hr}) \leq 0,1$
и любом числе N , а также при $P(P_{hr}) > 0,1$ и числе $N > 200$
по СП 30.13330.2020**

NP или NP_{hr}	α (α_{hr})	NP или NP_{hr}	α (α_{hr})	NP или NP_{hr}	α (α_{hr})	NP или NP_{hr}	α (α_{hr})	NP или NP_{hr}	NP или NP_{hr}
менее 0,015	0,2	0,052	0,276	0,165	0,415	0,5	0,678	1,6	Менее 0,015
0,015	0,202	0,054	0,28	0,17	0,42	0,52	0,692	1,65	0,015
0,016	0,205	0,056	0,283	0,175	0,425	0,54	0,704	1,7	0,016
0,017	0,207	0,058	0,286	0,18	0,43	0,56	0,717	1,75	0,017
0,018	0,21	0,06	0,289	0,185	0,435	0,58	0,73	1,8	0,018
0,019	0,212	0,062	0,292	0,19	0,439	0,6	0,742	1,85	0,019
0,02	0,215	0,064	0,295	0,195	0,444	0,62	0,755	1,9	0,02
0,021	0,217	0,065	0,298	0,2	0,449	0,64	0,767	1,95	0,021
0,022	0,219	0,068	0,301	0,21	0,458	0,66	0,779	2	0,022
0,023	0,222	0,07	0,304	0,22	0,467	0,68	0,791	2,1	0,023
0,024	0,224	0,072	0,307	0,23	0,476	0,7	0,803	2,2	0,024
0,025	0,226	0,074	0,309	0,24	0,485	0,72	0,815	2,3	0,025
0,026	0,228	0,076	0,312	0,25	0,493	0,74	0,826	2,4	0,026
0,027	0,23	0,078	0,315	0,26	0,502	0,76	0,838	2,5	0,027
0,028	0,233	0,08	0,318	0,27	0,51	0,78	0,849	2,6	0,028
0,029	0,235	0,082	0,32	0,28	0,518	0,8	0,86	2,7	0,029
0,03	0,237	0,084	0,323	0,29	0,526	0,82	0,872	2,8	0,03

Продолжение табл. Б.1

<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>
0,031	0,239	0,086	0,326	0,3	0,534	0,84	0,883	2,9	0,031
0,032	0,241	0,088	0,328	0,31	0,542	0,86	0,894	3	0,032
0,033	0,243	0,09	0,331	0,32	0,55	0,88	0,905	3,1	0,033
0,034	0,245	0,092	0,333	0,33	0,558	0,9	0,916	3,2	0,034
0,035	0,247	0,094	0,336	0,34	0,565	0,92	0,927	3,3	0,035
0,036	0,249	0,096	0,338	0,35	0,573	0,94	0,937	3,4	0,036
0,037	0,25	0,098	0,341	0,36	0,58	0,96	0,948	3,5	0,037
0,038	0,252	0,1	0,343	0,37	0,588	0,98	0,959	3,6	0,038
0,039	0,254	0,105	0,349	0,38	0,595	1	0,969	3,7	0,039
0,04	0,256	0,11	0,355	0,39	0,602	1,05	0,995	3,8	0,04
0,041	0,258	0,115	0,361	0,4	0,61	1,1	1,021	3,9	0,041
0,042	0,259	0,12	0,367	0,41	0,617	1,15	1,046	4	0,042
0,043	0,261	0,125	0,373	0,42	0,624	1,2	1,071	4,1	0,043
0,044	0,263	0,13	0,378	0,43	0,631	1,25	1,096	4,2	0,044
0,045	0,265	0,135	0,384	0,44	0,638	1,3	1,12	4,3	0,045
0,046	0,266	0,14	0,389	0,45	0,645	1,35	1,144	4,4	0,046
0,047	0,268	0,145	0,394	0,46	0,652	1,4	1,168	4,5	0,047
0,048	0,27	0,15	0,399	0,47	0,648	1,45	1,191	4,6	0,048
0,049	0,271	0,155	0,405	0,48	0,665	1,5	1,215	4,7	0,049
0,05	0,273	0,16	0,410	0,49	0,672	1,55	1,238	4,8	0,05

Продолжение табл. Б.1

<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>
4,9	2,524	8,7	3,738	15	5,547	27	8,701	46,5	4,9
5	2,558	8,8	3,768	15,2	5,602	27,5	8,828	47	5
5,1	2,592	8,9	3,798	15,4	5,657	28	8,955	47,5	5,1
5,2	2,626	9	3,828	15,6	5,712	28,5	9,081	48	5,2
5,3	2,66	9,1	3,858	15,8	5,767	29	9,207	48,5	5,3
5,4	2,693	9,2	3,888	16	5,821	29,5	9,332	49	5,4
5,5	2,726	9,3	3,918	16,2	5,876	30	9,457	49,5	5,5
5,6	2,76	9,4	3,948	16,4	5,93	30,5	9,583	50	5,6
5,7	2,793	9,5	3,978	16,6	5,984	31	9,707	51	5,7
5,8	2,826	9,6	4,008	16,8	6,039	31,5	9,832	52	5,8
5,9	2,858	9,7	4,037	17	6,093	32	9,957	53	5,9
6	2,891	9,8	4,067	17,2	6,147	32,5	10,08	54	6
6,1	2,924	9,9	4,097	17,4	6,201	33	10,2	55	6,1
6,2	2,956	10	4,126	17,6	6,254	33,5	10,33	56	6,2
6,3	2,989	10,2	4,185	17,8	6,308	34	10,45	57	6,3
6,4	3,021	10,4	4,244	18	6,362	34,5	10,58	58	6,4
6,5	3,053	10,6	4,302	18,2	6,415	35	10,7	59	6,5
6,6	3,085	10,8	4,361	18,4	6,469	35,5	10,82	60	6,6
6,7	3,117	11	4,419	18,6	6,522	36	10,94	61	6,7

<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	α (α_{hr})	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>	<i>NP</i> или <i>NP_{hr}</i>
6,8	3,149	11,2	4,477	18,8	6,575	36,5	11,07	62	6,8
6,9	3,181	11,4	4,534	19	6,629	37,5	11,31	63	6,9
7	3,212	11,6	4,592	19,2	6,682	38	11,43	64	7
7,1	3,244	11,8	4,649	19,4	6,734	38,5	11,56	65	7,1
7,2	3,275	12	4,707	19,6	6,788	39	11,68	66	7,2
7,3	3,307	12,2	4,764	19,8	6,84	39,5	11,8	67	7,3
7,4	3,338	12,4	4,82	20	6,893	40	11,92	68	7,4
7,5	3,369	12,6	4,877	21	7,156	40,5	12,04	69	7,5
7,6	3,4	12,8	4,934	21,5	7,287	41	12,16	70	7,6
7,7	3,431	13	4,99	22	7,417	41,5	12,28	71	7,7
7,8	3,462	13,2	5,047	22,5	7,547	42	12,41	72	7,8
7,9	3,493	13,4	5,103	23	7,677	42,5	12,53	73	7,9
8	3,524	13,6	5,159	23,5	7,806	43	12,65	74	8
8,1	3,555	13,8	5,215	24	7,935	43,5	12,77	75	8,1
8,2	3,585	14	5,27	24,5	8,064	44	12,89	76	8,2
8,3	3,616	14,2	5,326	25	8,192	44,5	13,01	77	8,3
8,4	3,646	14,4	5,382	25,5	8,32	45	13,13	78	8,4
8,5	3,677	14,6	5,437	26	8,447	45,5	13,25	79	8,5
8,6	3,707	14,8	5,492	26,5	8,575	46	13,37	80	8,6

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ВОДЫ В СИСТЕМЕ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ	4
1.1. Пример выполнения расчета расхода водопотребления для жилого дома	4
1.2. Пример выполнения расчета расхода водопотребления для промышленного предприятия	7
1.3. Пример расчета потерь теплоты участка трубопровода	11
1.4. Подбор счетчика воды	13
1.5. Пример теплового расчета потерь теплоты участка трубопровода системы централизованного горячего водоснабжения	14
1.6. Пример теплового и гидравлического расчета пластинчатого теплообменника	16
2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК И РАСХОДОВ ВОДЫ	24
2.1. Пример расчета тепловых нагрузок на отопление	24
2.2. Пример расчета тепловых нагрузок на вентиляцию	24
2.3. Пример расчета тепловых нагрузок на ГВС в летний период	25
2.4. Пример построения графиков тепловых нагрузок. Расчет тепловых нагрузок на отопление	26
2.5. Пример построения графиков тепловых нагрузок. Расчет тепловых нагрузок на вентиляцию	27
2.6. Пример построения графиков тепловых нагрузок. Расчет продолжительности стояния температур наружного воздуха	27
2.7. Пример расчета необходимого расхода воды. Расчет расхода воды для отопления	28
2.8. Пример расчета необходимого расхода воды. Расчет расхода воды для вентиляции	29
2.9. Пример расчета необходимого расхода воды. Расчет расхода воды для ГВС	30
3. ВЫБОР МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ В ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ	31
3.1. Определение температуры точки излома	31
3.2. Определение температуры в подающей магистрали тепловой сети	32

3.3. Определение температуры теплоносителя после системы отопления	34
3.4. Определение температуры теплоносителя после элеватора	35
3.5. Определение температуры теплоносителя на вентиляционную нагрузку. Местное количественное регулирование изменением расхода сетевой воды до температуры точки излома	36
3.6. Определение температуры теплоносителя на вентиляционную нагрузку. Центральное качественное регулирование изменением расхода сетевой воды	38
3.7. Определение температуры теплоносителя на вентиляционную нагрузку. Местное количественное регулирование изменением расхода сетевой воды до температуры самой холодной пятидневки	39
3.8. Определение температуры теплоносителя на ГВС	41
3.9. Пример регулирования отпуска теплоты на отопление для открытой системы теплоснабжения	43
3.10. Пример расчета двухступенчатой последовательной схемы присоединения подогревателей ГВС	46
4. ПОДБОР И РАСЧЕТ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ И ДРУГОГО ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	54
4.1. Расчет числа нагревательных приборов	54
4.2. Подбор и расчет водогрейных котлов, водоподогревателей, калориферов и воздушных отопительных агрегатов	57
5. РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ С УЧЕТОМ СПОСОБА ИХ ПРОКЛАДКИ	59
6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ	63
7. РАСЧЕТ ОПОР ТРУБОПРОВОДОВ	67
8. РАСЧЕТ КОМПЕНСАТОРОВ	70
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	72
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	72
ПРИЛОЖЕНИЯ	
Приложение А	73
Приложение Б	74

Учебное электронное издание

БАЛАШОВ Алексей Александрович

ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Сборник задач

Редактор Л. В. Комбарова
Графический и мультимедийный дизайнер Т. Ю. Зотова
Обложка, упаковка, тиражирование И. В. Калистратовой

ISBN 978-5-8265-2742-9



Подписано к использованию 14.05.2024.
Тираж 50 шт. Заказ № 63

Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14
Тел./факс (4752) 63-81-08.
E-mail: izdatelstvo@tstu.ru